

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS  
SUPERIORES DE MONTERREY

CAMPUS MONTERREY

DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA



TECNOLÓGICO  
DE MONTERREY.

Modelación, identificación y control  
de una suspensión automotriz

TESIS

PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL  
PARA OBTENER EL GRADO ACADÉMICO DE

MAESTRÍA EN CIENCIAS  
CON ESPECIALIDAD EN AUTOMATIZACIÓN

POR:

ALINE DRIVET GONZALEZ

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 2004.

**INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS  
SUPERIORES DE MONTERREY**

**CAMPUS MONTERREY**

**DIVISION DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERIA**



**TECNOLÓGICO  
DE MONTERREY.**

**Modelación, identificación y control  
de una suspensión automotriz**

**TESIS**

**PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL  
PARA OBTENER EL GRADO ACADEMICO DE**

**MAESTRIA EN CIENCIAS  
CON ESPECIALIDAD EN AUTOMATIZACION**

**POR:**

**ALINE DRIVET GONZALEZ**

**MONTERREY, N. L.**

**DICIEMBRE DE 2004**

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY

CAMPUS MONTERREY  
DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA



**TECNOLÓGICO  
DE MONTERREY.®**

Modelación, identificación y control de una suspensión automotriz.

TESIS

PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO  
ACADÉMICO DE:

MAESTRA EN CIENCIAS  
ESPECIALIDAD EN AUTOMOTIZACIÓN

POR

ALINE DRIVET GONZÁLEZ

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 2004

Modelación, identificación y control de una suspensión automotriz

Por

Aline Drivet González

Tesis

Presentada al Programa de Graduados en Ingeniería del

**Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey**

Campus Monterrey

Como requisito parcial para obtener el grado académico de

,

Maestra en Ciencias

Especialidad en Automatización

Monterrey, Nuevo León a 13 de Diciembre de 2004

# **Capítulo 1.**

## **Introducción.**

### 1.1 Antecedentes.

La suspensión de un vehículo es uno de los sistemas más importantes del mismo, desde los inicios del automóvil la suspensión ha tenido un rol muy importante en la maniobrabilidad, del control del vehículo a altas velocidades y del confort del pasajero aislándolo de las oscilaciones e imperfecciones del camino.

Las suspensiones automotrices tradicionales se diseñan tomando en consideración dos principales características: el confort y la maniobrabilidad. Es necesario, por lo general, llegar a un compromiso entre las variables anteriores para obtener un diseño que se adapte a los requerimientos específicos del automóvil (por ejemplo un carro deportivo tendrá una suspensión más dura para mejorar la maniobrabilidad del vehículo y un automóvil de lujo tendrá una suspensión suave para mejorar el confort a sacrificando de la maniobrabilidad). Se busca un sistema de suspensión que cumpla con ambos requisitos y que realice un compromiso entre el confort y la maniobrabilidad. Para lograr esto es necesario poder ajustar la suspensión dependiendo del camino y de las necesidades del vehículo. Una solución es proponer una suspensión activa o semi-activa. Este problema ha sido estudiado y atacado de varias formas, particularmente en los últimos veinte años. Varias soluciones se han propuesto, sin embargo, ninguna ha sido definitiva o adoptada por la mayoría de los diseñadores de la industria automotriz. Existe una investigación permanente en el área y constantemente se publican innovaciones y prototipos (Sato [22], Bose [30]). Los vehículos de formula uno han impulsado el desarrollo de las suspensiones ya que por las altas velocidades que adquieren la maniobrabilidad es esencial para la seguridad del conductor. Evidentemente en automóviles de lujo donde el confort es un requisito para el mercado, la suspensión es muy importante para el confort del pasajero. Debido a

estas demandas por parte del mercado se invierten grandes sumas de dinero en la investigación y en el desarrollo de suspensiones activas.

La modelación es un punto crítico en el desarrollo de prototipos de suspensiones, muchos de los desarrollos se han realizado en modelo sencillos de uno o dos grados de libertad y utilizando modelos simplificados de un cuarto de vehículo o en contados casos de medio vehículo, sin embargo es evidente que una modelación de un vehículo completo de tres dimensiones obtendrá mejores resultados.

## 1.2 Definición del problema.

La selección de componentes de un sistema de suspensión tiene un problema inherente. Las características necesarias para las diferentes funciones de la suspensión son conflictivas entre sí puesto que para adherir la llanta al piso y soportar las fuerzas laterales y longitudinales es necesario que la suspensión sea rígida, pero para amortiguar las fuerzas verticales y aislar el chasis de la vibración causada por la imperfecciones del camino, la suspensión deber ser suave.

El diseñador debe establecer los valores de rigidez del resorte y constante de amortiguamiento dependiendo del uso que vaya a tener el vehículo. Existen diversas soluciones a este problema de las cuales se pueden mencionar la suspensión semi-aciva y la suspensión activa. Tanto la suspensión activa como la semi-activa representan un reto para el diseñador, primeramente necesita establecer los requerimientos mínimos que va a cumplir su vehículo en cuanto a confort y maniobrabilidad y sobre todo como va a medir esto últimas características. Después la forma en que va a controlar la suspensión sea con algoritmos sencillos como control *On. Off* o algoritmos mucho más elaborados como sería algoritmos genéticos [1]. Finalmente deberá diseñar y seleccionar el dispositivo que sea capaz de aplicar el control diseñado, esto se puede realizar por medio de suspensión activa o semi-aciva. En esta tesis se realiza un estudio de factibilidad del uso de suspensiones activas en un escenario de simulación realista.

### 1.3 Objetivos de la tesis.

- Desarrollar un modelo dinámico de un vehículo completo con fines de realizar un estudio de diseño y análisis de suspensiones.
- Identificar un modelo dinámico útil para utilizar técnicas de control avanzado en la suspensión del vehículo.
- Evaluar diferentes algoritmos de control y realizar un análisis comparativo para suspensiones de vehículos automotrices.

### 1.4 Hipótesis.

Es posible desarrollar un sistema de suspensión activa que mejore notablemente el desempeño del vehículo en cuanto a confort comparado con un sistema de suspensión pasiva, utilizando un paquete computacional de modelación dinámica.

# Active Suspension Modelling With Adams/Car In A Mini-baja.

Ricardo Ramírez Mendoza<sup>1</sup>, Aline Drivet<sup>1</sup>, Fernando Peña<sup>1</sup>.

<sup>1</sup>*Department of Mechatronics, Technological Institute of Monterrey, ITESM. Mexico.*

*Ave. Eugenio Garza Sada Sur nº 2501 Col. Tecnológico, MTY. N.L. México*

*Tel:52(818)3 58 20 00-(5487), [ricardo.ramirez@itesm.mx](mailto:ricardo.ramirez@itesm.mx), [drivet@itesm.mx](mailto:drivet@itesm.mx),*

**Abstract:** The paper deals with the modelling of a full Mini Baja vehicle in ADAMS/CAR, to test different control strategies in an active suspension in a full vehicle. Two different approaches were used, one with classical skyhook control and one with PID control, testing the vehicle in a computer generated stochastic uneven road.

**Keywords:** Skyhook-control, Modelling, Mini-Baja Vehicles, Suspension, Double-Wishbone suspension, vehicle dynamics

## 1) Introduction

Active suspension has been studied over the past few years; several control strategies have been proposed and simulated with numeric modelling software. Advanced active suspension systems are acquiring more importance due to the need of improving manoeuvrability and comfort in a vehicle. The role of a suspension is to isolate the chassis or the passengers to in spite of the unevenness of the road that is, to avoid vibration, without decreasing the manoeuvrability of the car. There are several articles in the literature where ASS (active suspension system) is applied [1]. However, all research has been conducted in a quarter of a vehicle, and using simplified models of the car, in the present paper, the aim is to model the full vehicle with

powerful three-dimensional software, that can model the complete dynamic of the vehicle. When a more complex model can be used or a more detailed vehicle then, more accurate results can be obtained when a simple control strategy is applied. Two control strategies are used, the first one is the skyhook control [2], and the other one a proportional, integral and derivative approach also known as PID. This study is limited however to the modelling of a Mini-baja vehicle and the simplifications made to the model in ADAMS/Car [3] where the engine is ideal, the body of the vehicle is rigid and no deflection will be considered.

## 2) Skyhook Control

A suspension system is used to support the vehicle weight, to isolate the chassis

from road disturbances that is to improve the quality of the ride and to maintain the traction force between the tire and the road. There are two kinds of suspension: active suspension and passive suspension.

A passive suspension system is one in which the characteristics of the components (springs and dampers) are fixed. The designer of the suspension establishes the vehicle's characteristics where a compromise between the stability and the comfort of the vehicle is established.

An active suspension on the other hand will adjust to the road type improving both comfort and stability. To obtain an active suspension it is necessary to vary the damper characteristics along with the road profile or use an actuator, which can vary a force according to an control law.

One of the most recurrent strategies in the literature is the skyhook control, which adjusts the damping level of the suspension. The most common is to change the damping constant between two values using the so called on-off control since the damper switches back and forth between two possible damping states. When the chassis is moving up, and the tires are getting closer, the damping constant should be low if not zero, when chassis is moving down and the tires are getting farther, the damping constant should be large

(ideally an infinite damping constant) The effect of the skyhook control scheme is to minimize the absolute velocity of the chassis. The skyhook strategy is a simple approach that has been proven to work for a quarter of a vehicle [4].

The skyhook strategy requires a varying force. This force can be obtained using a hydraulic damper varying the size of the orifice in the hydraulic flow valve. Using an electro-rheological damper or a magneto-rheological damper applying various levels of electric field or magnetic field and changing the viscosity in order to adjust to the required damper force [5].

Karnopp [6] proposed a model in which a damper is placed in the suspension to suppress the vibratory motion of the sprung mass, and indeed, it reduced the resonant peak of the sprung mass but was unable to control the resonant peak of the un-sprung mass. A modified skyhook proposed by J. Karl Hedrick [7] which shall be considered in order to minimize both resonant peaks. In this study the vertical velocity of the chassis is measured and then used to compute the varying force that is applied to the chassis by the actuator. Suspension can be modified in the four wheels of the vehicle, in this study however only the two front wheels are chosen, the next equation is used to compute the force applied:

$$F(t) = -V_z(t) \times K$$

$F(t)$  the force applied by the actuator.

$V_z(t)$  the vertical velocity of the chassis.

$K$  adequate gain for process.

The skyhook strategy requires a variable damper constant which could be calculated using an equation using a velocity feedback and multiplying it with a constant. Now, to apply such control it is necessary to use a damper that can change its constant over a certain range of values. In the next figure is shown the configuration of the active suspension:

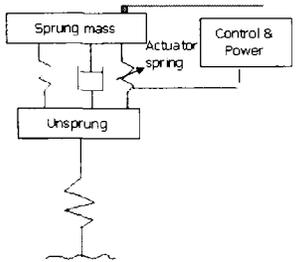


Fig.2. Model of an active suspension with a skyhook strategy.

### 3) Mini-Baja Solid Model

Most of the studies realized in active suspension have been modeled in a quart of a vehicle in *Matlab*, a more accurate study can be conducted with ADAMS CAR software applying a skyhook control strategy.

Using ADAMS/Car to analyse a solid or three-dimensional prototype is similar to test a physical prototype. To run a test in ADAMS/CAR it is necessary to specify most of the components, or subsystems, that form a full car, to mention some of them, it is necessary to fully determine the suspension, the

steering and braking system, the body or chassis, materials and tires.

ADAMS/Car contains full-vehicle test rigs and several tests can be applied to the full-vehicle, but also any measure can be user defined as, for example the velocity in any point of the body of the vehicle. ADAMS/CAR is a dynamic simulator, which can fully evaluate the behaviour of a specific model in different environments. Due to the extent of detail necessary to use ADAMS/CAR the Mini -Baja vehicle was chosen. It offers the advantage to be a simple car, easier to model with ADAMS/CAR with greater accuracy and fully detailed. Also the Mini-Baja model used in this research is based on a physical model that the ITESM uses in competitions of the SAE, the following picture shows the real live car:

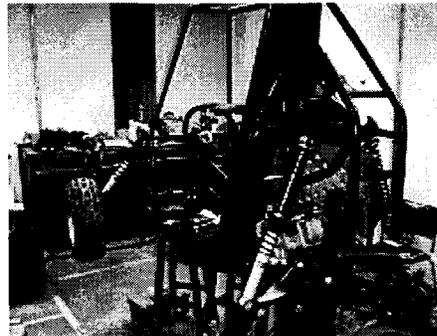


Fig.3. Mini-Baja real vehicle used to make the ADAMS model.

The more basic systems were defined in order to have a very precise model of the car, just to mention a few: brake system, steering system, powertrain and so on. The vehicle frame is a template based on a fully scaled, Pro-Engineer

model, and then imported into ADAMS/CAR.

In the model used, the vehicle's front suspension system is controlled through varying the force of the actuator in order to vary its reaction force. This force will be determined through a skyhook control algorithm. The suspension used is a wishbone type where there are: a spring a damper and the force that will simulate the variable damper, all the members are solid (no deflection is considered). The full suspension is displayed in the next picture:



Fig.4. Modelling of the Mini-Baja suspension system.

Once all the subsystems are described, the full assembly can be determined obtaining the model below:

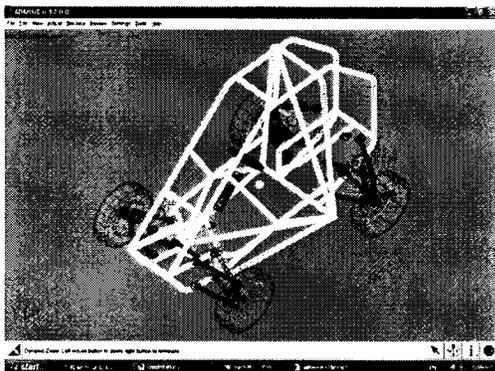


Fig.5. Modelling of the Mini-Baja full vehicle assembly.

#### 4) Tests And Simulation Results

To prove that the active suspension improves the performance of the vehicle, tests were conducted with the ADAMS/CAR software. These tests were applied to a model of a vehicle with passive suspension and reapply to the same vehicle with a modified suspension and having a skyhook control strategy. During the test, velocity acceleration and force on the spring and damper were measured to determine the best performance.

Some markers were necessary to measure velocity, displacement and acceleration as it is shown in the next picture:

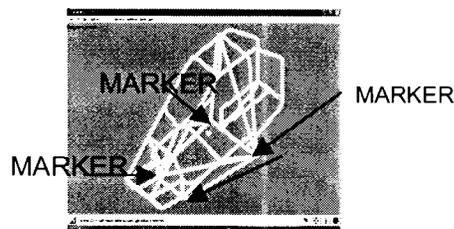


Fig.6. Markers used to determine measures in tests.

The test applied to the model was a rundown through an uneven road at a steady 40-km/hr velocity. The road was computer generated to be irregular and match the measured stochastic profiles that are typical. Both sides have no correlation.

The results are conclusive:

The displacement obtained with a skyhook strategy is in average lower and the resonant peaks of the chassis are eliminated as we can see in the following chart:

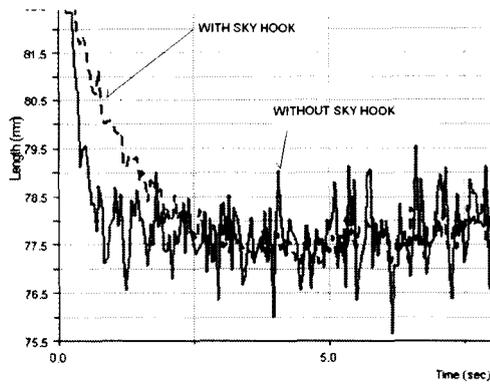


Fig.7. Vertical Displacement of the chassis.

Evidently, the more the vehicle has movement in the vertical axe the less the passenger is comfortable, particularly, he will resent the resonant peaks, which are eliminated. Another important measure is the acceleration, which is another important measure to determine the quality of the road. It was also observed an overall improvement of an average 30% improvement and the resonant peaks were also eliminated, which severely deteriorate the comfort a manoeuvrability of the vehicle. The improvement of the acceleration can be observed in the following chart:

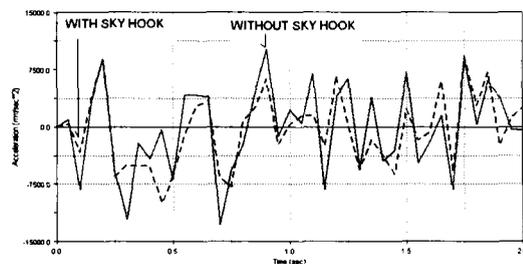


Fig.8. Vertical Acceleration of the chassis.

#### 5) Tests With Modified Control (Pid)

The PID is a widely used control strategy in the industry, the equation of the PID applied to the vertical velocity is the following:

$$F(t) = K(v(t) + \frac{1}{Ti} \int v(t) + Td \frac{\partial v}{\partial t})$$

Where

$K, \frac{1}{Ti}, Td$  are the best parameters for

the process.

The results are conclusive, the PID improves the performance of the vehicle, the vertical acceleration is diminished in more than 50% as it can be appreciated in the next chart:

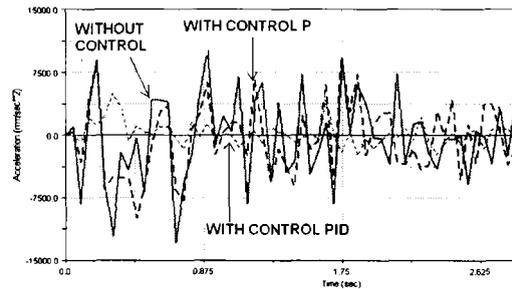


Fig.9. Vertical Acceleration of the chassis.

Displacement is also improved; the vehicle is almost steady as we can see in following chart:

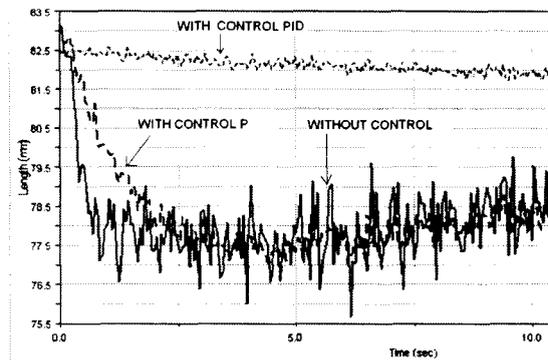


Fig.10. Vertical displacement of the chassis.

There is also improvement in the vertical velocities of the chassis, the skyhook has a 50% less velocity in the chassis improving the quality of the ride, but the PID has more than 70% improvement as we can see in the next chart:

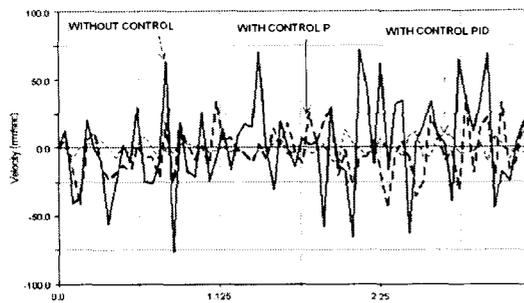


Fig.11. Vertical velocity of the chassis

## 6) Conclusions

The most important purpose of choosing an active suspension system is to improve the ride quality and the manoeuvrability of the vehicle. To improve the ride quality, it is important to isolate the sprung mass from the unevenness of the road and to eliminate the vertical vibrations, especially the resonant peaks which are particularly uncomfortable to the passenger. The PID has proven to be a better strategy than skyhook in the overall performance. The force needed to obtain such results is not greater than any of the suspension components (as the spring or damper), which can be easily obtained. There are also important results in flat roads where the PID had a better performance. Some strong simplifications were made in the model of the vehicle and to improve the accuracy of the results a more precise model can be developed.

## 7) Reference

[1] Horvat. D and M. Hubbard (1981). *Optimum vehicle suspension minimizing rms rattlespace, sprung mass acceleration and jerk*. Trans. of the ASME pp. 228-236.

[2] Keum-Shik Hong, School of Mechanical Engineering; Hyun-Chul Sohn, Department of Mechanical and Intelligent. *Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning*.

[3] Software form MSC. ADAMS/CAR. [www.mscsoftware.com.au/products/software/msc/adams/](http://www.mscsoftware.com.au/products/software/msc/adams/)

[4] Sergio M. Savaresi., Enrico Silani, Sergio Bittanti, *Semi-active suspensions: an optimal control strategy for a quarter-car model*; Dipartimento di Elettronica e Informazione, Politecnico di Milano, Piazza L. da Vinci, 32, 20133 Milano, ITALY.

[5] En Ron Wang, Xiao Qing Ma, S. Rhakeja, C. Y. Su. *Analysis of semi-active MR damper with Hysteric and Asymmetric Properties*. Department of Mechanical Eng., Concordia Univ. Montreal, Quebec, Canada.

[6] Karnopp, D. C., Crosby, M. J., and Harwood, R. A., 1974, *Vibration Control Using Semi-Active Force Generators*, ASME J. Eng. Ind., **96**, No. 2, pp. 619–626.

[7] Keum-Shik Hong, School of Mechanical Engineering; Hyun-Chul Sohn, Department of Mechanical and Intelligent. *Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning*.

[8] Octavio Cesar Rangel Gil, 2002 *Modelación, identificación y control de suspensiones automotrices de diferente estructura cinemática*.

[9] C. Kim, P. I. Ro, H. Kim (1998) *Effect of the structure on equivalent suspension parameters*. Department of mechanical and aerospace engineering, North Carolina State University, Raleigh North Carolina, USA.

## **Capítulo 3.**

### **Descripción del material y métodos de trabajo.**

Con el fin de comparar diferentes leyes de control es necesario tener un vehículo en el que podamos realizar las pruebas. Se debe contar entonces con un prototipo físico o con un modelo apropiado para realizar las pruebas. El modelo debe ser lo más cercano a la realidad, para así darle validez a los resultados obtenidos. Una vez con el modelo seleccionado es necesario realizar una prueba estocástica donde se medirán valores de velocidad, aceleración y desplazamiento y así poder obtener un modelo de parámetros equivalentes.

#### **3.1 Metodología**

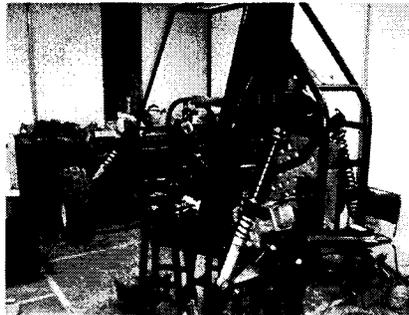
Se utilizará un vehículo real en el cual se basará un modelo en ADAMS/CAR, en el cual se realizarán pruebas de identificación para obtener un modelo de parámetros equivalentes. Este modelo se obtendrá utilizando el método propuesto por Kim [26] y el algoritmo propuesto por Rangel [13]. Para validar la identificación obtenida se aplicará tanto al modelo, como a la identificación una misma entrada escalón y se compararán los resultados. Una vez identificado el proceso se procederá a calcular un espacio de estados y a plantear las ecuaciones de un control LQR. Finalmente se realizarán tres pruebas en el modelo, la primera con la suspensión intacta, la segunda con la suspensión modificada con PID y la tercera con la suspensión controlada por un LQR. En el siguiente diagrama se explica claramente el método que se utilizó para probar diferentes leyes indicadas en los párrafos anteriores.

Pasos de la metodología:

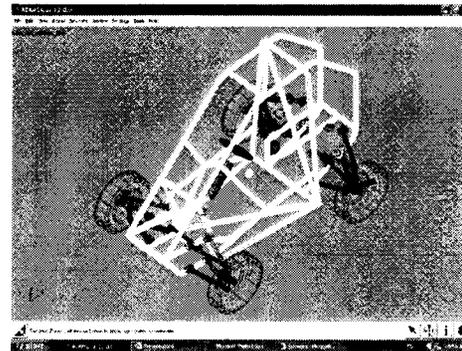
1. Vehículo real del ITESM para competencias SAE.
2. Modelo detallado de ADAMS/CAR.

3. Prueba del modelo en ADAMS usando un camino estocástico y medición de variables, velocidades y aceleración.
4. Obtención de un modelo de parámetros equivalentes tomando en cuenta la estructura de la suspensión, por el método de Kim y Ro [26].
5. Obtención de espacio de estados para el modelo.
6. Cálculo de control LQ.
7. Pruebas del vehículo usando suspensión pasiva, activa y semi-activa. Usando las leyes de control Skyhook, PID y LQ.

# Metodología



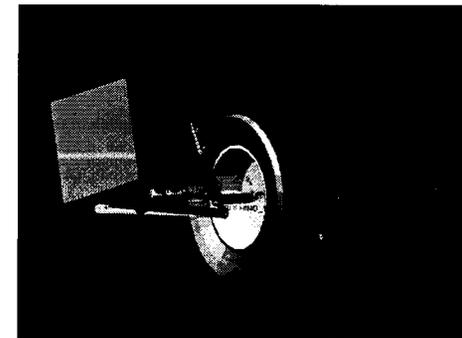
Real car



ADAMS MODEL

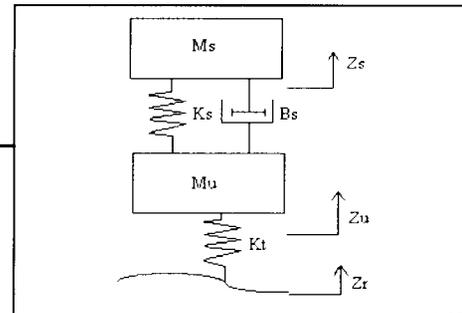
Camino  
stocástico  
generado por  
computadora

Medición de  
velocidades y  
aceleración



Validación del  
modelo

Espacio de estados  
 $\dot{x} = Ax + B_1u + B_2w$   
 $u = -kx$



Modelo de 2 Grados de libertad

Control LQ  
 $J = \int_0^{\infty} (x^T Qx + u^T Ru + 2x^T Nu)$

Comparación de  
resultados LQ  
PID y Skyhook

### 3.2 Selección del vehículo.

Para poder probar diferentes leyes de control era necesario seleccionar un vehículo simple y que se pudiera modificar con facilidad. El Mini-baja es un vehículo muy sencillo, tiene un chasis de tubos muy fácil de modelar y tiene los principales sistemas de un vehículo. Además en el Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey (ITESM) se cuenta con un prototipo real que si bien no se puede modificar se puede usar como base para un modelo detallado. En la siguiente fotografía se puede apreciar el vehículo real que se utiliza en competencias de la SAE.

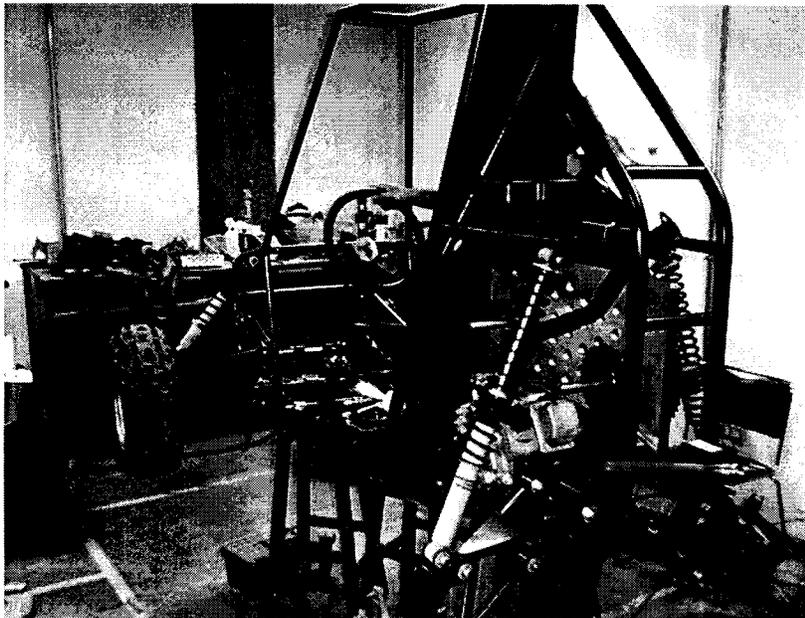


Figura 3.1 Vehículo Mini-baja para competencias de la SAE del ITESM

Es necesario aclarar que en un vehículo todo terreno como el de la Fotografía 3.1 no se considera importante el confort, pero se escogió por su simplicidad.

### 3.3 Herramientas computacionales.

Debido a que no se cuenta con un modelo físico que se pueda modificar es necesario contar con un paquete computacional que pueda modelar un vehículo completo. Existen muchos paquetes computacionales que pudieran ser utilizados con este fin, pero se

seleccionó el ADAMS/CAR® ya que es un paquete computacional dedicado al desarrollo de vehículos. Varias compañías armadoras y diseñadores de vehículos automotrices usan este paquete computacional, además muchos de los artículos publicados recientemente usan ADAMS/CAR® como herramienta para probar los desarrollos tecnológicos más recientes. ADAMS/CAR® modela dinámicamente el vehículo.

Para diseñar el control y probar el modelo identificado matemáticamente se seleccionó un paquete computacional llamado Matlab®.

Debido a las pruebas que se realizan con los paquetes computacionales se necesita una computadora personal con gran capacidad en la tarjeta de video.

### 3.4 Selección de la suspensión delantera

La mayor parte del trabajo se enfocará en la suspensión por lo que se deberá seleccionar una suspensión delantera en donde las ruedas son independientes una e la otra. Se seleccionó la suspensión double-wishbone pues además de cumplir con todas las funciones de una suspensión tiene las siguientes ventajas:

- 1.- Mejor filtrado de vibraciones.
- 2.- Mayor espacio para el motor.
- 3.- Mayor control sobre el ángulo de inclinación de las llantas (ángulo *camber*).

### 3.5 Selección de la suspensión trasera

Se seleccionó la suspensión *Swing-axle* o *swing-arm* que controla el ángulo de inclinación o ángulo *camber*. Los brazos de esta suspensión pivotean sobre una unión tipo U. La suspensión debe ser independiente para poder controlar separadamente las llantas traseras del vehículo.

### 3.6 Alcances de la tesis

Una vez disponiendo de un modelo detallado, se compararán dos leyes de control. La primera será una ley sencilla fácil de sintonizar pero sin que sea necesaria una identificación y la segunda será basada en un modelo de espacio de estados en el que

se calculará la sintonización. El modelo podrá ser utilizado en diferentes pruebas, además se pueden variar también las leyes de control. Se seleccionaron *skyhook*, PID y LQ porque son comunes en la literatura y porque ambas han logrado notables mejoras aplicadas en el control de una suspensión. Sin embargo la gran mayoría de los estudios realizados se han reportado en un cuarto de vehículo por lo que se estima que un estudio realizado en un vehículo completo será más relevante, particularmente porque el paquete computacional es muy preciso y se pueden modelar dinámicamente muchos sistemas del automóvil. Una vez con el vehículo completo se pudiera intentar un control de las cuatro llantas para controlar volcaduras, sin embargo esta línea de investigación no se seguirá en esta tesis. Uno de los mayores retos en la industria automotriz es mejorar el confort de los vehículos de pasajeros. Esta tesis se enfocará en indicadores de confort. Especialmente se buscará disminuir las componentes de aceleración vertical del chasis o masa suspendida. Las mediciones que se realizarán son de velocidad vertical de la masa suspendida, aceleración vertical de la masa no suspendida, velocidad de la masa suspendida y la carrera de la suspensión. Muchos de los indicadores de dinámica de vehículos están disponibles en el paquete computacional pero esa línea de investigación tampoco será explorada.

### 3.7 Limitaciones de la tesis

Las conclusiones obtenidas solo serán válidas para este prototipo sin embargo esta tesis marca una línea de investigación aplicable para el desarrollo de suspensiones activas. Algunas simplificaciones en el modelo fueron necesarias para mayor claridad, por ejemplo todas las partes son indeformables, lo cual aunque es una buena aproximación, si se aplican las mismas pruebas a un prototipo real, los resultados en el vehículo real pudieran ser diferentes. Es esperable que la investigación con un modelo real obtendría mejores resultados, pero el trabajo se limitaría a un vehículo únicamente, usando un paquete computacional se obtiene el conocimiento para modelar diferentes vehículos. El análisis de vehículos en ADAMS es muy extenso y en esta tesis solo se aplicará un tipo de prueba; significa que el modelo desarrollado se puede analizar extensamente. Por otra parte, el método de obtención de parámetros equivalentes es mejor que un modelo obtenido dividiendo la masa suspendida en cuatro y tomando los valores de la rigidez

del resorte y de la razón de amortiguamiento, sin embargo, es un método de aproximación, por lo que existe un error; se pudiera validar con un prototipo real usando una suspensión física, sin embargo esa línea de investigación no será explorada.

Los indicadores de volcaduras (rollover), pitch y bounce que se producen en la masa no suspendida pueden medirse. También se puede determinar completamente el movimiento del chasis creado por las maniobras de aceleración y frenado. Las pruebas se efectuaron a velocidad constante en un camino recto. Sin embargo una línea de investigación puede desarrollarse realizando maniobras de aceleración y frenado y observar el comportamiento del vehículo y cómo éste se ve mejorado por el control activo de la suspensión.

La maniobrabilidad depende en parte de las fuerzas asociadas con la llanta y la superficie de rodamiento. Un indicador pudiera ser la deformación de la llanta, sin embargo en esta tesis no se seguirá esa línea de exploración y se limitará al confort.

## **Capítulo 4.**

### **Modelación computacional de un prototipo mini-baja.**

#### 4.1 Introducción a ADAMS/CAR®.

ADAMS/CAR® es un paquete computacional de modelación de vehículos completos, realiza pruebas dinámicas y análisis de dinámica de vehículos. Se utiliza en el desarrollo de automóviles de pasajeros por las grandes compañías de carros. Usando un modelo tridimensional se pueden realizar pruebas de maniobrabilidad, de frenado, comportamiento en curvas y muchas pruebas más. ADAMS/CAR® contiene pistas de pruebas donde se pueden probar vehículos realísticamente, además se puede variar el perfil del conductor, la velocidad de la prueba, el perfil del camino, la velocidad de cambio, solo para mencionar algunas.

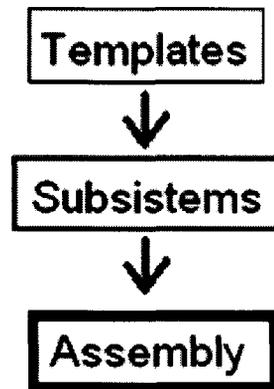
ADAMS/CAR® es seleccionado puesto que tiene las siguientes ventajas:

- 1.- Manejo de ambiente de trabajo en donde las pruebas se pueden identificar plenamente y se puede guardar los datos en varios formatos.
- 2.- Control total sobre las características de todos los componentes del vehículo.
- 3.- Excelente relación de costos puesto que puede reemplazar el prototipo real.
- 4.- Número ilimitado de pruebas.
- 5.- Tiempo relativamente breve en cada prueba dependiendo de la complejidad del modelo.

Debido a lo detallado que debe ser el vehículo al utilizar ADAMS/CAR®, se seleccionó el prototipo Mini-baja por su sencillez y porque tiene los principales sistemas que conforman un vehículo como: frenos, dirección, transmisión, llantas traseras, suspensión trasera independiente, suspensión delantera independiente, llantas delanteras, solo para mencionar algunas.

## 4.2 Modelación.

Es necesario explicar brevemente la arquitectura del paquete computacional para comprender el modelo y la forma en que se construye el modelo de un vehículo. El paquete computacional conforma los modelos partiendo de sistemas pequeños que se van uniendo conformando subsistemas que a su vez se unen hasta formar un vehículo completo. La jerarquía de la construcción de un modelo completo en ADAMS/CAR es la siguiente:



El sistema más pequeño es el llamado *template*.

### 4.2.1 Templates.

Los *templates* son modelos de sistemas automotrices parametrizados para poder modificarlos, todas sus características se pueden ajustar. Los *templates* forman parte de una base de datos común que viene integrado en el paquete computacional, en esa base de datos se pueden obtener los más comunes sistemas y se pueden modificar según el vehículo para modelar. Es posible también diseñar diferentes *templates* según las necesidades del modelo.

Los *templates* utilizados, son los siguientes:

#### 1.- Llantas traseras.

Las llantas traseras son un poco mas grandes que las normales, debido a que se usan en todo terreno y se optó por hacer el modelo lo más realista posible, en la siguiente figura se muestra el *template* utilizado de las llantas.

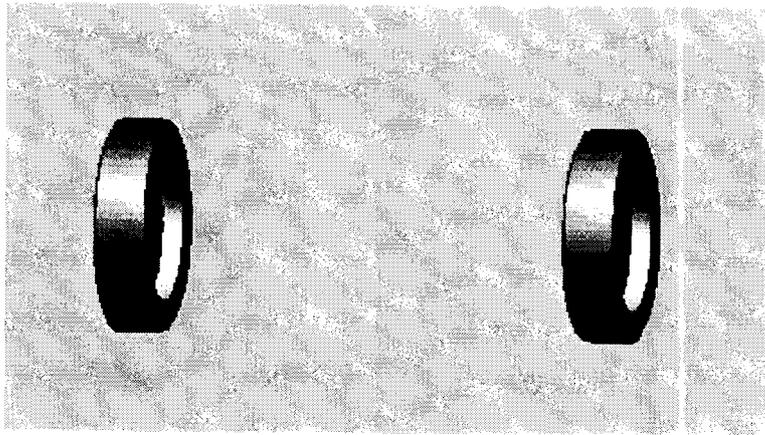


Figura 4.2.1 Llantas traseras.

#### 2.- Llantas delanteras.

Las llantas delanteras son unas llantas con características para todo terreno. La maniobrabilidad y características de viaje están relacionadas directamente con las características de las llantas. Las llantas son el punto de contacto con el camino y las perturbaciones del camino. Es necesario poder modelar las llantas lo más preciso posible una característica de ADAMS/CAR.

#### 3.- Resorte y amortiguador.

La suspensión delantera es independiente, con todas las características adecuadas para el automóvil. Se conforma de un resorte y de un amortiguador. El resorte es un resorte de espiras con la curva característica que se muestra a continuación:

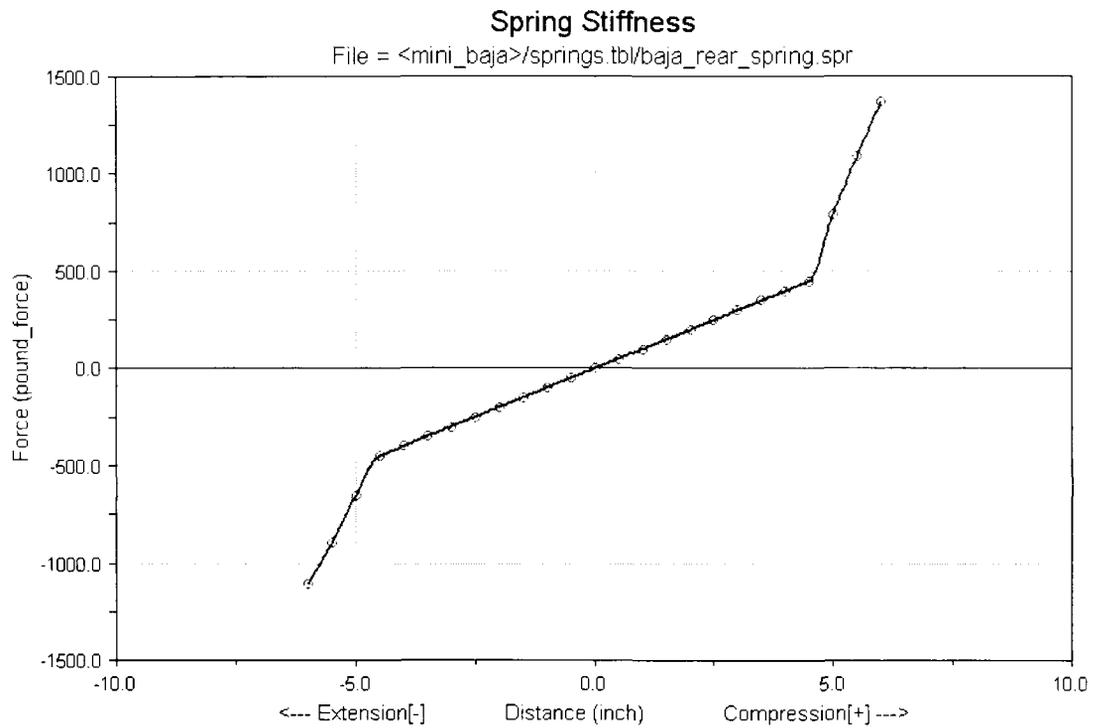


Figura 4.2.2 Curva de rigidez del resorte.

Como se puede observar el resorte es lineal por tramos y eso le da mas precisión al modelo. El amortiguador tiene una curve caraterística que se puede apreciar a continuación:

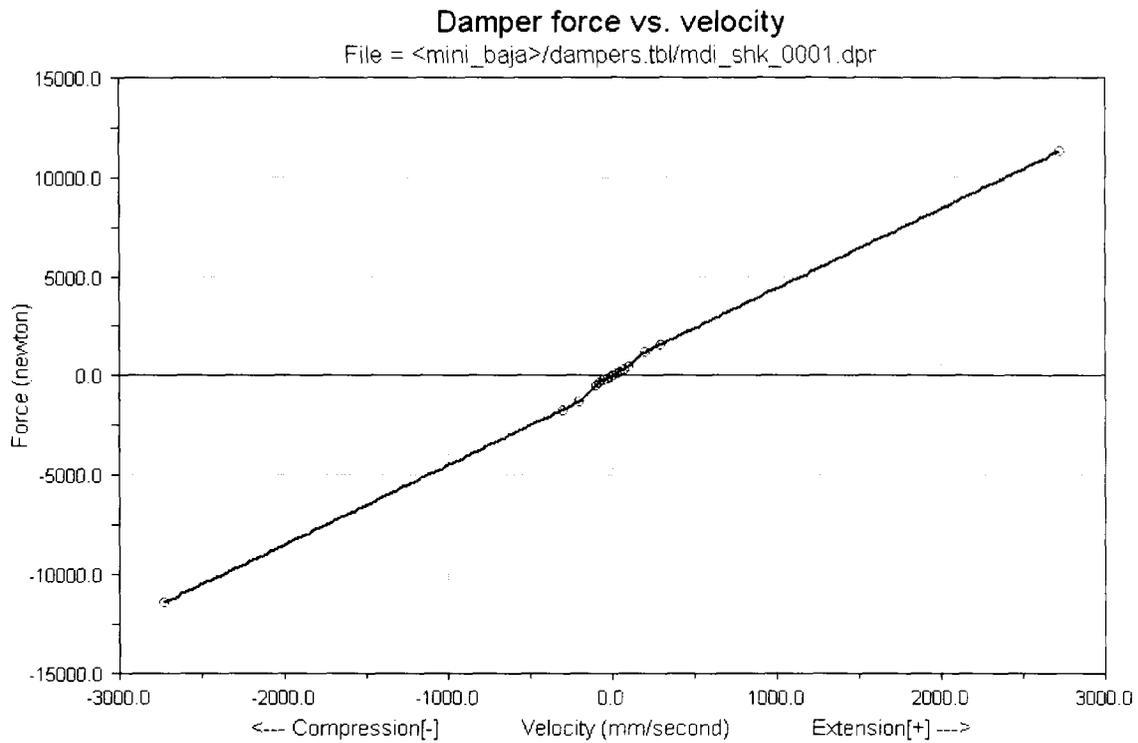


Figura 4.2.3 Curva característica del amortiguador.

5.- Transmisión o *bushings*. Los *bushings* son bujes con el interior de hule lo que permite cierta movilidad brindando características de flexibilidad y rigidez. Se usa para definir la relación de fuerzas entre dos partes con 6 grados de libertad. El buje cuenta con un coeficiente de amortiguamiento. En la siguiente figura se muestran los bujes utilizados:

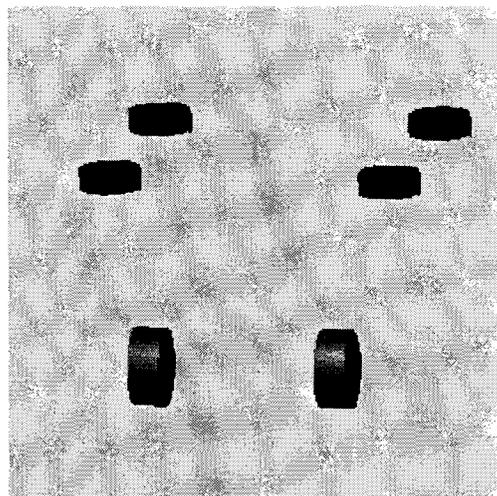


Figura 4.2.4. *Bushings* de transmisiones.

6.- Frenos de disco. Para mejor control del vehículo es necesario utilizar frenos de alta calidad, que son frenos de disco, son los que se usan en los vehículos tipo mini-baja. En la siguiente figura se pueden observar los frenos de disco.

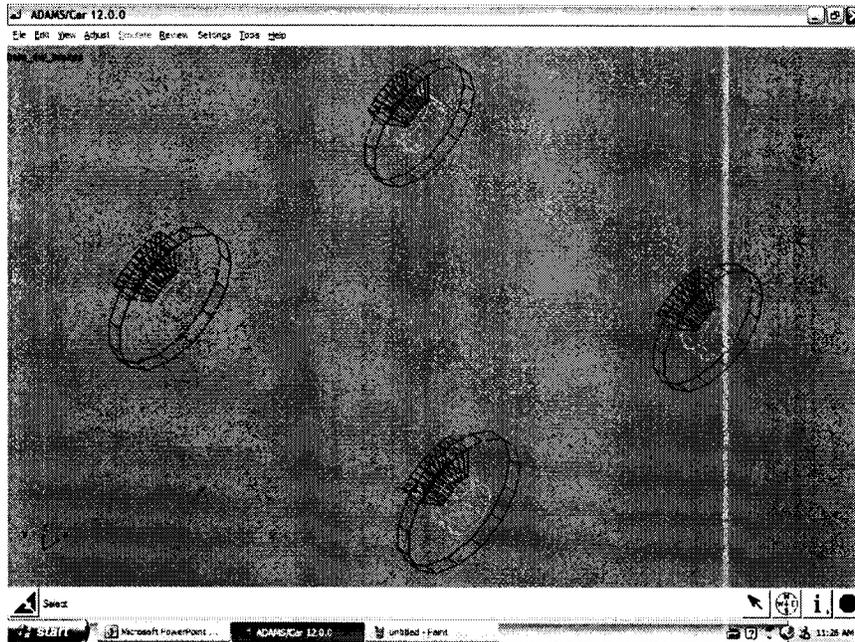


Figura 4.2.5. Frenos de disco.

#### 7.- Chasis de tubos

El chasis fue dibujado en ProEngineer® [7] y luego importado a ADAMS/CAR como un elemento único, una pieza completa tubular de acero. En la siguiente figura se puede observar el chasis.

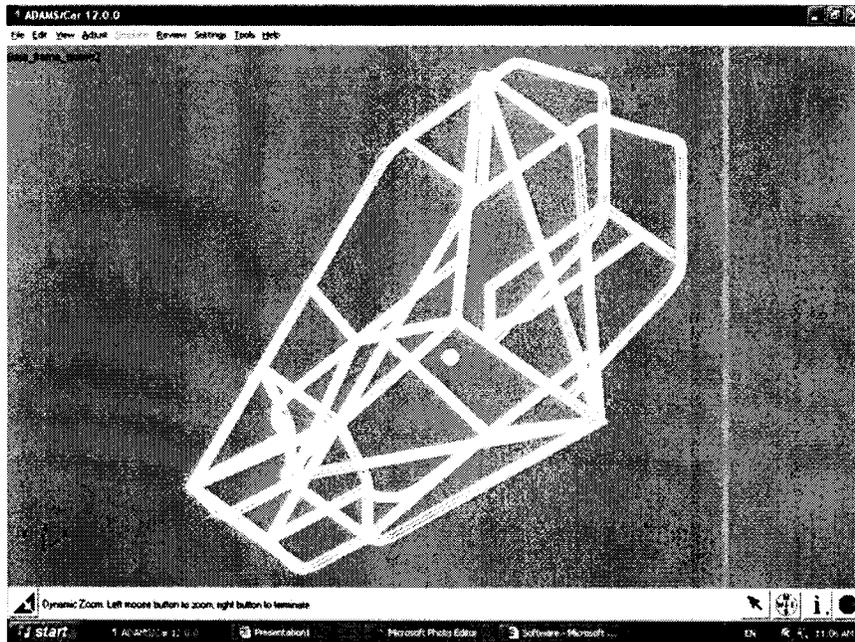


Figura 4.2.6. Chasis.

#### 4.2.2 Subsistemas.

Los subsistemas están basados en *templates* y se definen sus puntos de unión y transmisión de fuerzas, se define el sistema al que va a pertenecer o al que va a ser asociado.

*Hardpoints*: Son los elementos que define la localización de la arte en cuestión.

*Parts*: Las partes son el elemento núcleo del *template* tienen la forma geométrica, localización, masa , inercia, centro de masa y material.

*Attachments*: Son los elementos necesarios para realizar una conexión, pueden ser bujes o juntas.

Al realizar el subsistema se ajusta la distancia y características del sistema. En la siguiente figura se puede apreciar como se modifican los *hardpoints* y *attachments* en el subsistema de la suspensión delantera.

```

Apply Parent Children Modify Verbose Clear Read from File Save to File Close
Info for subsystem: baja_front_suspension

File Name      : <mini_baja>/subsystems.tbl/baja_front_suspension.sub
Template       : <shared>/templates.tbl/_double_wishbone.tpl
Comments       :
  Template     : Simple Double Wishbone Suspension
  Subsystem    : *no subsystem comments found*
Major Role     : suspension
Minor Role     : front

HARDPOINTS:
-----
hardpoint name      symmetry      x_value      y_value      z_value      comment
-----
drive_shaft_inr     left/right    -41.5        -7.874015748  5.8582677165
lca_front           left/right    -45.0         -7.8          5.7
lca_outer           left/right    -41.5        -19.0         3.0
lca_rear            left/right    -38.0        -7.8          4.5
lwr_strut_mount     left/right    -41.5        -16.7322834646  4.0
subframe_front      left/right    -15.7480314961 -17.7165354331  10.905511811
subframe_rear       left/right    15.7480314961 -17.7165354331  10.905511811
tierod_inner        left/right    -39.0        -7.0          8.0
tierod_outer        left/right    -40.0        -17.0         8.0
top_mount           left/right    -39.3700787402 -7.0          23.0
uca_front           left/right    -45.0        -7.8          14.7
uca_outer           left/right    -41.5        -18.0         12.0
uca_rear            left/right    -38.0        -7.8          13.5
wheel_center        left/right    -41.5        -22.0         8.0

PARTS:
subframe
  symmetry          : single
  mass              : 110.2311310924
  location          : -41.5, 0.0, -3.0
  orientation       : xp_vector=0.0, 0.0, 1.0
                   : xp_vector=1.0, 0.0, 0.0
  cm_location_from_part : 0.0, 0.0, 5.905511811
  Ixx, Iyy, Izz    : 3.4171719E-003, 3.4171719E-003, 3.4171719E-003
  Ixy, Ixz, Iyz    : 0.0, 0.0, 0.0

drive_shaft
  symmetry          : left/right
  mass              : 9.2978921594
  location (dependent) : -41.5, -7.874015748, 5.8582677165
  orientation (dependent) : xp_vector=0.0, 0.9821198129, -0.1882569338
                   : xp_vector=0.0, -0.1882569338, -0.9821198129
  cm_location_from_part : 0.0, 0.0, -14.3969173805

```

Figura 4.2.7. Información de un subsistema (suspensión delantera).

Como se puede observar en la figura son necesarios los nombre de los puntos de conexión, coordenadas de cada conexión, datos de simetría, masa, locación del centro de gravedad y características de todas las partes. Este es un trabajo muy importante ya que de esto dependerá el éxito de de un ensamble completo. En cada subsistema se deben definir los *templates* utilizados y todas las características necesarias. Una vez realizados los cambios se puede observar el subsistema completo en la siguiente figura:

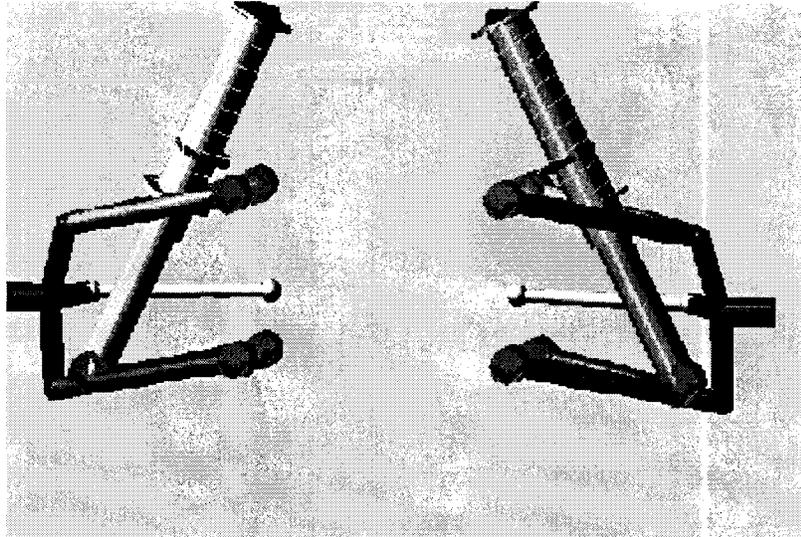


Figura 4.2.8 Suspensión delantera tipo double-wishbone.

Otro subsistema que se debe mencionar es la dirección conformada de acero tiene dos flechas principales, un pivote, carcasa para la montadura, volante y accesorios, en la siguiente figura se muestra el subsistema.

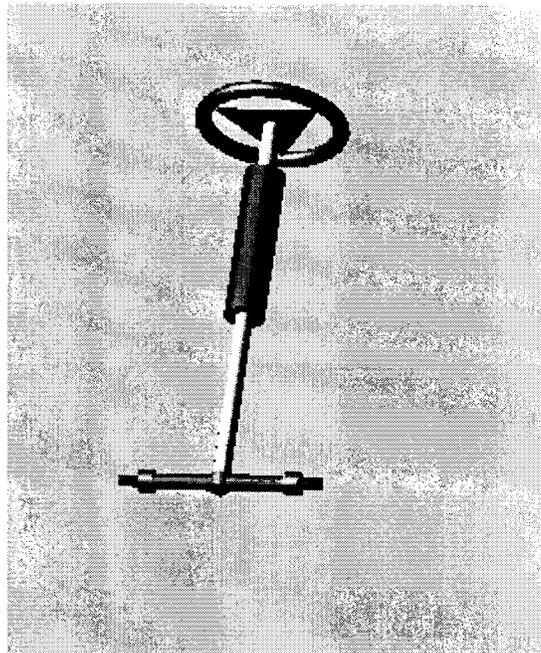


Figura 4.2.9 Dirección.

#### 4.2.3 Sub-Ensamblés.

ADAMS/CAR® permite análisis independientes de suspensión y otros sistemas, en este trabajo no se utilizará esta opción pero vale la pena mencionarlo.

#### 4.2.4 Ensamble.

El ensamble es un conjunto de subsistemas que están unidos por bujes y *hardpoints*, el ensamble solicita todos los sistemas necesarios para formar un vehículo. La base de datos que ya contiene el paquete computacional facilita mucho la modelación ya que existen *templates* estándares y la investigación se puede enfocar en un subsistema en particular, debido a la peculiaridad del modelo todos los subsistemas se debieron definir por completo, el ensamble final se puede observar en la siguiente figura donde se muestra el vehículo en el que se basó.

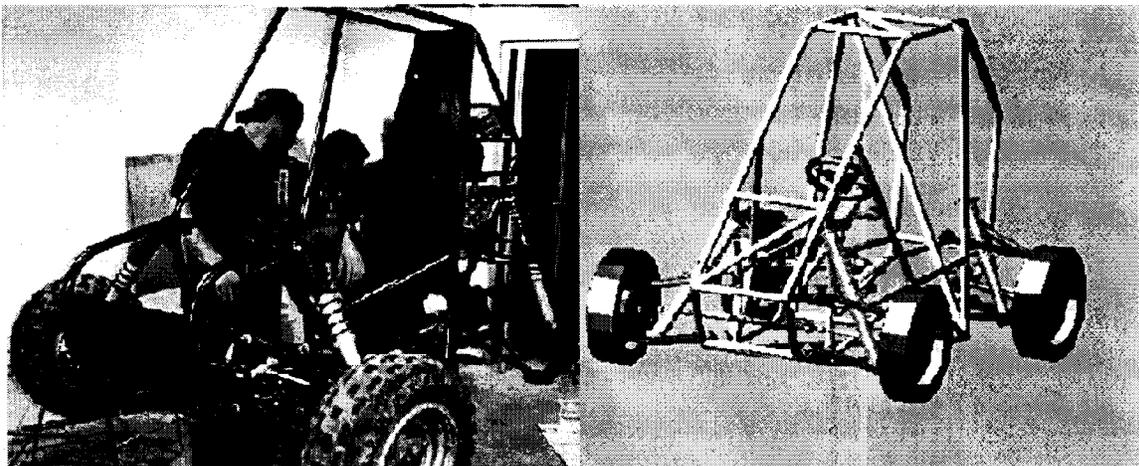


Figura 4.2.10 Ensamble completo.

#### 4.3 Análisis de vehículos completos.

Antes de realizar las pruebas se debe establecer que tipo de mediciones se quieren realizar y donde se van a realizar dichas mediciones, para esto es necesario hacer un *request* o una solicitud de medición. Estas no se pueden realizar en ADAMS/CAR® directamente pero si se puede establecer privilegios de experto en el programa y hacer una interfase de ADAMS/View® que es mucho más accesible y así realizar las solicitudes

de mediciones sin salir del ambiente de ADAMS/CAR®. En el anexo 1 se explica brevemente como obtener privilegios de experto.

#### 4.3.1 Solicitud de medición.

Para poder identificar correctamente el modelo se requiere las siguientes medidas:

- 1.- Velocidad vertical de la masa no suspendida
- 2.- Aceleración vertical de la masa suspendida
- 3.- Aceleración vertical de la masa no suspendida
- 4.- Carrera de la suspensión

Para medir la aceleración de la masa suspendida se establecieron unos *markers* en el chasis como se muestran en la figura siguiente.

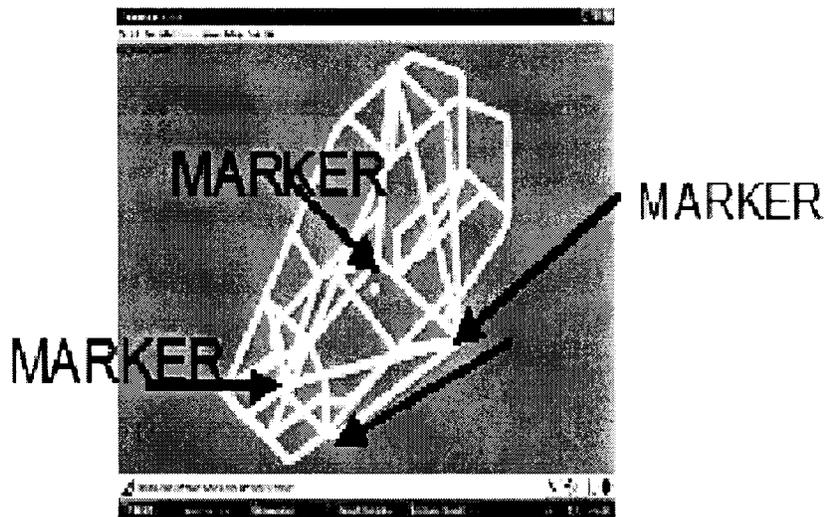


Figura 4.2.11 *Markers* para medición de aceleración vertical en chasis.

Para poder medir la velocidad y la aceleración vertical de la masa no suspendida se localizaron *markers* en el centro de la llanta y finalmente se localizaron *markers* en la base de la suspensión y en la unión con el chasis.

### 4.3.2 Prueba del vehículo completo.

Existen diferentes tipos de pruebas ya definidas en ADAMS/CAR solo se mencionarán brevemente sus aplicaciones. En la siguiente figura se muestra el menú del paquete computacional donde se aprecian los diferentes tipos de pruebas.

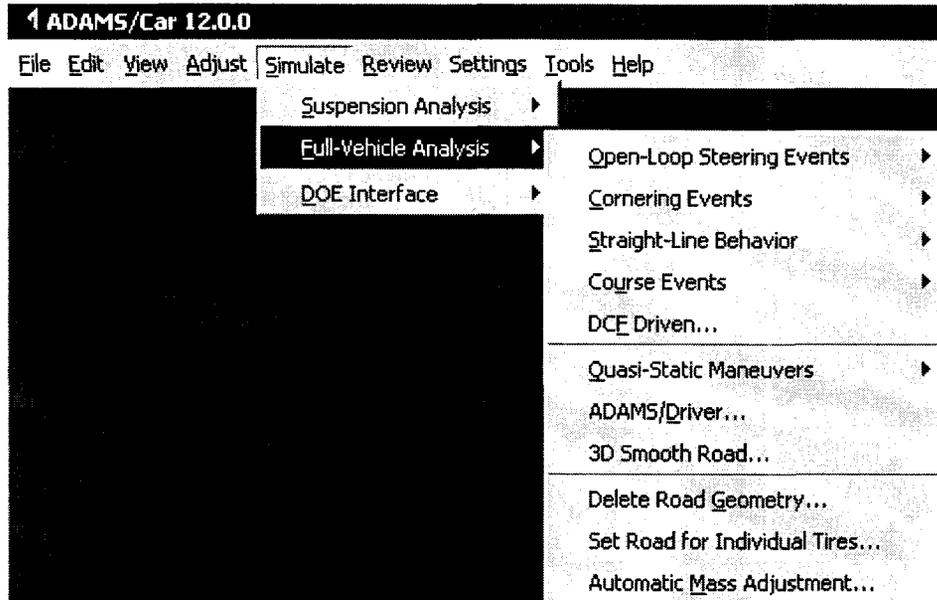


Figura 4.3.1 Diferentes pruebas disponibles.

#### 4.3.2.1 Diferentes tipos de pruebas.

**Open loop steering events:** ADAMS/Car tiene una serie de pruebas de dirección donde se pueden evaluar diferentes condiciones de conducción y evaluar las características del vehículo, estas pruebas son las siguientes.

**Drift:** En esta prueba el vehículo alcanza una condición de estado estable en diez segundos.

**Fish-Hook:** Esta prueba se utiliza para evaluar la tendencia a volcaduras de un automóvil.

**Impulse steer:** En esta prueba se pueda analizar la respuesta transitoria en el dominio de la frecuencia.

*Ramp steer:* En esta prueba se pueda analizar la respuesta transitoria en el dominio del tiempo.

*Single lane-change analysis:* En esta prueba la dirección tiene una entrada que asemeja un ciclo completo de una senoidal.

*Step steer:* En esta prueba se puede realizar un análisis transitorio en el dominio del tiempo.

***Cornering Analyses:*** En este tipo de pruebas se evalúa la maniobrabilidad y al respuesta dinámica del vehículo en diferentes condiciones que puede crear el conductor. Este tipo de pruebas incluye:

*Braking in a turn:* Este es un análisis muy importante en la evaluación de la estabilidad de un vehículo ya que el frenado en curvas es crítico para la seguridad del pasajero.

*Constant radius cornering :* En esta prueba se realiza una maniobra de frenado en curva de de radio constante para observar el desempeño ante aceleraciones laterales.

*Cornering with steer release:* En esta prueba se determinan las fuerzas longitudinales y laterales que se desean y paquete computacional establece el radio de la curva y la velocidad a la que se realizará la prueba.

*Lift-off turn-in:* El objetivo de esta prueba es comprender como se modifica la trayectoria del vehículo al modificar la aceleración en una prueba de comportamiento en curva.

*Power-off during cornering:* El objetivo de esta prueba es comprender como se modifica la trayectoria del vehículo al apagar el motor en una prueba de comportamiento en curva.

***Straight-Line-Behavior Analyses:*** Los análisis en este rubro se enfocan en estudiar las fuerzas longitudinales, entre ellas podemos mencionar las siguientes:

*Acceleration test:* Análisis de vehículo durante la aceleración.

*Braking:* Análisis de vehículo durante la aceleración.

***Course event analyses:*** Estos análisis son análisis estándar, como la prueba llamada: cambio de carril ISO.

Es importante mencionar que se pueden dar de alta archivos en donde se defina diferentes tipos de conducción, por ejemplo un comportamiento errático típico de un pasajero enfermo o intoxicado, esos archivos se conocen como: *driver control file* (.dcf).

Una vez establecido el archivo del conductor se puede realizar un ***Driver-control-file-driven análisis.*** En este análisis se analiza el desempeño del vehículo en pruebas que no son estándares, pues la característica del conductor es definida por el usuario.

También se pueden realizar otros tipos de análisis en donde solo se busque el comportamiento en estado estable sin considerar los transitorios. Este tipo de prueba se le llama: ***Quasi-Static Análisis.***

Debido a que lo importante en el estudio de suspensiones activas es el comportamiento ante transitorios, se seleccionó es tipo de prueba ***drift.*** Esta prueba nos permite analizar la dinámica vertical del vehículo sin fuerzas laterales ni longitudinales.

#### 4.3.2.2 Diferentes tipos de caminos.

Una vez definido el tipo de prueba se prosigue a definir el tipo de camino, los diferentes tipos de camino que ya vienen definidos en el paquete computacional son los siguientes:

- ***Flat:*** Camino plano sin irregularidades.

- *Poly*: Camino con irregularidades tanto depresiones negativas como positivas.
- *Pot Hole*: Camino con bache.
- *Uneven*: Camino generado estocasticamente para que se apliquen todas las frecuencias.

Una de las ventajas de utilizar este paquete computacional es que el usuario puede escoger cualquiera de los caminos definidos o puede definir un camino. Esto dependerá de las necesidades que tenga al probar un prototipo y del conocimiento que tenga del paquete computacional. En este trabajo se utilizó el camino *uneven* ya que proporciona mucha información para la posterior identificación de parámetros equivalentes.

#### 4.3.2.3 Prueba realizada.

Para realizar una prueba en ADAMS/CAR® es necesario establecer tanto el tipo de análisis que se va a realizar y el tipo de camino, además se tienen que introducir datos de la prueba. Estos datos son:

- 1.- Modelo que se va a utilizar: Seleccionar el archivo donde se encuentra el ensamble final del modelo.
- 2.- Archivo de salida: Establecer que tipo de archivo se quiere para registrar los datos de salida de la prueba.
- 3.- Duración de la prueba.
- 4.- Número de pasos de la prueba: Establecer el tiempo de muestreo.
- 5.- Modo de simulación: Establece si el usuario quiere ver los pasos de la prueba o el reporte final únicamente.
- 6.- Archivo con los datos del camino seleccionado.
- 7.- Velocidad Inicial.
- 8.- Velocidad de la transmisión.
- 9.- Relación de aire/combustible.
- 10.- Aumento de la aceleración.
- 11.- Datos de la dirección.

En la siguiente figura se puede apreciar la pantalla donde se llenan los datos necesarios para realizar una prueba determinada.

Full-Vehicle Assembly	Aline-minibaja-id
Output Prefix	id.txt
End Time	11
Number Of Steps	200
Mode of Simulation	interactive
Road Data File	mdids://shared/roads.tbl/mdi_2d_uneven
Initial Velocity	60 km/hr
Gear Position	4
Initial Throttle	10
Throttle Ramp	10
Steer Value	0
Steering Input	
<input type="checkbox"/> Quasi-Static Straight-Line Setup	
<input type="checkbox"/> Create Analysis Log File	

OK Apply Cancel

Figura 4.3.2 Pantalla de requisición de datos de una prueba.

Datos específicos de la prueba:

El modelo seleccionado es un mini-baja, en un análisis de ***Open loop steering events***, en particular la prueba *drift* ya que para los propósitos de la prueba solo se va a analizar la dinámica vertical y no se desea que la información de fuerzas laterales ni longitudinales. La duración de la prueba será de 10 segundos con un tiempo de muestreo de 0.000025 para obtener 400 000 datos necesarios en la identificación según los estadísticos que estableció Rangel [13] al aplicar el mismo algoritmo de identificación. La velocidad inicial fue de 60 km/hr en la cuarta relación de transmisión.

### 4.3.3 Datos obtenidos.

Los datos que se necesitan para realizar una identificación exitosa usando el algoritmo propuesto por Rangel [13] son los siguientes:

- 1.- Entrada estocástica.
- 2.- Velocidad de la masa no suspendida.
- 3.- Aceleración de la masa no suspendida.
- 4.- Aceleración de la masa suspendida.
- 5.- Desplazamiento de la suspensión (obtenida de la resta de dos desplazamientos).

## Capítulo 2.

### Revisión bibliográfica.

#### 2.1 Función de un sistema de suspensión.

Una suspensión es un sistema compuesto básicamente por resortes, amortiguadores, brazos de control y barras de torsión estabilizadoras, cuyas funciones, de acuerdo con Bennett [1], deben ser las siguientes:

1. Mantener las llantas en la dirección deseada soportando fuerzas laterales y longitudinales.
2. Adherir las llantas al piso para poder controlar la dirección del vehículo, esto es particularmente necesario cuando el vehículo comienza a adquirir velocidad.

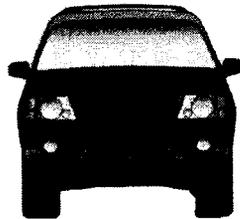


Figura 2.1.1 Adhesión al piso de un vehículo [2].

3. Aislar al pasajero de las irregularidades del camino y no transmitir las fuerzas verticales al chasis.
4. Controlar en la medida de lo posible la rotación del chasis (*rollover*). El *rollover* se ejemplifica en la figura 2.1.2:

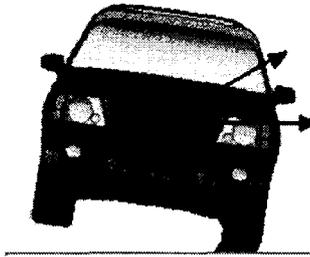


Figura 2.1.2 Fuerzas de *rollover* en un vehículo [2].

5. Controlar el ángulo de las llantas y el eje vertical (*camber angle*). En la figura 2.1.3 se puede observar el ángulo en cuestión.

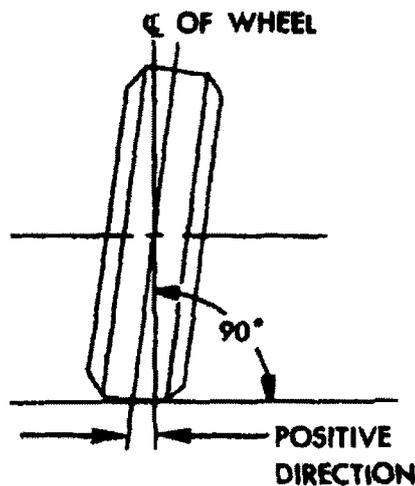


Figura 2.1.3 Ángulo de *camber* en una llanta [3].

En general la suspensión debe mejorar el manejo del vehículo tanto en su dinámica vertical (confort) como en su dinámica lateral.

Existen diferentes tipos de suspensiones, de las cuales se mencionarán algunas de manera ilustrativa en la sección 2.3.

## 2.2 Principales componentes de una suspensión

### 2.2.1 Resortes

Los resortes pueden ser en espiral, tipo muelle o barras de torsión. El trabajo principal del resorte es absorber las cargas inducidas en las llantas cuando se encuentran con

alguna imperfección en el camino, baches o topes y para mantenerlas en contacto firme con el camino.

Los resortes helicoidales o en espiral son hechos de una pieza de acero y tienen la forma de un cilindro. Variando la distancia entre las espirales se pueden hacer progresivos. Un resorte progresivo tiene rigidez distinta según la fuerza de compresión mientras la fuerza es menor a un límite el resorte se puede comprimir, si la fuerza es mayor, el resorte ya está comprimido lo que varía la rigidez.

Los resortes de espirales son ligeros y compactos pero no pueden soportar carga estructural, la carga estructural deberá repartirse entre los otros elementos de la suspensión [4]. La diferencia entre un resorte en espiral convencional y un resorte en espiral progresivo se puede observar en la figura 2.2.1.

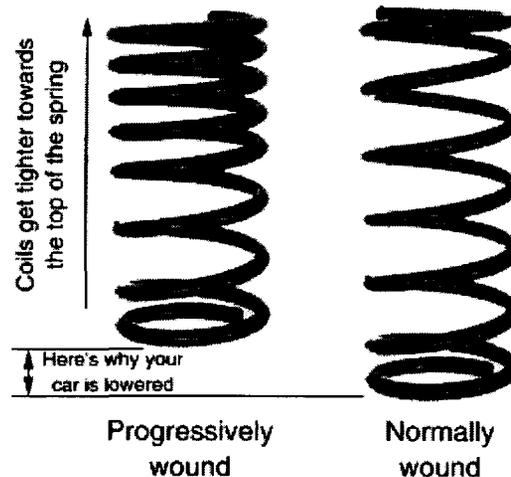


Figura 2.2.1 Resorte de espirales normal y progresivo [4]

Los muelles son piezas metálicas planas unidas entre sí con bandas, este tipo de resorte es muy robusto y puede soportar casi cualquier carga de un vehículo, este tipo de suspensión se encuentra en muchos automóviles actualmente, particularmente en las camionetas tipo pick-up y camiones ligeros de carga.

Los resortes neumáticos son cámaras de aire comprimido que están alimentadas por un compresor y son variables, por lo general la presión de la cámara es controlada vía computadora tienen un excelente desempeño y son muy ligeros pero debido a sus altos costos todavía son reservados para vehículos lujosos o modelos deportivos.

### 2.2.2 La barra de torsión estabilizadora

La barra de torsión estabilizadora también puede funcionar como resorte, se conecta a los extremos libres de los brazos de control de tal forma que cuando la llanta sube por una irregularidad del camino el brazo de control sube de forma inmediata torciendo la barra estabilizadora lo que obliga a que la rueda contraria también suba manteniendo la estabilidad del vehículo [4].

### 2.2.3 Los amortiguadores

Los amortiguadores son necesarios para absorber la energía de los golpes de la llanta contra el camino y moderar la velocidad vertical para que el pasajero no sienta las imperfecciones del camino ni reciba las fuerzas generadas en las llantas, por lo general consisten en un sistema de pistón y émbolo embebido en aceite en un fluido viscoso que frena el movimiento ya que requiere más energía para desplazar el líquido o fluido viscoso.

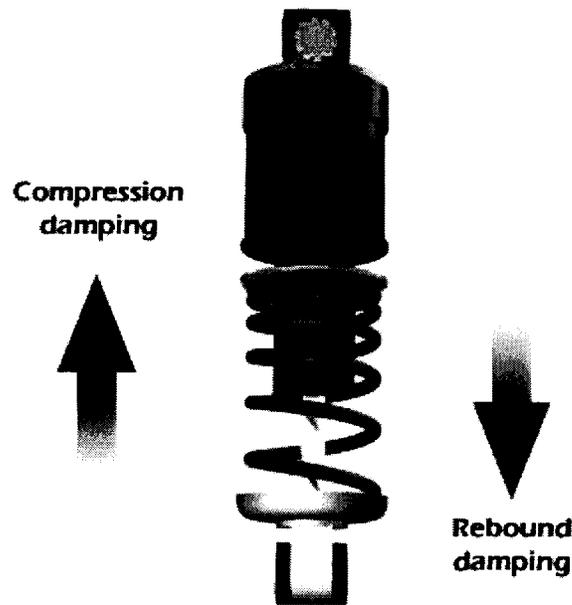


Figura 2.2.3 Amortiguador y resorte progresivo [4]

## 2.2.4 Brazos de control

Se le llama brazos de control a los elementos que forman la estructura de la suspensión, existen los brazos inferiores y superiores y su función principal es mantener en su lugar la llanta evitando que se mueva hacia adentro o hacia fuera.

## 2.3 Diferentes tipos de suspensión

Existen diferentes tipos de suspensión dependiendo del uso que se le vaya a dar al vehículo, a continuación se explicará brevemente las que son de interés en la tesis.

### 2.3.1 Suspensión delantera

La suspensión delantera por lo general involucra la dirección del vehículo además de sus funciones de aislamiento de vibración del chasis, esto significa que generalmente es más complicada mecánicamente. Puede ser dependiente o independiente. Una suspensión independiente significa que las llantas son independiente una de otra, por el contrario una suspensión dependiente significa que las suspensiones de las dos llantas sean delanteras o traseras están unidas generalmente por un eje [5].

Tipos de suspensión delantera dependiente:

Este tipo de suspensiones deben ser muy robustas. Entre las dos llantas existe una barra así que cuando un lado pasa por un bache o una irregularidad del camino las dos llantas se mueven igual, si esto no es posible se produce una oscilación entre ellas. La suspensión dependiente frontal es común en camiones, el manejo de vehículos con suspensión delantera es francamente pésimo y es muy improbable encontrarlo en vehículos de pasajeros.

1.- Muelles: En este tipo de suspensión también se utiliza un eje pero los muelles minimizan las oscilaciones y disminuye el riesgo de volcaduras.

2.- Eje viga: Es un sistema simple y barato que une las llantas del auto con el chasis mediante una viga, los resortes y los amortiguadores.

3.- Eje sólido: Las llantas se montan en un eje en donde se transmite el movimiento de un lado a otro del vehículo y las llantas presentan los mismos ángulos de *camber* y de dirección. En la figura 2.3.1 se puede apreciar una suspensión de eje sólido.

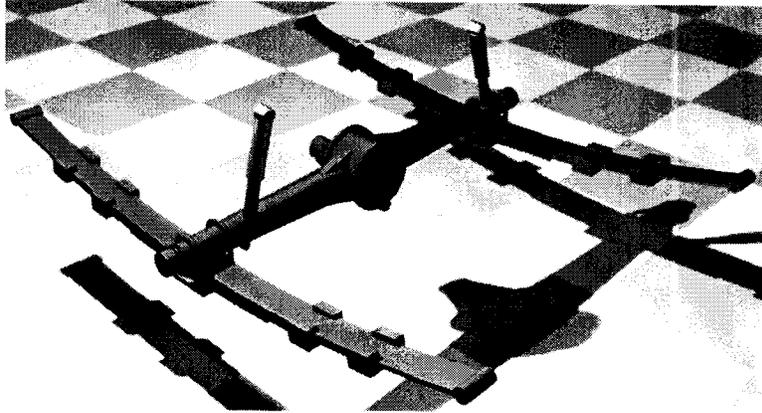


Fig. 2.3.1.1 Suspensión delantera dependiente tipo *eje sólido*. [4]

Tipos de suspensión delantera independiente:

1.- *Trailing arm*: Este tipo de suspensión simple con brazos de arrastre conectados a las barras laterales y resortes.

2.- *Doublewishbone*: Esta suspensión es muy común los brazos de control son de longitud diferente, como se puede observar en la figura 2.3.1.2, la diferencia de longitud entre los brazos permite mejorar el ángulo de *camber*, este tipo de suspensión tiene un excelente desempeño y ocupa poco espacio por lo que se puede mejorar la línea del vehículo. Esta suspensión se modelará más adelante en el trabajo.

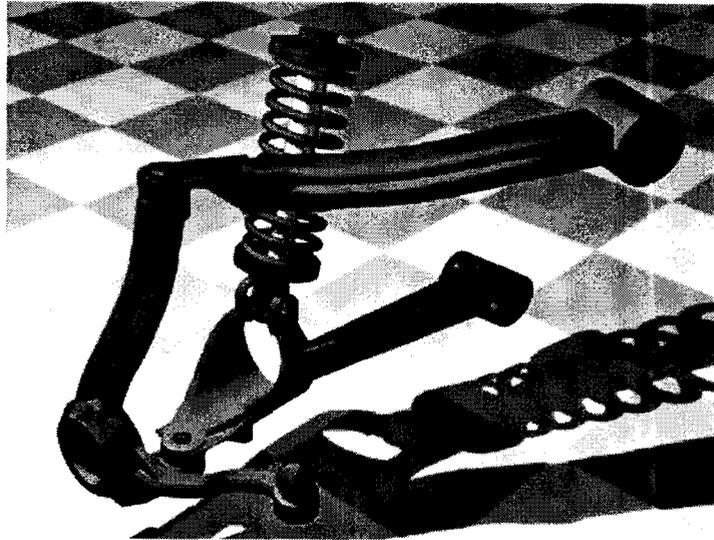


Fig. 2.3.1.2 Suspensión delantera independiente tipo *doublewishbone*. [4]

3.-*Macpherson*: Tiene un excelente control del ángulo del *camber*, las llantas están sujetas firmemente a la barra de control inferior.

### 2.3.2 Suspensión trasera

La suspensión trasera es mucho más sencilla que la delantera y a su vez puede ser dependiente o independiente.

Tipos de suspensión trasera dependiente:

*Hotchkiss*: Es el más común de las suspensiones traseras dependientes, tiene resortes tipo muelle conectados longitudinalmente al chasis.

*Four link*: Esta suspensión es una *hotchkiss* mejorada pues los brazos de control absorben las fuerzas laterales y las fuerzas generadas por el frenado.

Tipos de suspensión trasera independiente:

*Trailing arm* y *Semi-trailing arm*: Este tipo de suspensión es la más sofisticada y se usa en automóviles de lujo, ya que el diseño de los brazos de control absorben las fuerzas longitudinales y momentos de frenado, la diferencia entre la *semi-trailing arm* y la

*training arm* es que la última además tiene control tipo *understeer* [5]. Este tipo de suspensión se puede observar en la figura 2.3.2.1.

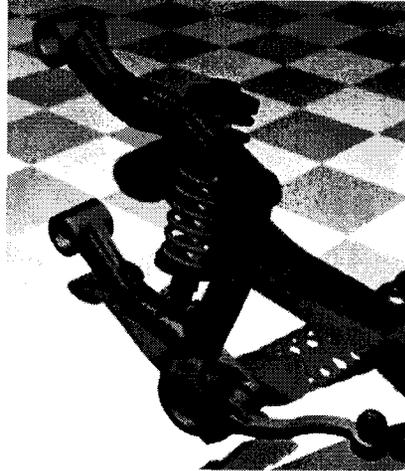


Figura 2.3.2.1 Suspensión trasera independiente tipo *Trailing arm*. [4]

*Multi-link*: La particularidad de esta suspensión son los tipos de uniones que se encuentran entre los brazos de control, son uniones tipo pivote, que eliminan los momentos de frenado y tracción.



Figura 2.3.2.2 Suspensión trasera independiente tipo *multi-link*. [4]

## 2.4 Suspensión pasiva.

Una suspensión de automóvil estándar se puede decir que es una suspensión pasiva y consiste en una estructura en donde se acomodan un resorte y un amortiguador de manera que puedan controlar la llanta y el chasis. Se puede elegir cualquiera de las estructuras antes mencionadas. En una suspensión pasiva las características son fijas. Cada elemento como el resorte tiene una curva que describe su rigidez de acuerdo con la fuerza ejercida sobre la suspensión, de la misma forma un amortiguador tiene una curva característica de su comportamiento. En la gráfica 2.4.1 se puede apreciar el comportamiento de un resorte helicoidal típico de una suspensión:

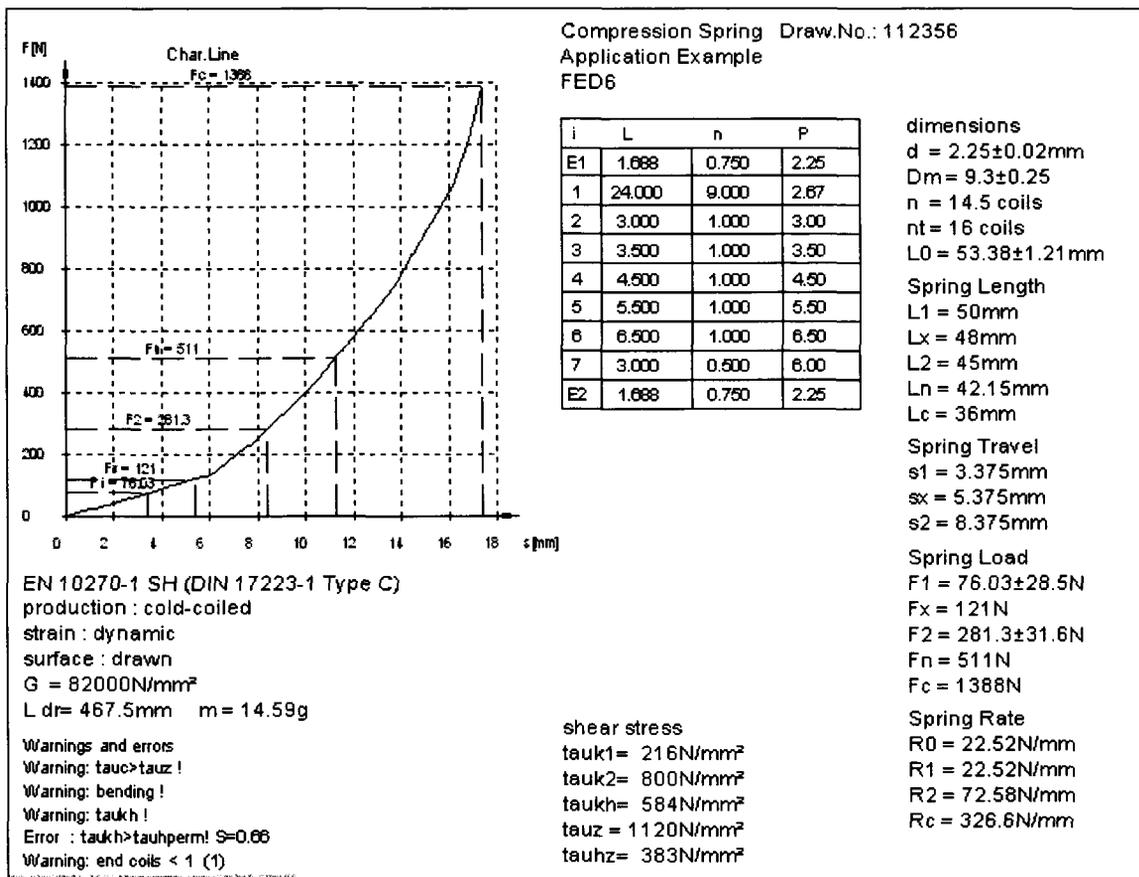


Figura 2.4.1 Característica de un resorte [6].

En una suspensión pasiva las curvas características de los elementos son las que definen el comportamiento de la suspensión. Por lo general en una suspensión se debe

considerar que un resorte suave es necesario para el confort y un resorte duro es necesario para una buena maniobrabilidad. La suspensión debe compensar los movimientos indeseados del vehículo causados por el camino (baches, irregularidades y topes) y por las maniobras del conductor (vueltas, frenado, aceleración) [7]. La gráfica 2.4.2 muestra el conflicto que existe en la selección de los componentes de la suspensión:

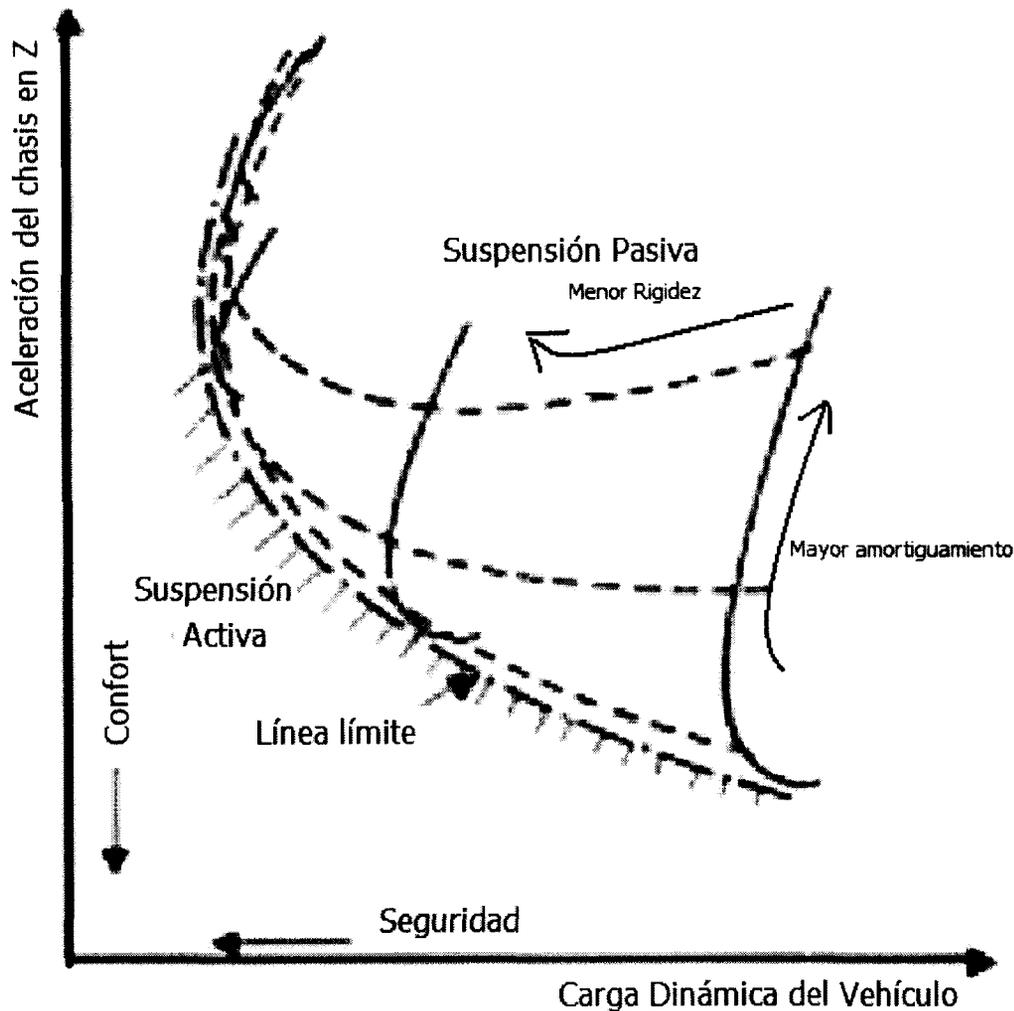


Figura 2.4.2 Característica de una suspensión [8].

Si se considera la aceleración del chasis como un indicador del confort y la carga dinámica de un vehículo como un indicador de seguridad podemos evaluar como al seleccionar las características de la suspensión no se pueden mejorar ambos criterios,

hay una línea límite de los que se puede realizar físicamente partiendo de un par de amortiguadores y un par de resortes fijos. Se puede observar claramente que eligiendo un tipo de amortiguador al modificar el resorte se forman las curvas punteadas en las que al mejorar la seguridad se deteriora el confort. Debido a lo anterior en un vehículo con suspensión pasiva el sistema solo puede determinarse a favor del confort o de la seguridad. En el siguiente diagrama se puede ver simplificados los elementos básicos de una suspensión pasiva:

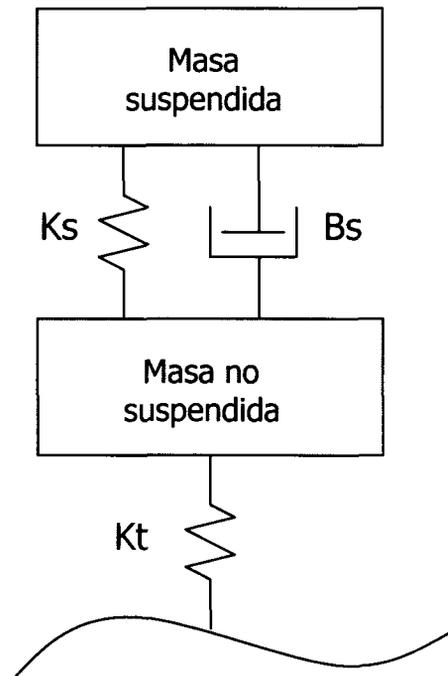


Figura 2.4.3 Suspensión pasiva.

*Suspensión autonivelante:* Cuando en un vehículo existen grandes cambios de carga es necesario evitar que al estar cargado el vehículo se desnivele. Existen actualmente amortiguadores que permiten regular el nivel del chasis sin importar la carga. Para lograr este se pueden utilizar actuadores neumáticos y sensores que detecten carga pesada. Cuando el vehículo se encuentra cargado los resortes y amortiguadores están en un punto diferente al de operación, haciendo que se pierdan sus características de maniobrabilidad y confort. Este tipo de suspensión también se considera una suspensión pasiva [9].

## 2.5 Suspensión semi-activa.

Una suspensión semi-activa puede ser operada por un sistema que ajuste automáticamente los elementos sea resorte o amortiguador para mejorar el confort y la maniobrabilidad. Por lo general se varía un solo elemento, sea amortiguador o resorte. [10]. Además se debe establecer como se va a controlar la variación de las características del amortiguador o del resorte. El control puede ser muy sencillo, puede depender del conductor, el cual seleccionando desde su tablero pudiera controlar el nivel de amortiguamiento, pasando por el *skyhook* en donde se utiliza la medición de la velocidad vertical del chasis par determinar el valor de amortiguamiento o pudiera depender de un elaborado algoritmo de control.

### 2.5.1 Amortiguador variable.

En una suspensión semi-activa con amortiguador variable es lo más común, la forma en que se realiza una suspensión semi-activa. En la siguiente figura se puede observar un esquema de una suspensión con amortiguador variable:

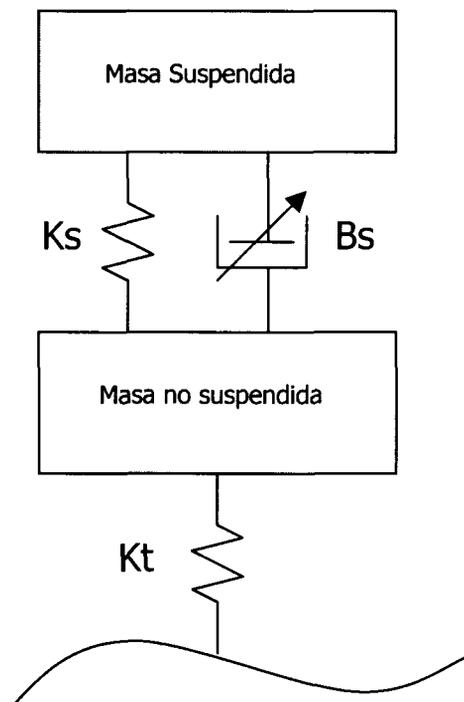


Figura 2.5.1 Semi-activa amortiguador variable

Un primer acercamiento es variar el diámetro los orificios por donde pasa el líquido viscoso obteniendo así mayor o menor amortiguamiento, mientras mas pequeños sean los orificios mayor amortiguamiento será.

Otra forma de variar el amortiguamiento es usando líquidos electro-rheológicos o magneto-rheológicos. Este tipo de sustancias cambian su viscosidad según el campo magnético o eléctrico al que sean expuestas. Es una forma muy eficiente de variar la característica del amortiguador [11]. Los amortiguadores magneto-rheológicos son relativamente recientes y se empezaron a instalar en vehículos comerciales en 1999 en el Cadillac Seville y en el Corvette [12].

Los fluidos con tales propiedades están compuestos por partículas sensibles magnéticamente como esferas microscópica de hierro en una base de hidrocarburo, cuando no hay campo magnético el fluido es laminar y fluye con más facilidad a cuando existe un campo magnético y se alinean ciertas partículas ocasionando resistencia al flujo. En la siguiente figura se puede observar este principio:

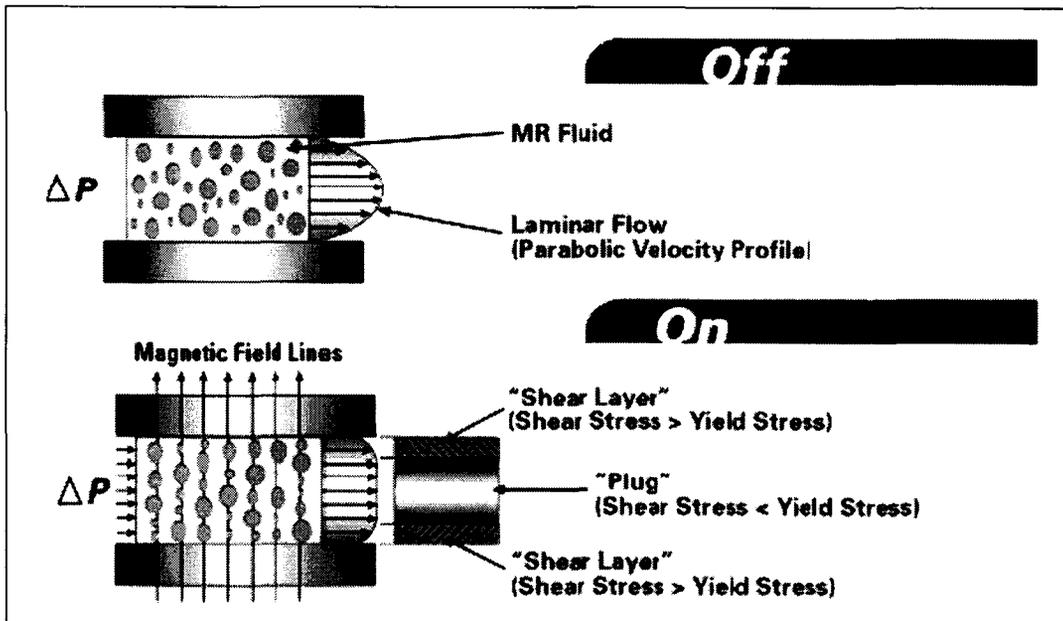


Figura 2.5.2 Fluido Magneto-rheológico [13].

### 2.5.2 Resorte Variable.

Una suspensión semi-activa con resorte variable puede obtenerse con un resorte neumático en ocasiones se le conoce como: Suspensión de altura variable. Un cilindro neumático unido al eje de las ruedas con un compresor se puede controlar la rigidez del resorte variando la presión a la que está el cilindro [14].

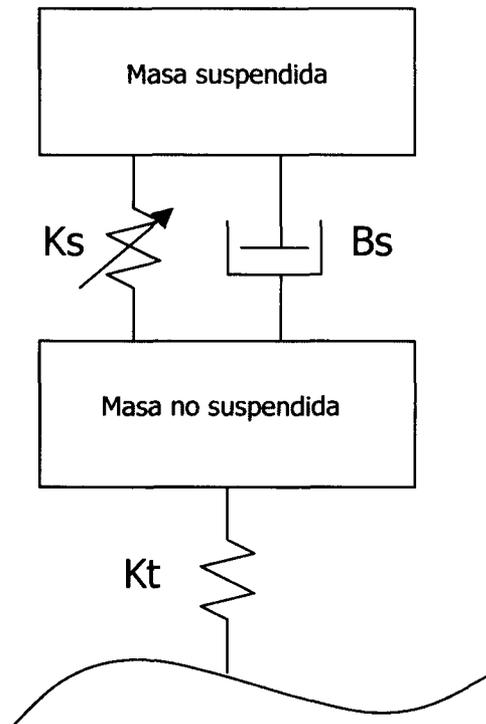


Figura 2.5.3 Suspensión semi-activa resorte variable.

### 2.5.3 Suspensión adaptable.

Una suspensión adaptable se caracteriza porque adapta lentamente sus elementos a las condiciones del camino dependiendo de la velocidad, las maniobras del conductor, la carga y las condiciones del camino, es decir se adaptará de diferente forma para un viaje en carretera que para un viaje en ciudad con las calles en malas condiciones. Este tipo de suspensión se encuentra en vehículos como el Jaguar en su modelo deportivo XKRJ y Volvo en su modelo S60 R [13].

## 2.6 Suspensión activa.

En los últimos veinte años ha habido extensa investigación en este tipo de suspensión. La investigación del ASS (por sus siglas en inglés active suspension system) ha tomado diversos caminos buscando la suspensión de óptimo desempeño.

Una suspensión ideal es dura cuando se circula por carreteras en buenas condiciones o a altas velocidades, media cuando el camino es mixto y suave para máximo confort. Además mantendría la altura del chasis con respecto al piso independientemente de la carga que lleve el vehículo. Para lograr lo anterior una suspensión activa por lo general tiene un actuador que dependiendo de los sensores instalado es en el carro modifica la suspensión.

Dependiendo del tipo de actuador que se seleccione, se seleccionará el control, por lo general el actuador es un pistón hidráulico alimentado por una bomba, muchas veces el sistema es controlado por microprocesadores y se utilizan acumuladores para obtener respuestas rápidas. Los fluidos utilizados son especiales para que no varíen sus características según la temperatura [15]. Los actuadores son esenciales en el buen funcionamiento de la suspensión activa, pues debe de poder modificar las características a veces en una décima de segundo, esta es una de las limitantes más importantes que hay.

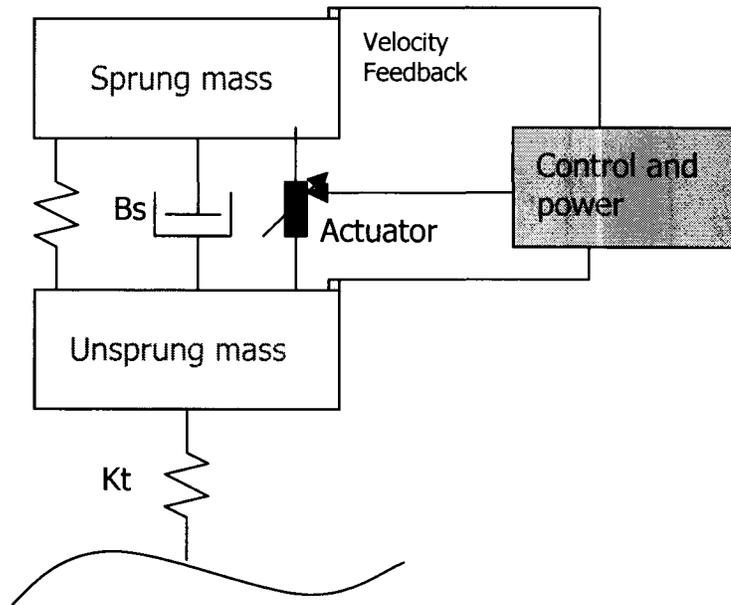


Figura 2.6.1 Suspensión activa.

### 2.6.1 Funcionamiento de la suspensión activa.

Existen diferentes leyes de control que se pueden aplicar, pero se puede generalizar el funcionamiento de la siguiente forma: cuando la llanta va hacia arriba con velocidad se debe disminuir la presión en el actuador disminuyendo así golpe al conductor, cuando la llanta va hacia abajo con velocidad se debe aumentar la presión para mejorar el confort.

### 2.6.2 Motores Electromagnéticos de Bose ®

Recientemente se dio a conocer al público una suspensión activa realizada partir de motores electromagnéticos lineales. Se utilizan motores de alto poder, lineales y muy rápidos que se tuvieron que desarrollar con este fin, además de amplificadores de alto poder, micro computadoras y algoritmos de control para estabilizar los motores. Una vez instalados en cada rueda la electricidad que circula por los motores lineales los hace expandirse y contraerse rápidamente para obtener el control deseado. En la siguiente fotografía se puede observar la estabilidad del un prototipo con este tipo de suspensión [16].



Figura 2.6.2 Automóviles prototipos con suspensión activa (abajo) y sin suspensión activa (arriba) [16].

Este tipo de suspensión reemplaza el amortiguador y el resorte y utiliza directamente los motores. La respuesta de los motores es tan rápida que efectivamente puede realizar el control necesario. Cabe notar que esta tecnología es aún muy cara.

## 2.7 Modelación.

La gran mayoría de los algoritmos de control necesitan un modelo matemático para poder definir la sintonización, por lo general la estructura de la suspensión se ignora y las no linealidades de la suspensión también. El amortiguador en lugar de tener una curva característica se considera como una constante y el resorte también. La gran mayoría de los modelos matemáticos se basan en un arreglo de masa, resorte y amortiguador de un cuarto de vehículo. Varios elementos son esenciales en la modelación de una suspensión [17]:

*La masa no suspendida* es la masa de las llantas, los frenos todo lo que no está sostenido por la suspensión.

*La masa suspendida* es la masa del vehículo completo menos las partes que conforman las llantas, los frenos y todos los componentes de la suspensión. Corresponde a un cuarto de la masa del chasis.

*La llanta* por lo general se modela como un resorte y en ocasiones se considera un conjunto de resorte y amortiguador.

En modelación se ha notado que la mayoría consideran al resorte y al amortiguador como elementos lineales aún cuando se sabe que no lo son. Mucha de la bibliografía consultada menciona estudios realizados en *Matlab®* [18] con elementos lineales. Es evidente que mientras más detallado sea el modelo los resultados serán más confiables. Un paquete computacional que ha recibido mucha atención en los últimos años es *ADAMS®* [19] que puede modelar dinámicamente el vehículo. Varios artículos sobre suspensión activa están siendo desarrollados en ese software particularmente modelos de medio vehículo o incluso de vehículo completo, ya que así se pueden considerar efectos como *yaw* y *rollover* que en un cuarto de vehículo no se pueden modelar. Es importante mencionar tres investigaciones interesantes ya que mejor que el modelo en *ADAMS®* solo se puede considerar un modelo físico para las pruebas.

La primera es la que realizó Hwang *et al.* [21], donde presenta un interesante proceso para probar amortiguadores semi-activos sin usar un vehículo completo real a esto se le llama simulación en lazo en hardware. La pieza física a probar es estimulada según una señal generada por computadora que se retroalimenta de valores del proceso real.

La segunda es la que realizó Satoh *et al.* [22], donde utilizó un vehículo completo real para probar estrategias de control.

Finalmente Quiroz desarrolló un modelo de un vehículo completo en *ADAMS* y se probaron varias suspensiones. El método de trabajo, cambios y adecuaciones, por ejemplo como usar el programa en experto y ensamblar los modelos se tomó de esta tesis. En esta tesis se desarrollará el modelo del vehículo completo. [20]

## 2.8 Identificación.

La identificación de un vehículo es necesaria para poder diseñar el control. Una identificación precisa es crucial para que los algoritmos de control realicen con éxito su labor. La identificación que se ha usado hasta ahora consiste en tomar los valores lineales del resorte y el amortiguador, dividir la masa suspendida del vehículo en cuatro y tomar la masa no suspendida como la suma de la llanta, el rin, la suspensión y los frenos, no se ha considerado que la estructura de la suspensión tiene un efecto importantísimo en la respuesta del vehículo.

Rangel propone un algoritmo para identificar los parámetros equivalentes en donde se toma en consideración el efecto de la estructura de la suspensión, este trabajo utiliza ese algoritmo para identificar adecuadamente la suspensión del vehículo. [13]

## 2.9 Control.

En la literatura se proponen muchas alternativas de control. Karnopp [23] hace una exhaustiva revisión de los diseños de suspensiones semi-activas propuestos hasta la fecha y propone varios algoritmos de control, enfocándose en la dinámica vertical. Cebon *et al.* [24] compara diferentes algoritmos de control para sistemas de dos grados de libertad, particularmente la teoría de skyhook y el control óptimo lineal con retroalimentación de estados en un camión de carga, finalmente compara sus resultados con los obtenidos con una suspensión pasiva. Hrovat y Hubbard [25] realizaron un estudio en dos grados de libertad en un suspensión activa con control LQR.

Hrovat y Hubbard, Karnopp y Cebon reportan notables mejoras en el confort y la maniobrabilidad del vehículo al usar suspensión activa.

La revisión bibliográfica tiene como fin comprender hasta dónde se ha desarrollado la tecnología para basar la propuesta en lo más novedoso. Esta investigación sigue varias pautas establecidas por lo autores anteriormente citados. En tecnología de suspensiones, a pesar de que la suspensión semi-activa ha generado excelentes resultados, se optó por retomar la suspensión activa. En modelación, a falta de tener un vehículo real que se pudiera modificar, se optó por uno de los mejores paquetes

computacionales que es ADAMS/CAR®, muchos de los autores consultados han utilizado este paquete computacional reportando excelentes resultados, particularmente Martínez Quiroz [20] que realizó un modelo de un vehículo completo. En control se optó por realizar probar un sistema de control LQR ya que a diferencia de las demás leyes de control se pueden tomar en cuenta limitaciones físicas como longitud de carrera de suspensión, Rangel [13] propone un control LQR que se retomará en esta tesis. Finalmente debido al tipo de control que se quiere llevar a cabo es necesaria una identificación del proceso, para esto se utilizó un método desarrollado por Kim [26 ] para tomar en consideración la estructura de la suspensión al proponer los parámetros equivalentes. En la siguiente ilustración se puede observar en donde cabe esta propuesta en el conjunto de investigaciones consultadas:

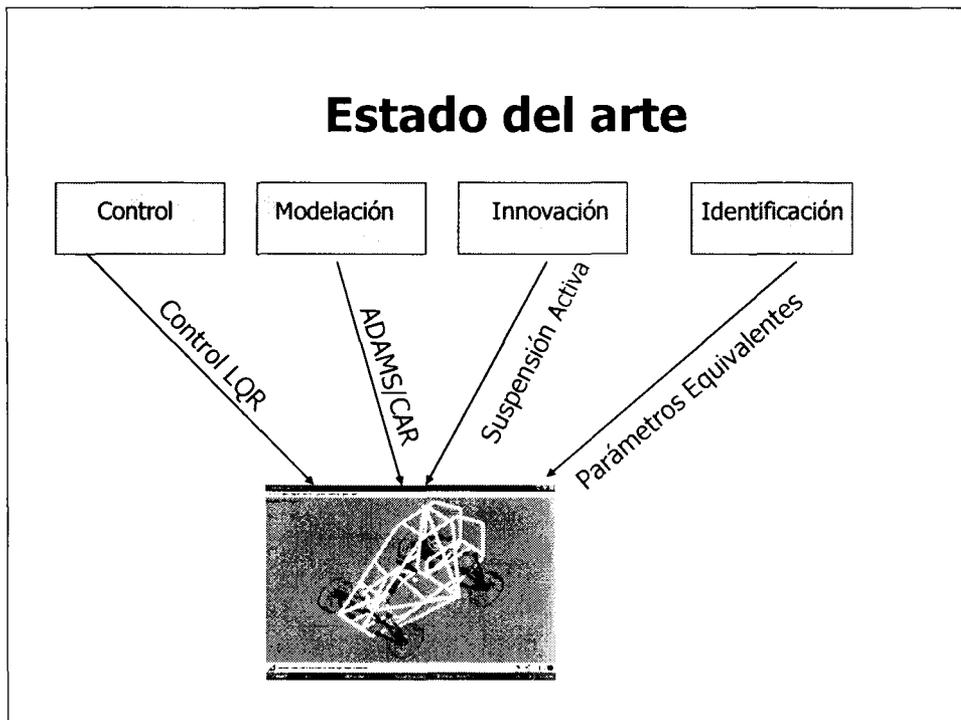


Figura 2.9.1 Estado del arte.

### 2.10 Criterios de evaluación de una suspensión.

Es necesario definir ciertas características de la suspensión estableciendo términos y conceptos necesarios para la comprensión de los criterios:

Ángulo de *camber*: Es el ángulo que se forma entre la llanta con el eje vertical, idealmente debiera ser cero en cualquier circunstancia de manejo. [20]

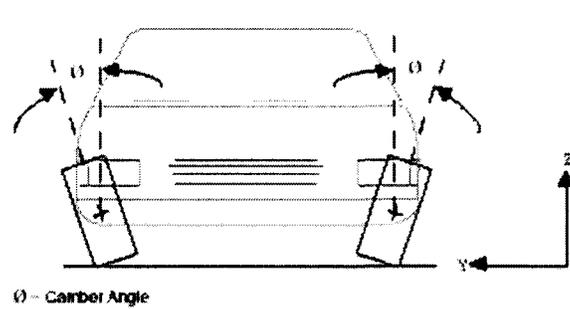


Figura 2.10.1 Ángulo camber. [20]

Centro de *roll* y razón de *roll*: Son necesarios para establecer la tendencia del carro a volcarse, estas características son físicas y dependen en parte de la suspensión como de la estructura de vehículo.

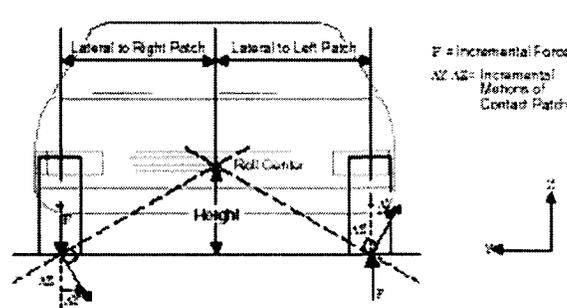


Figura 2.10.2 Centro de roll. [20]

Roll: Se presenta cuando el vehículo rota respecto a su eje longitudinal, pudiendo resultar en volcadura del vehículo.

Yaw: Se presenta cuando el movimiento rotacional del vehículo lo hace salirse de su camino, se llama vulgarmente "hacer trompos".

Existen varios criterios que se deben establecer al evaluar una suspensión y podemos mencionar los siguientes:

- 1 Menor tiempo de respuesta del vehículo ante un cambio de la dirección. [20]

- 2 Aumentar la insensibilidad del sistema a perturbaciones externas. [20]
- 3 Reducción de la variación en la conducción cuando se aumenta la velocidad del vehículo. [20]
- 4 Reducir las volcaduras (*rollover*). [20]
- 5 Evitar un ángulo *camber*. [20]
- 6 Las vibraciones de la llanta afectan su capacidad de adhesión deteriorando la maniobrabilidad por lo que se debe realizar un análisis de frecuencias para mejorar la maniobrabilidad. Para evitar que el vehículo entre en resonancia con el camino se deberá tener amortiguamiento apropiado [20].
- 7 Confort vertical se relaciona directamente con la aceleración vertical del chasis que es la que siente el pasajero. La relación de amortiguamiento tiene que utilizarse para obtener las características de filtrado de vibraciones, para poder filtrar las vibraciones es necesario tener una razón de amortiguamiento alta [20].
- 8 La carrera de la suspensión se determina por la rigidez del resorte, la cual deberá ser consistente con el espacio requerido para permitir el libre desplazamiento del resorte [20].

## Capítulo 5.

### Identificación de un modelo de parámetros equivalentes.

#### 5.1 Antecedentes.

Para aplicar algoritmos de control avanzado es necesario tener un modelo de parámetros equivalentes, para establecer un modelo de espacio de estados. Una vez con un espacio de estados se pueden proponer varias leyes de control para la suspensión. Con los datos obtenidos del modelo de vehículo completo al cual se le aplicó una entrada estocástica se puede utilizar un método propuesto por C. Kim y P.I. Ro[26] en donde la estructura de la suspensión es tomada en cuenta. Se ha establecido que la identificación de una suspensión con este método tiene menos discrepancias con la suspensión real que los datos obtenidos dividiendo la masa suspendida en cuarto y usando una aproximación de la constante de la rigidez del resorte y de la razón de amortiguamiento. Una suspensión como la *doublewishbone* es muy compleja e influye directamente en la dinámica vertical del vehículo.

#### 5.2 Método de parámetros concentrados.

Existen muchas maneras de modelar la suspensión de un vehículo, una forma simple es utilizar un cuarto de vehículo, en donde se establece  $M_s$  como un cuarto de la masa suspendida,  $M_u$  como masa no suspendida,  $K_s$  como la rigidez del resorte,  $B_s$  como la razón de amortiguamiento y finalmente  $k_t$  como la rigidez de la llanta si se considera como Quiroz Martínez [20], que se puede modelar la llanta como un resorte lineal de 1/10 parte de la rigidez del resorte de la suspensión. En la literatura es muy común encontrar este tipo de modelos ya que es fácil establecer la sumatoria de fuerzas. En la siguiente figura se encuentra el tipo de modelo que se quiere establecer.

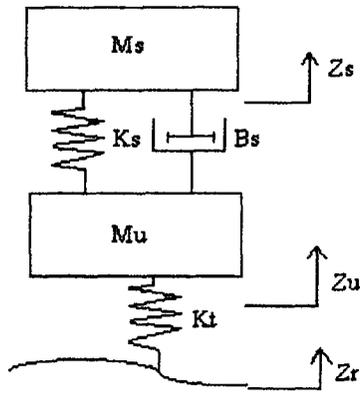


Figura 5.1 Modelo de dos grados de libertad.

La sumatoria de fuerzas se puede expresar de la siguiente forma:

$$M_s \ddot{Z}_s + K_s(Z_s - Z_u) + B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) = 0 \quad (5.1)$$

$$M_u \ddot{Z}_u - K_s(Z_s - Z_u) - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + K_t(Z_u - Z_r) = 0 \quad (5.2)$$

Si se realiza una sustitución de variables:

$$Z_{sUs} = Z_s - Z_u \quad (5.3)$$

$$V_{sUs} = \dot{Z}_{sUs} \quad (5.4)$$

$$f_t = K_t(Z_r - Z_u) \quad (5.5)$$

La sumatoria de fuerzas se puede reescribir como sigue:

$$M_s \ddot{Z}_s + K_s Z_{sUs} + B_s V_{sUs} = 0 \quad (5.6)$$

$$M_u \ddot{Z}_u - K_s Z_{sUs} - B_s V_{sUs} + f_t = 0 \quad (5.7)$$

Donde  $\dot{Z}_u$  es la velocidad de la masa no suspendida,  $Z_s - Z_u$  es la carrera de la suspensión,  $\ddot{Z}_{sUS}$  es la aceleración de la masa suspendida y  $\ddot{Z}_s$  es la aceleración de la masa no suspendida.

Ahora, si establecemos los siguientes vectores de las variables utilizadas:

$$\phi_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \ddot{Z}_u \\ -Z_{sUS} \\ -V_{sUS} \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

$$\phi_1 = \begin{bmatrix} \ddot{Z}_s \\ 0 \\ Z_{sUS} \\ V_{sUS} \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

Además se establece el vector de parámetros que se desean identificar:

$$\theta = [M_s M_u K_s B_s]^T \quad (5.10)$$

Se pueden reescribir las ecuaciones 5.6 y 5.7 de la siguiente forma:

$$\theta^T \phi_1 = 0 \quad (5.11)$$

$$\theta^T \phi_2 + ft = 0 \quad (5.12)$$

Establecemos que el vector de parámetros estimados en la identificación es el siguiente:

$$\hat{\theta} = [\hat{M}_s \hat{M}_u \hat{K}_s \hat{B}_s]^T \quad (5.13)$$

Se pueden establecer dos ecuaciones de error entre el valor de los parámetros real y estimado, partiendo de las ecuaciones 5.11 y 5.12:

$$\varepsilon_1 = \hat{\theta}^T \phi_1 \quad (5.14)$$

$$\varepsilon_2 = \hat{\theta}^T \phi_2 - ft. \quad (5.13)$$

Se puede establecer una función de costo del error  $\epsilon$  :

$$\epsilon \equiv \sum_{k=1}^N [\varepsilon_1^2(k) + \varepsilon_2^2(k)] \quad (5.15)$$

Para obtener los parámetros equivalentes es necesario minimizar la función de costo, esto lo logramos igualando la derivada de costo del error e igualarla a 0.

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial \theta} = 0 \quad (5.16)$$

Esta derivada es la siguiente:

$$\sum_{k=1}^N (\phi_1 \phi_1^T(k) + \phi_2 \phi_2^T(k)) \hat{\theta} = \sum_{k=1}^N \phi_2^T(k) ft(k) \quad (5.17)$$

Finalmente la ecuación de los parámetros estimados es:

$$\hat{\theta} = \left\{ \sum_{k=1}^N (\phi_1 \phi_1^T(k) + \phi_2 \phi_2^T(k)) \right\}^{-1} x \sum_{k=1}^N \phi_2^T(k) ft(k) \quad (5.18)$$

#### 5.4 Algoritmo de identificación.

La ecuación 5.18 se utiliza para obtener estimados con un método de identificación por lotes usando los datos obtenidos en ADAMS/CAR del vehículo completo, sin embargo es necesario establecer las siguientes simplificaciones para darle validez al proceso de identificación:

- 1.- El vehículo puede ser totalmente caracterizado como un modelo de dos grados de libertad.
- 2.- Los elementos del vehículo son lineales en el rango de operación, el resorte y el amortiguamiento se pueden representar como coeficientes lineales.
- 3.- No hay interacción de las fuerzas longitudinales ni laterales con el comportamiento vertical.
- 4.- Las llantas son independientes, no hay barra estabilizadora.
- 5.- Los componentes del carro no presentan deflexión.
- 6.- Las llantas pueden ser modeladas como un resorte lineal con una rigidez de una décima parte de la rigidez de resorte de la suspensión [20].

#### 5.5 Resultados.

Los resultados convergen luego de 40 000 valores puesto que podemos observar que cuando se utilizan diez veces más datos el valor objetivo varía menos de un 1 %.

Como podemos observar en la tabla 5.1 los valores difieren del valor real del componente porque es un parámetro equivalente en el que se está tomando en consideración la estructura física de la suspensión. Se usaron lotes de 400 000 datos como máximo pues se estimó que aumentando más los valores no se obtendría valores diferentes. Se utilizará la identificación de 400 000 valores.

Los resultados obtenidos de la identificación son los siguientes:

Parámetro	Valor del componente	Identificación con 40 000 Datos	Identificación con 400 000 datos
$M_s$ (kg)	50	33.7	42.9
$M_u$ (kg)	47	77.8	54.7
$B_s$ (N/m)	50 000	20 422.4	46 987
$K_s$ (N.s/m)	6000	3 333.6	6657.3

5.1. Tabla de resultados de la identificación.

## Capítulo 6.

### Algoritmo de control de la suspensión.

#### 6.1 Diseño del Controlador *Skyhook*.

Karnopp [23] propone un modelo en donde se emplea un amortiguador variable en una suspensión semi-activa para reducir los picos de resonancia que se presentan en la masa suspendida cuando la vibración creada por las irregularidades del camino son iguales o alias de la frecuencia natural del vehículo

Un *skyhook* modificado por J. Karl Hedrick [7] puede considerarse para reducir los picos resonantes. En esta tesis la velocidad del chasis deberá medirse para calcular la fuerza aplicada por el actuador al chasis. La ecuación del *skyhook* modificado es la siguiente:

$$F(t) = -V_z(t) \times K \quad (6.22)$$

La fuerza aplicada al chasis por el actuador es:

$$F(t) \quad (6.23)$$

La velocidad vertical del chasis es:

$$V_z(t) \quad (6.23)$$

La ganancia es:

$$K \quad (6.24)$$

## 6.2 Diseño del controlador PID.

El PID es un controlador ampliamente utilizado en la industria, es un controlador sencillo y fácil de sintonizar. Se puede calcular la fuerza del amortiguador utilizando la retroalimentación de la velocidad vertical en la siguiente ecuación:

$$F(t) = K(v(t) + \frac{1}{Ti} \int v(t) + Td \frac{\partial v}{\partial t}) \quad (6.21)$$

Donde  $K, \frac{1}{Ti}, Td$  son las constantes óptimas para el proceso.

En ADAMS/CAR se cuenta con una aplicación de control llamada control *tool kit* en donde viene programado un PID, se utilizó esta característica del programa. En la figura siguiente se muestra como se introduce la velocidad en la aplicación para obtener la fuerza:

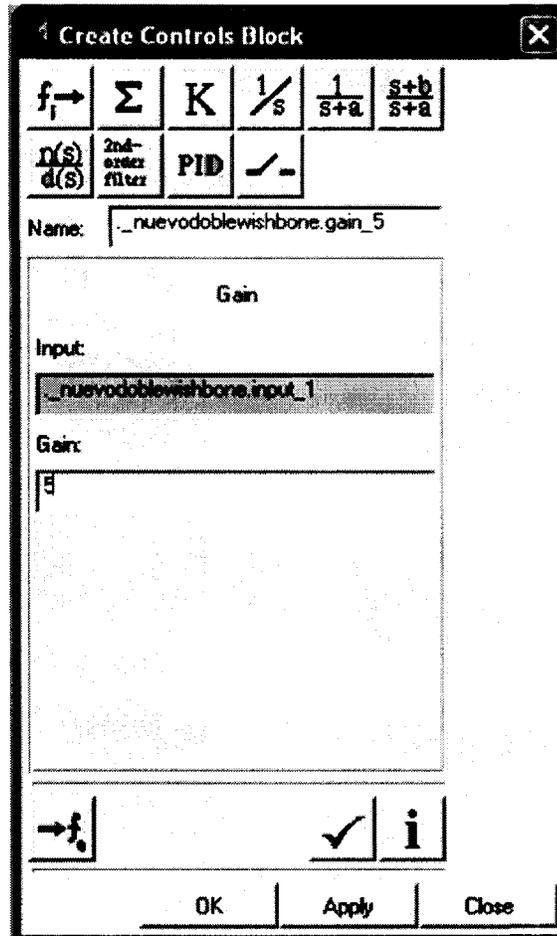


Figura 6.1 Introducción de la manipulación de un controlador PID.

### 6.3. Diseño de control LQ

#### 6.3.1 Espacio de estados.

Se utiliza el mismo modelo de un cuarto de vehículo con el fin de poder establecer un espacio de estados que pueda describir el sistema de una suspensión. Como se menciona en el capítulo 5, se establece  $M_s$  como un cuarto de la masa suspendida,  $M_u$  como masa no suspendida,  $K_s$  como la rigidez del resorte,  $B_s$  como la razón de amortiguamiento y finalmente  $k_t$  como la rigidez de la llanta si se considera como Quiroz Martínez [20], que se puede modelar la llanta como un resorte lineal de 1/10 parte de la rigidez del resorte de la suspensión.

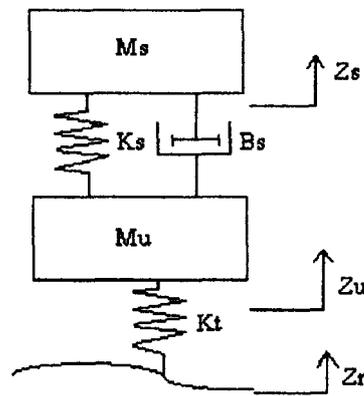


Figura 6.2 Modelo de dos grados de libertad.

Partiendo de una sumatoria de fuerzas:

$$M_s \ddot{Z}_s + K_s(Z_s - Z_u) + B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) = 0 \quad (6.1)$$

$$M_u \ddot{Z}_u - K_s(Z_s - Z_u) - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + K_t(Z_u - Z_r) = 0 \quad (6.2)$$

Separando las variables en un vector se puede establecer el siguiente vector de variables:

$$x = \begin{bmatrix} Z_u - Z_r \\ \dot{Z}_u \\ Z_s - Z_u \\ \dot{Z}_s \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

Definiendo las siguientes variables,

La deformación de la llanta en el eje z es:

$$Z_u - Z_r \quad (6.4)$$

La velocidad de la masa no suspendida en z es:

$$\dot{Z}_u \quad (6.5)$$

La carrera de la suspensión es:

$$Z_s - Z_u \quad (6.6)$$

La velocidad de la masa suspendida es:

$$\dot{Z}_s \quad (6.7)$$

La irregularidad del camino se puede definir como la entrada  $w$  y entonces se puede establecer lo siguientes:

$$w = \dot{Z}_r \quad (6.8)$$

La fuerza calculada que se va a utilizar en el control de la suspensión se puede definir como  $u$ , y se describe en la siguiente ecuación:

$$u = -kx \quad (6.9)$$

Por lo que la ecuación de espacio de estados es entonces:

$$\dot{x} = Ax + B_1u + B_2w \quad (6.10)$$

Donde  $A$ ,  $B_1$ ,  $B_2$  están completamente definidos como:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{Kt}{Mu} & -\frac{Bs}{Mu} & \frac{Ks}{Mu} & \frac{Bs}{Mu} \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{Bs}{Ms} & -\frac{Ks}{Ms} & -\frac{Bs}{Ms} \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ -\frac{1}{Mu} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.13)$$

### 6.3.2. Diseño de Controlador LQ.

El proceso de optimización consiste en estimar la entrada  $u$  que minimice el índice  $J$  que representa los requerimientos de desempeño según Ramírez Mendoza , M. Nawarecki y O. Sename [28], cumpliendo con las características físicas y la limitaciones de la entrada.

El índice  $J$  se puede expresar como sigue:

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Qx + u^T Ru + 2x^T Nu) \quad (6.14)$$

Donde la entrada  $u$  debe cumplir con los requisitos de confort, requerimientos de longitud de carrera de la suspensión y limitaciones de la deformación de la llanta.

Se establece  $Q$  de la siguiente forma [28]:

$$Q = \begin{bmatrix} r_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \left(\frac{B_s}{M_s}\right)^2 & -\frac{B_s K_s}{M_s} & -\left(\frac{B_s}{M_s}\right)^2 \\ 0 & -\frac{B_s K_s}{M_s} & r_2 + \left(\frac{K_s}{M_s}\right)^2 & \frac{B_s K_s}{M_s} \\ 0 & -\left(\frac{B_s}{M_s}\right)^2 & \frac{B_s K_s}{M_s} & \left(\frac{B_s}{M_s}\right)^2 \end{bmatrix} \quad (6.15)$$

De la misma forma se establecen  $N$  y  $R$  [28]:

$$N = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{B_s}{M_s^2} \\ -\frac{K_s}{M_s} \\ \frac{B_s}{M_s^2} \end{bmatrix} \quad (6.16)$$

$$R = \left[ r_3 + \frac{1}{M_s^2} \right] \quad (6.17)$$

Los parámetros r1, r2, r3 fueron obtenidos de un estudio realizado por Ramirez-Rangel de la siguiente tabla:

Type	R1	R2	R3
Typical	$5.0 \times 10^{-4}$	$5.0 \times 10^3$	0
Soft	$1.0 \times 10^{-6}$	$1.0 \times 10^5$	0
Hard	$1.1 \times 10^{-3}$	$1.0 \times 10^2$	0

Figura 6.3 Tabla de constantes.

Se escogieron las constantes para una suspensión dura típica de una suspensión de Mini-baja.

La fuerza aplicada a la suspensión se puede definir con la siguiente ecuación:

$$u = -Kx \quad (6.18)$$

La fuerza sería obtenida entonces como una sumatoria de estados retroalimentados multiplicados por vector de constantes K, como se muestra en la siguiente figura:

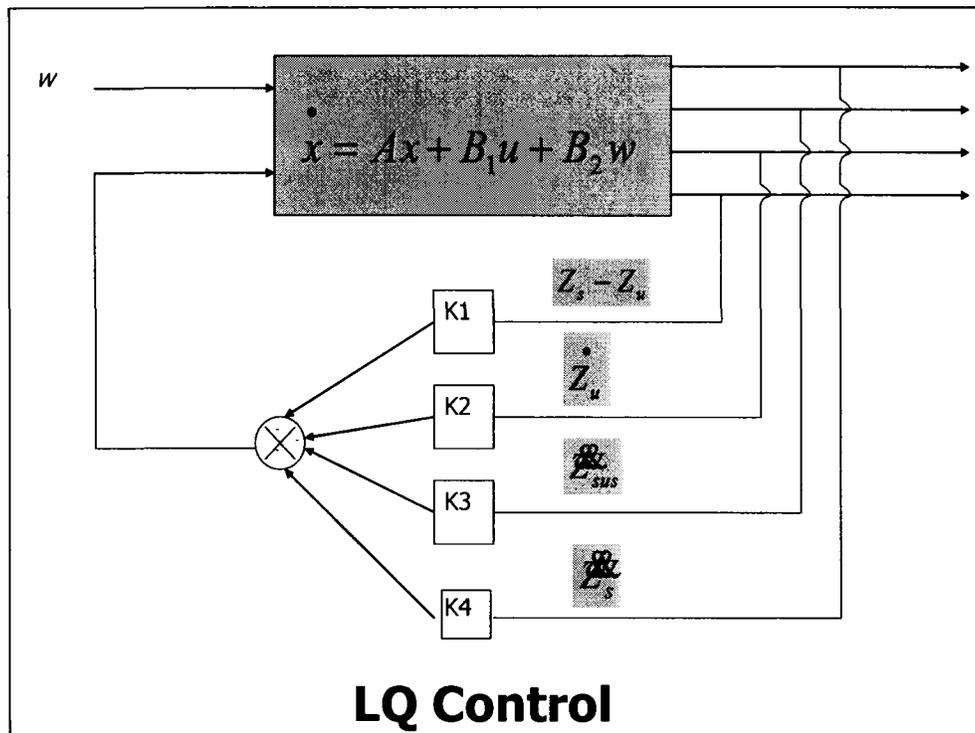


Figura 6.4 Retroalimentación de estados.

Para poder calcular K se debe utilizar la siguiente fórmula:

$$K = R^{-1} B^T P \quad (6.19)$$

De esta ecuación se conoce B y R, el único desconocido es P, que P es la solución a la ecuación de Ricatti:

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T + Q = 0 \quad (6.20)$$

Introducción de la manipulación:

Una vez calculadas las constantes de LQ se deben introducir en el cálculo de la fuerza aplicada en la suspensión, en la siguiente figura se puede observar como se introduce esa fórmula en el modelo de ADAMS/CAR, debe ser en el template de la suspensión en un ambiente de ADAMS/VIEW que se puede abrir desde ADAMS/CAR si se cuenta con privilegios de experto (Ver Anexo 1):

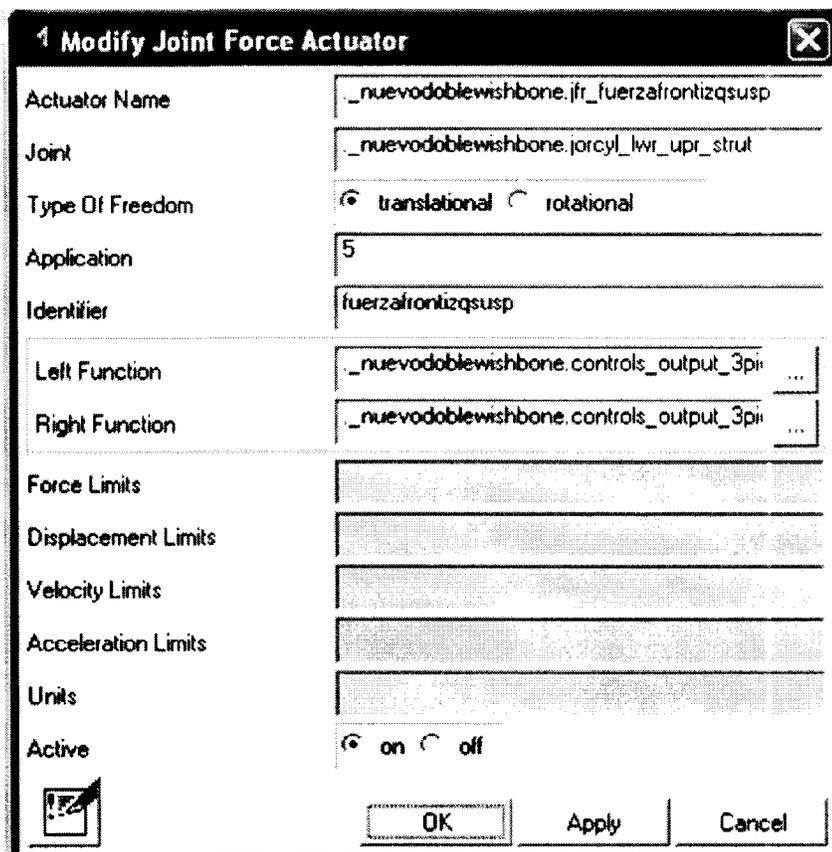


Figura 6.5 Introducción de la manipulación de un controlador LQ.

#### 6.4. Modificación de la suspensión activa

En todos los casos se utilizó una suspensión activa en la que se aplicó una fuerza externa cuyo valor varía según la ley de control en la figura 6.6 se puede observar como se introduce la fuerza en el modelo del.

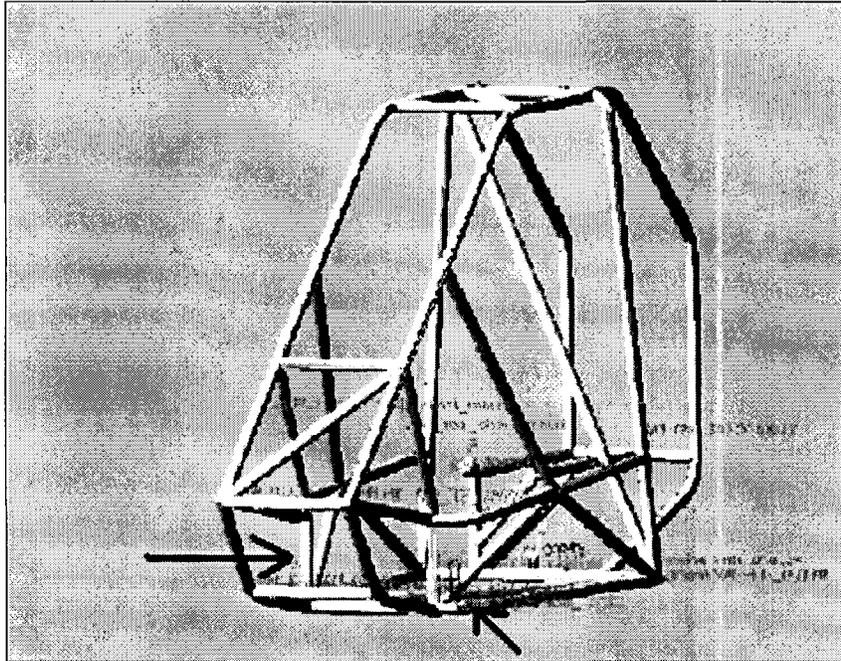


Figura 6.6 Fuerza de control aplicada al chasis.

## Capítulo 7.

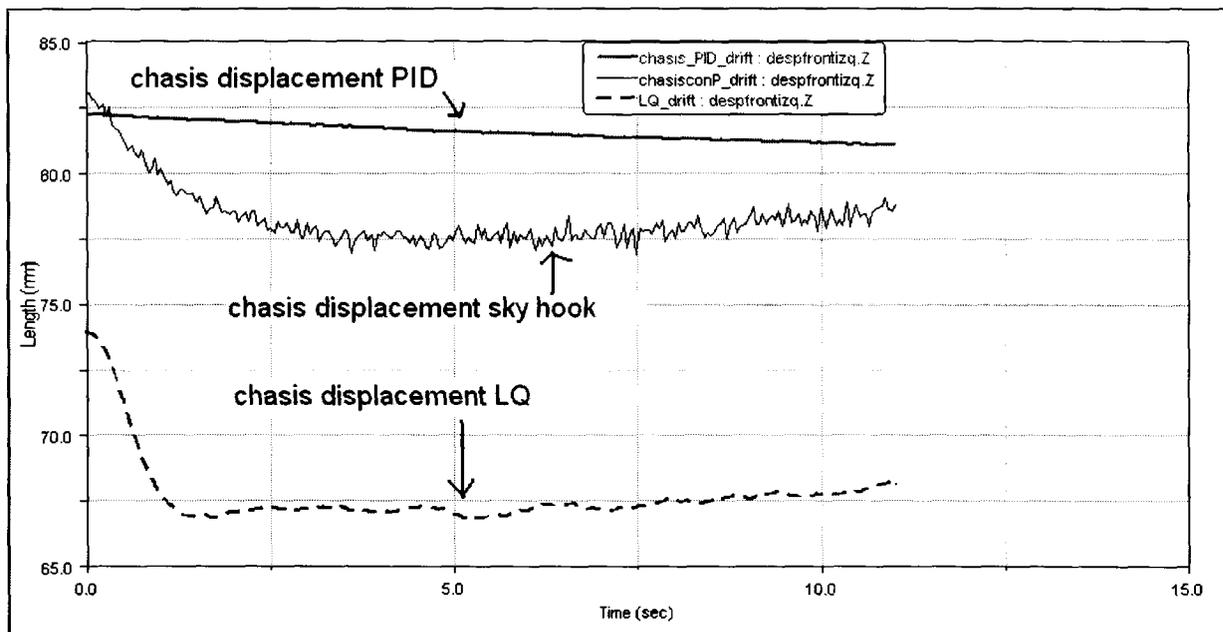
### Resultados.

Una vez establecidas las cuatro variaciones que se le van a efectuar al vehículo, una suspensión pasiva y tres suspensiones activas con diferentes leyes de control. Se precedió a someter el modelo una prueba donde el camino fuera irregular, estocástica generada por computadora y se miden la aceleración vertical del chasis, velocidades del chasis, fuerzas de control en amortiguadores y resortes y carrera de la suspensión. La misma prueba se aplicó a cada variación de la suspensión. Las variables que se van a analizar son las siguientes: desplazamiento, aceleración vertical del chasis, fuerzas en el amortiguador y fuerzas en el resorte.

#### 7.1 Desplazamiento y confort

Mientras el desplazamiento respecto a suelo es menor se puede estimar que el confort es mejor para el pasajero. Se utilizaron medidas de desplazamiento en el chasis, ya que si el camino es recto aunque éste tenga irregularidades, la distancia promedio debiera ser la misma y la suspensión en este caso debe filtrar cualquier vibración. En la figura 7.1 se pueden apreciar tres curvas de desplazamiento de la llanta delantera izquierda. Cada curva representa un diferente tipo de control. El desplazamiento vertical de la llanta usando una suspensión activa con control PID tiene mayor desplazamiento al inicio pero prácticamente no presenta variaciones, es muy estable. El desplazamiento obtenido por el control *skyhook* es oscilatorio, esta oscilación aunque tenga una amplitud de 2 o 3 mm deteriora el confort y se puede percibir como vibración. El desplazamiento obtenido con el control LQ es menor que el PID en un 35% al principio y es muy estable, las variaciones subsecuentes son muy atenuadas y son menos del 1%. Se estima que los comportamientos que presentan tanto la suspensión controlada con

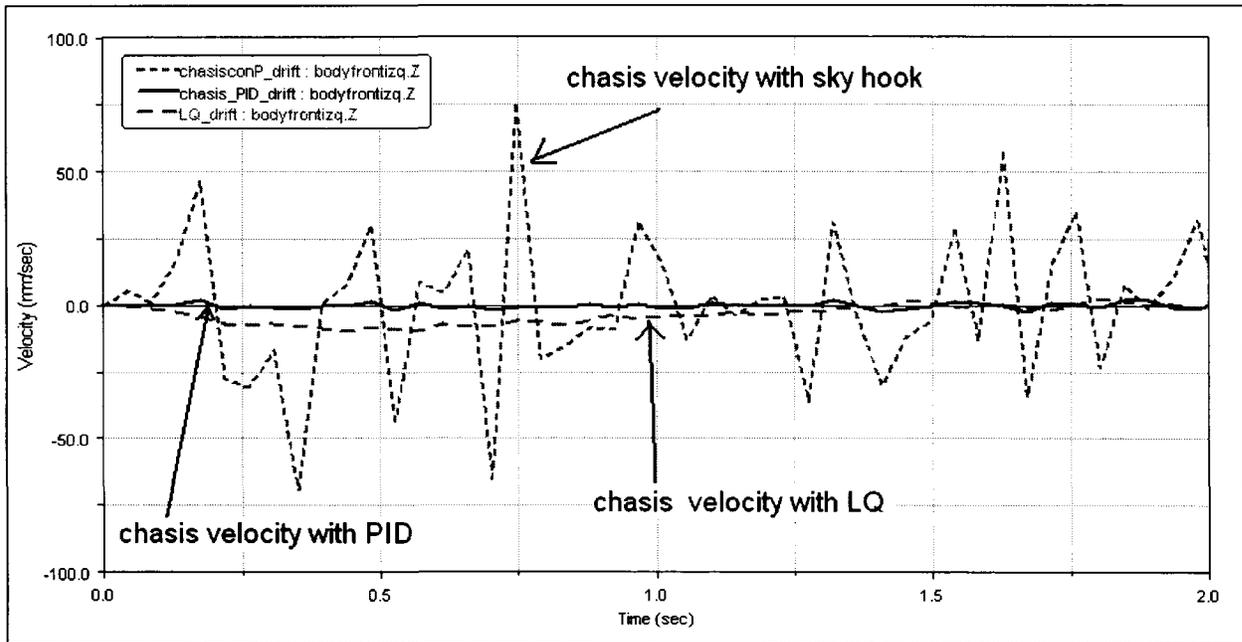
PID como la controlada por LQ como son óptimos ya que el chasis casi no tiene variaciones de altura respecto al piso, lo cual es deseable para el confort.



Gráfica 7.1 Comparación del desplazamiento para diferentes leyes de control.

## 7.2 Velocidad vertical y confort.

La velocidad vertical es otro indicador de confort, mientras menos oscilaciones y variaciones hay en la velocidad vertical mejor será el confort, en la figura 7.2 se pueden observar tres curvas. Cada una representa la velocidad de la llanta izquierda delantera para cada ley de control. Las velocidades que presentan en el chasis usando un LQ o un PID son casi un 5% de las que se presentan en el chasis. Usando *skyhook*, todavía se pueden observar cambios bruscos de velocidad y picos que representan frecuencias de resonancia del vehículo con la vibración causada por el camino. Estos picos de resonancia fueron eliminados cuando se utiliza un control LQ o PID.

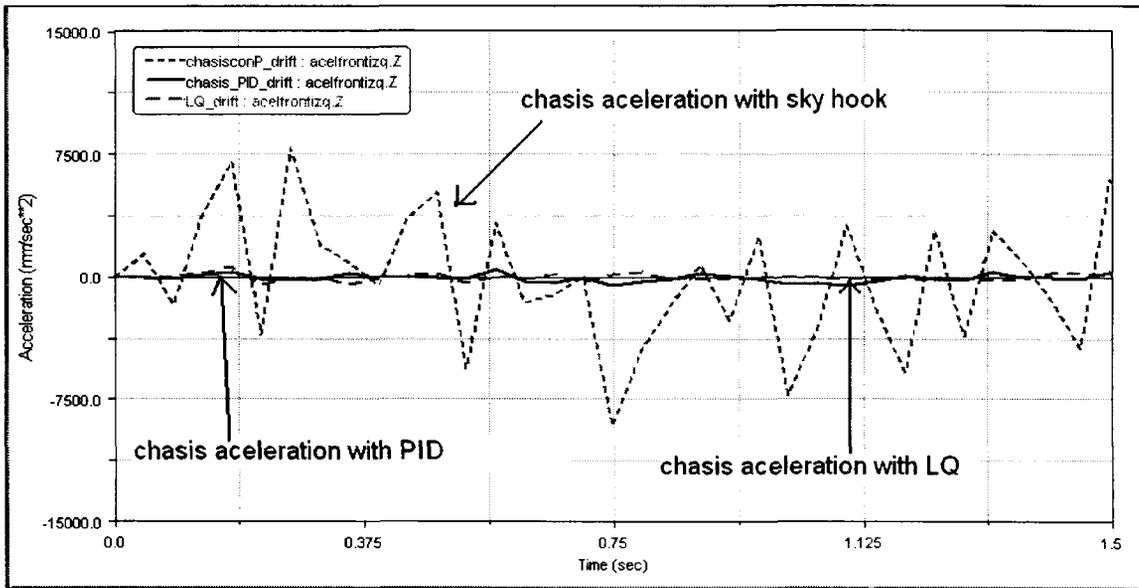


Gráfica 7.2 Comparación de velocidad vertical para diferentes leyes de control.

### 7.3 Aceleración vertical y confort.

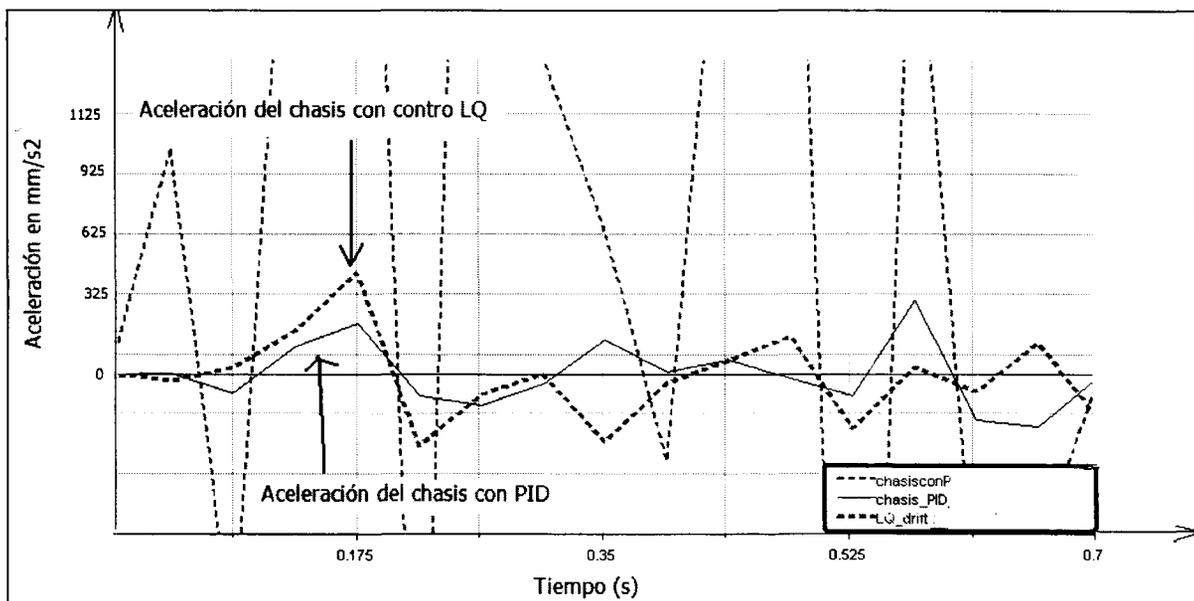
La aceleración vertical es uno de los métodos más utilizados para estimar el confort de un vehículo, es el indicador más importante ya que es la aceleración la que siente el conductor.

En la gráfica 7.3 A una vez más se pueden observar tres curvas de aceleración de la llanta izquierda delantera que representan tres leyes de control. Se puede observar que las aceleraciones que se presentan en el chasis con un controlador *skyhook* tienen picos de  $7500 \text{ mm/s}^2$  en cambio los picos que se presentan en el chasis utilizando una ley de control PID no superan los  $450 \text{ mm/s}^2$ , esto es las aceleraciones usando *skyhook* son 769 % más grandes que utilizando LQ o PID.



Gráfica 7.3A Comparación de aceleración vertical para diferentes leyes de control.

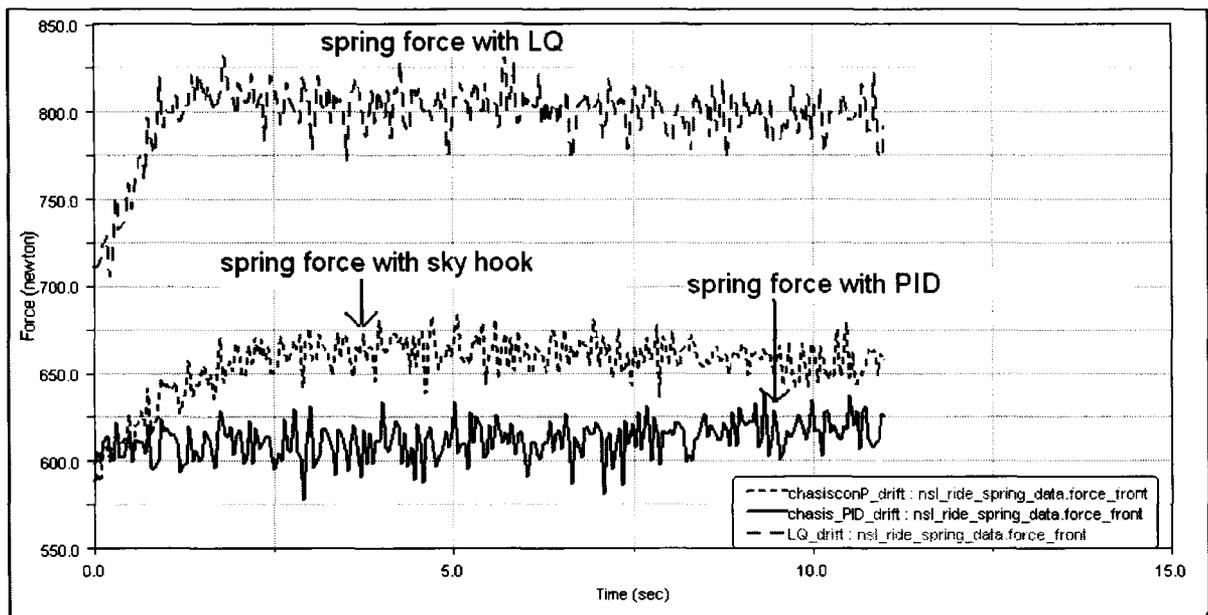
En la figura 7.3A no se puede observar diferencia entre las aceleraciones que se presentan en el PID y el LQ, se hizo un agrandamiento de la gráfica. La gráfica ampliada es la gráfica 7.3B. y vemos que no se puede establecer diferencia entre un control y otro, los dos son óptimos.



Gráfica 7.3B Comparación de aceleración vertical para diferentes leyes de control ampliada.

## 7.4 Fuerzas del resorte

Se buscó también comparar las fuerzas del resorte y del amortiguador para ver si son factibles, es decir es necesario establecer si estas fuerzas son en realidad factibles con un actuador real, ya que en modelación pueden aplicarse esas fuerzas pero en la realidad se requerirían actuadores muy rápidos o muy potentes lo que sería irrealizable en la gráfica 7.4 se pueden observar las fuerzas que desarrolla el resorte para cada ley de control. La fuerza generada en el resorte por el LQ es 14% mayor que la generada con el PID. Las menores fuerzas se presentan cuando se utiliza un PID.



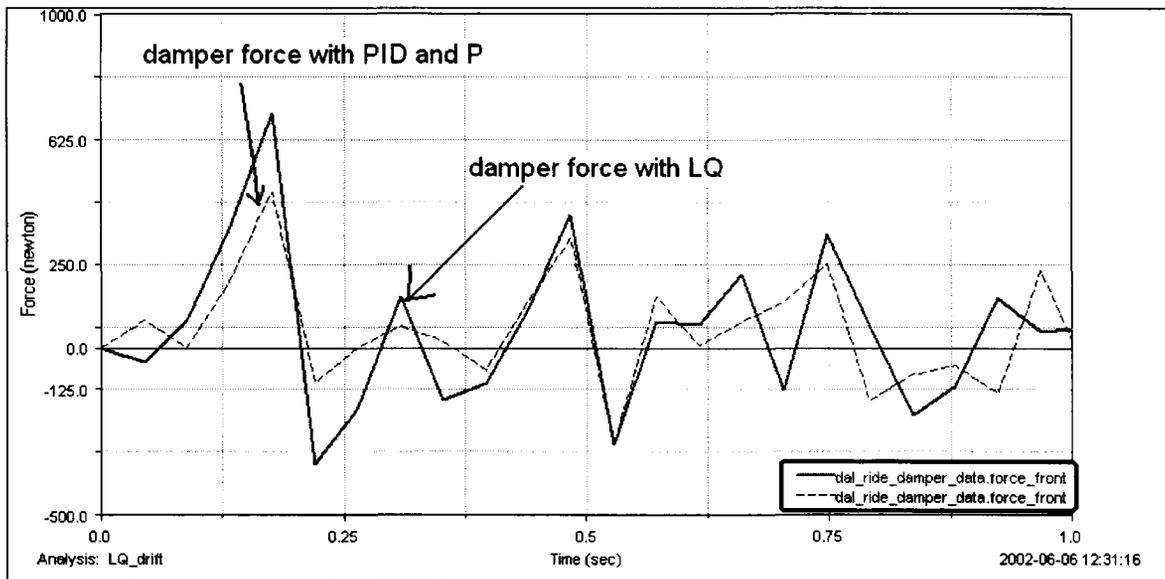
Gráfica 7.4 Comparación de fuerzas verticales del resorte para diferentes leyes de control.

Según la prueba anterior podemos observar que tanto el control PID como el control LQ son efectivos aislando la masa suspendida de las vibraciones causadas por el camino. Es importante aclarar que la sintonización del PID se realizó a prueba y error y el control LQ fue diseñado especialmente para el proceso. En gran parte la sintonización quedó a criterio de la persona que realiza la sintonización, su experiencia y conocimiento en control. Evidentemente la metodología que se usó para diseñar el controlador LQ se

puede repetir con vehículos distintos, sin embargo la sintonización puede no presentar tan buenos resultados. Los resultados y su repetibilidad hacen del control con LQ la mejor opción.

### 7.5 Fuerzas del amortiguador.

Las fuerzas verticales que se presentan en el amortiguador son muy importantes ya que es importante saber si éste elemento va a poder soportar las fuerzas que se le aplican o si son fuerzas demasiado grandes. En la gráfica 7.5 se puede observar que no hay diferencia entre las leyes de control en cuanto a fuerzas en el amortiguador se refiere.

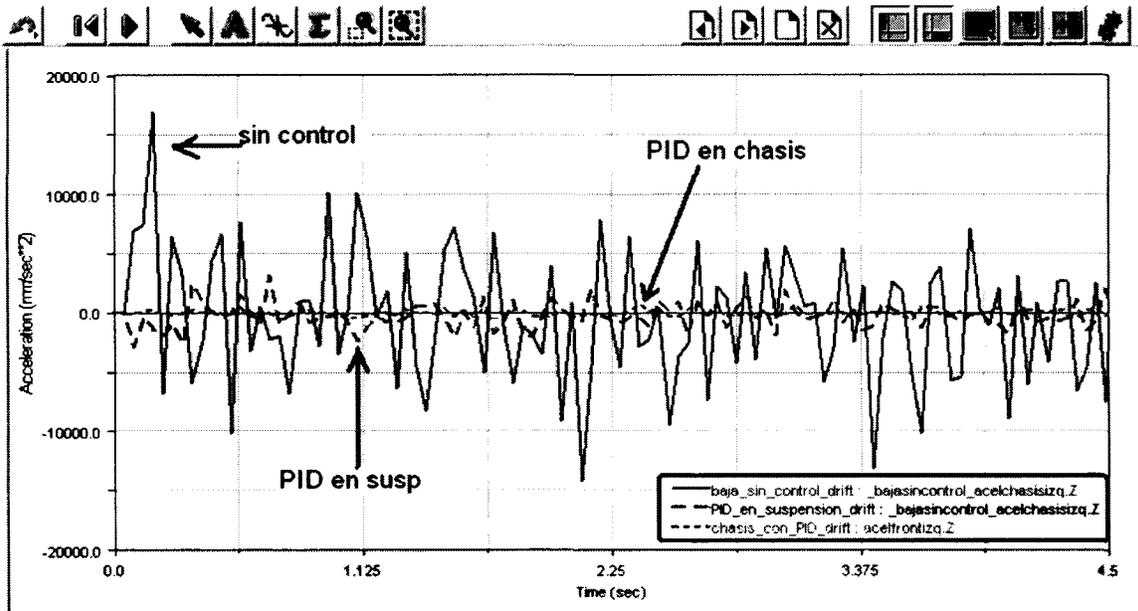


Gráfica 7.5 Comparación de fuerzas del amortiguador vertical para diferentes leyes de control.

7.6 Comparación entre la fuerza para el amortiguador semi-activo y la fuerza para el actuador activo.

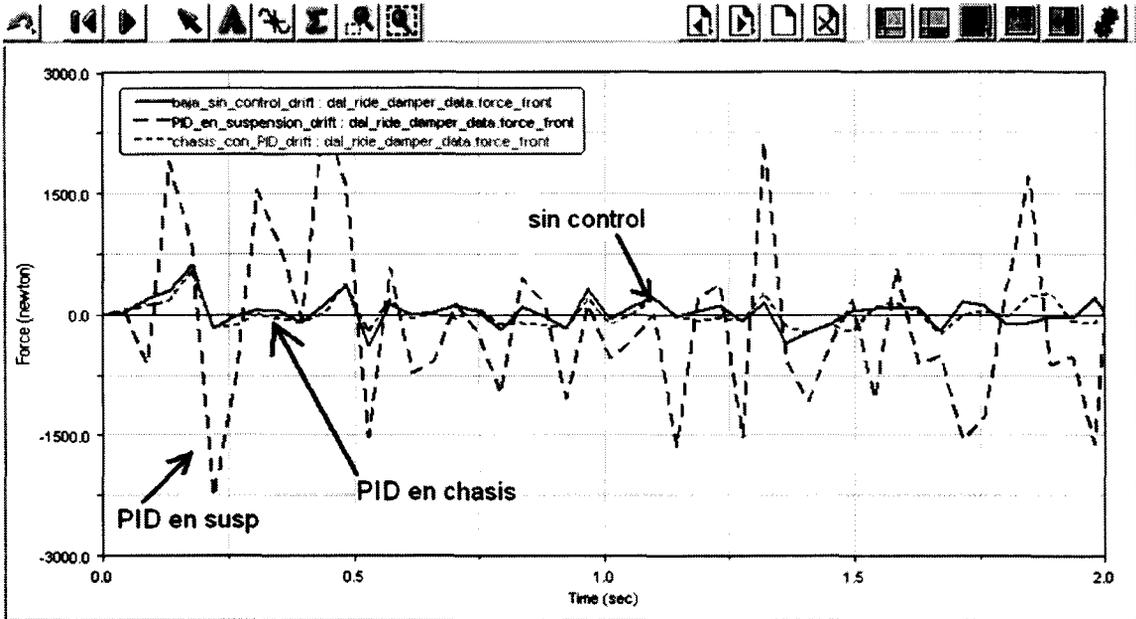
Otro resultado relevante se puede apreciar en la gráfica 7.6. En esa prueba se aplicó la fuerza calculada por el controlador PID primero en el amortiguador y después en el chasis directamente simulando una diferencia entre la suspensión semi-activa y una suspensión activa. Como podemos observar en la gráfica la diferencia entre la

aceleración vertical en la llanta izquierda delantera del vehículo cuando tiene control y cuando no tiene control es radical, en este caso vemos que independientemente de donde se aplica la fuerza la disminución de la amplitud de la aceleración, particularmente de los picos de resonancia es de  $17\ 000\ \text{mm/s}^2$  a  $7\ 500\ \text{mm/s}^2$  con el *skyhook* a no más de  $500\ \text{mm/s}^2$  con PID o LQ, esto es una reducción de más de 35 veces. Cabe notar que a pesar de que el *skyhook* mejora el confort sigue presentando picos de resonancia. En la gráfica se ve claramente la diferencia entre las aceleraciones que experimentaría el conductor sin control y cuando hay control activo o semi-activo.



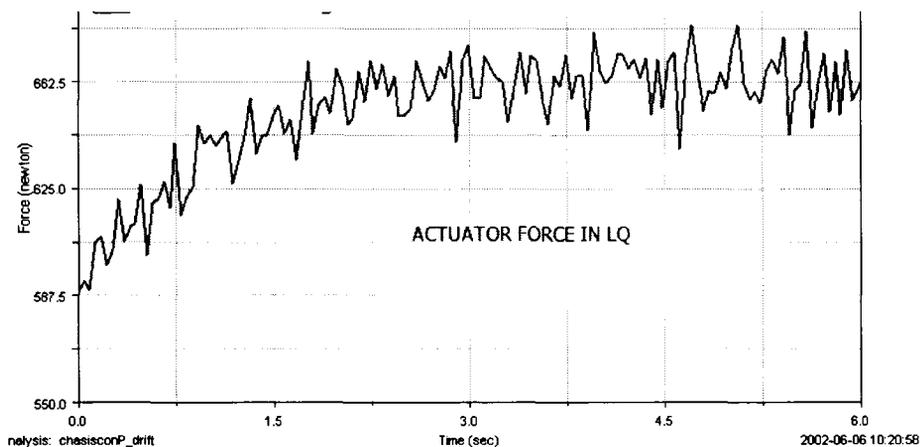
Gráfica 7.6 Comparación de aceleraciones en el chasis usando suspensión semi-activa activa y pasiva.

Las aceleraciones verticales disminuyen tanto en la suspensión activa como semi-activa sin embargo como podemos ver en la gráfica 7.7 las fuerzas en el amortiguador son mucho más grandes en la semi-activa, esto es normal ya que la fuerza de control deberá ser proporcionada por el amortiguador y no por algún sistema externo como en el caso de la suspensión activa. Es importante mencionar que una suspensión con esas características no será fácil de encontrar o de controlar, si se considera un amortiguador variable electro-reológico o magneto-reológico no sería lo suficientemente robusto y si se selecciona un amortiguador robusto no sería lo suficientemente rápido.



Gráfica 7.7 Comparación de fuerzas en el amortiguador usando suspensión semi-activa activa y pasiva.

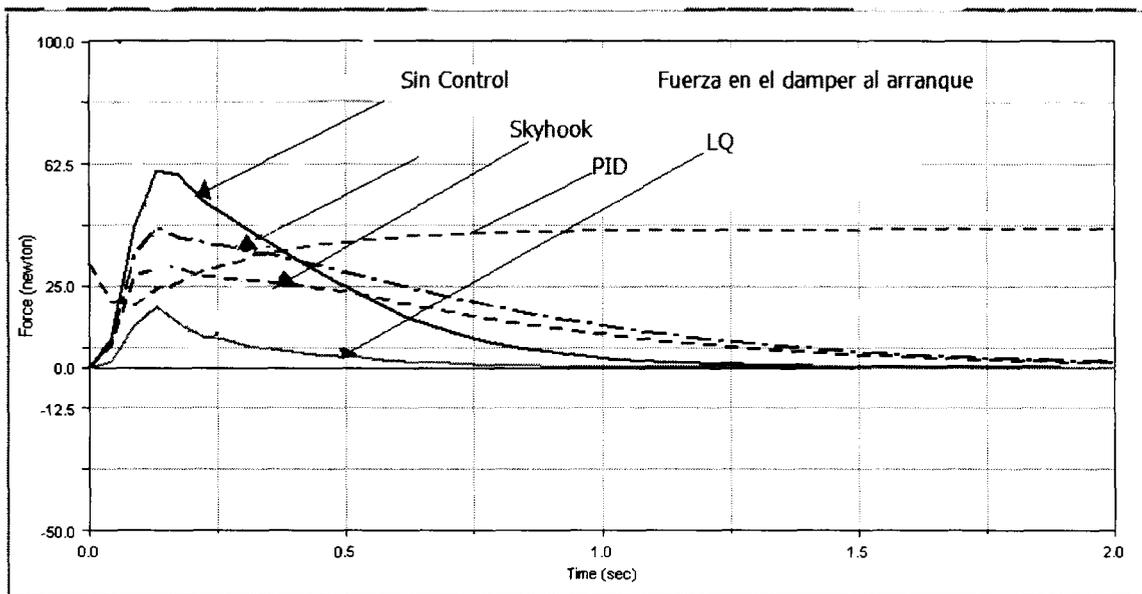
En necesario conocer el rango la fuerza que deberá de proporcionar la suspensión activa. Puesto que estamos comprando la factibilidad de la suspensión semi-activa y de la suspensión activa. Los valores máximos observando la gráfica 7.8 donde está graficada la fuerza requerida por el actuador. Se puede observar que los picos máximos son del orden de 700 N. Comparado con el amortiguador es menos de la mitad de la fuerza necesaria para controlar la suspensión con un proceso semi-activo.



7.8 Fuerza en el actuador LQ.

### 7.7 Fuerzas en el arranque.

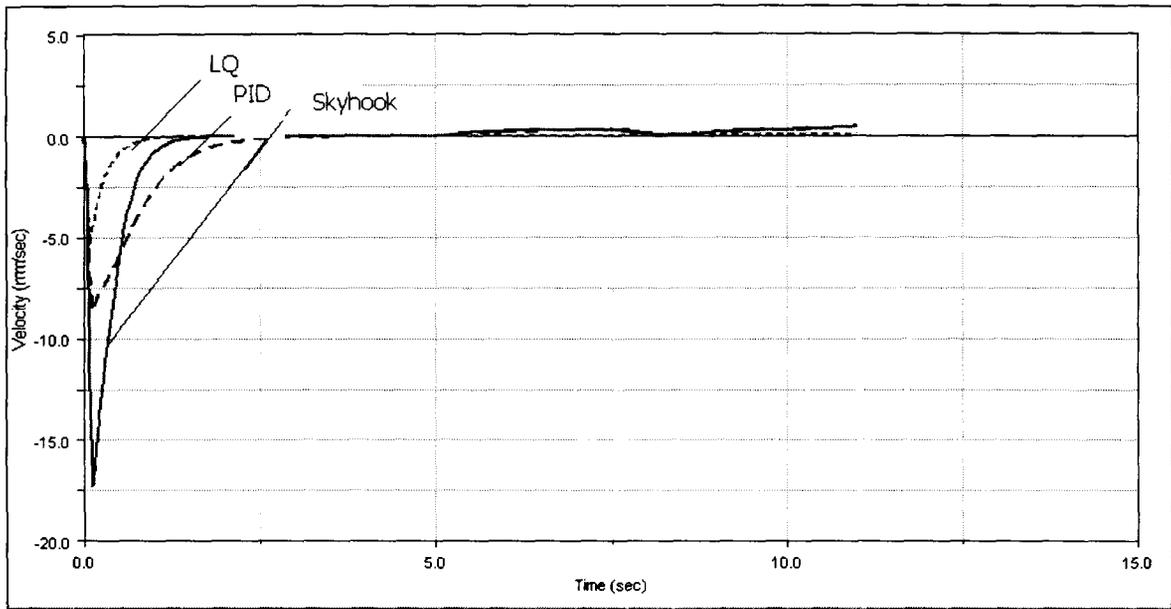
Cuando el vehículo inicia el movimiento existen fuerzas que lo hacen asentarse, esto se debe a la inercia que tiene el vehículo a estar en reposo, mientras más fuerza se ejerza sobre el amortiguador quiere decir que la suspensión es más suave y que el pasajero va a sentir mas el movimiento al arranque que con la suspensión un poco más dura, en la gráfica 7.9 se observa el comportamiento al arranque de todas las leyes de control comparadas con una suspensión pasiva. Mientras menos fuerza se requiera del amortiguador mejor será el desempeño al arranque.



7.9 Fuerzas al arranque

### 7.8 Velocidades al arranque.

Mientras la velocidad vertical sea más alta el pasajero va a sentir más el movimiento, entonces se busca que la velocidad sea menor al arranque. En la figura 7.10 se pueden observar las velocidades verticales que se presentan en la llanta delantera izquierda cuando se aplican diferentes leyes de control.



### 7.10 Velocidades al arranque

Se puede apreciar en la gráfica 7.10 que la velocidad vertical en el chasis usando el PID se reduce a la mitad que con el *skyhook*, pero la velocidad se reduce aún más usando LQ, pues se reduce hasta en una tercera parte a la velocidad con *skyhook*, además en ambos casos el tiempo de establecimiento también disminuye.

### 7.9 Conclusiones de los resultados.

Podemos concluir que en las pruebas realizadas el control PID y LQ tienen mucho mejor desempeño que el *skyhook* en cuanto a confort se refiere. Uno de los indicadores más importantes de confort es la aceleración vertical, puesto que es lo que siente el conductor, en las pruebas tanto el PID como el LQ tienen notables mejoras al *skyhook*. Por otra parte la velocidad vertical disminuye usando LQ y PID y el desplazamiento vertical también, lo que denota que hay una mejoría en el confort. Es necesario aclarar que a pesar de que el modelo es muy cercano a la realidad la sintonización del PID que se obtuvo prueba y error, puede no obtener los resultados deseados, a diferencia del control LQ como está basado en una identificación.

En el control LQ se retroalimentan más variables esto ofrece más precisión que el control PID, ya que se conoce mucho mejor el comportamiento del vehículo en cada instante y por ende mejor control.

El control PID es un control más barato pues solo se retroalimenta la velocidad, se requiere de un sensor únicamente o dos dependiendo de cómo se mida esta velocidad, en cambio el control LQ requiere conocer todos los estados en todo momento lo que significan al menos 5 o 6 sensores más por suspensión lo cual eleva los costos además de que no se podría medir la deformación de la llanta.

## Capítulo 8.

### Conclusiones.

#### 8.1 Conclusiones de la modelación.

El paquete computacional ADAMS/CAR es muy versátil. Contiene mucha información de los estándares que el usuario puede utilizar, muchas partes listas para ensamblar, pero a la vez está estructurado de una forma en que se puede modificar de manera fácil las características de cualquier componente. El usuario de ADAMS/CAR debe sin embargo tener algún conocimiento de modelación ya que no es sencillo iniciar el proceso de modelado. El paquete es muy versátil se pueden realizar muchos tipos de pruebas en un mismo prototipo, además muchas de las variables y características del vehículo se pueden medir. Los vehículos modelados en ADAMS/CAR suelen ser muy detallados y muy completos por lo que los resultados son basados en un modelo preciso.

#### 8.2 Conclusiones de la identificación.

El método propuesto para identificar es un método basado en identificación por lotes. La diferencia entre el valor estimado y el valor real puede afectar el diseño de control, sin embargo los resultados prueban que el método fue efectivo en el caso de estudio de mini-baja. Las simplificaciones que se realizaron, específicamente la rigidez de la llanta son valores que pueden ser más precisos dependiendo con la información con la que se cuenta.

#### 8.3 Conclusiones de control

Podemos concluir que en las pruebas realizadas el control PID y LQ tienen mejor desempeño que el *skyhook* en cuanto a confort se refiere. En el control LQ se

retroalimentan más variables, esto ofrece más precisión que el control PID, ya que se conoce mucho mejor el estado del vehículo. Sin embargo el control LQ requiere de más sensores lo que lo encarece con respecto al PID.

La implementación del control dependerá del diseñador los resultados obtenidos no toman en consideración el tipo de actuador que se utilice, ya que no se limitan ni en tiempo de respuesta, ni en magnitud de fuerza, se deberá considerar que los actuadores necesarios tal vez no tengan un tiempo de respuesta lo suficientemente rápida.

No se realizaron estudios de fuerzas para saber cual es más factible que otra, sin embargo se midieron las fuerzas del amortiguador y resorte y no se observaron diferencias entre una y otra.

En las pruebas realizadas si se pudo notar que la fuerza necesaria del amortiguador, para aplicar el control PID en una suspensión semi-activa es grande y para realizar dicho control se necesitará un amortiguador robusto y muy rápido lo cual puede ser una limitante. Se probó entonces, la suspensión activa y la fuerza externa necesaria para aplicarla es menor casi en un 30%. Por lo tanto habrá que considerar si buscar un amortiguador con esas características o invertir en un sistema con un actuador externo que aplicará una fuerza menor pero externa, tal vez un compresor que tomará su potencia del motor lo cual tiene también inconvenientes

Las limitantes más importantes se encuentran en los actuadores.

Es importante notar que aquí se propone un método de identificación y control que se puede aplicar independientemente del actuador, pudiera usarse con cualquier tipo de suspensión, tanto activa como semi-activa y con todo tipo de actuador tanto neumático como un motor lineal electromagnético.

Este tipo de suspensión es caro en la actualidad y además tiene altos costos en energía, sin embargo es probable que muy pronto ser realicen cambios tecnológicos que hagan esta tecnología barata y disponible para todos y no únicamente vehículos de lujo o formula uno.

#### 8.4 Trabajos futuros.

El control de las cuatro llantas por separado es importante en cuanto a confort y maniobrabilidad, en este estudio no se profundizó en la maniobrabilidad lo cual pudiera hacerse en otra línea de investigación.

Se pudiera realizar un estudio similar pero en frenado de vehículo. El control del deslizamiento es muy importante en la seguridad del pasajero y se pudiera controlar con algoritmos más elaborados y más seguros que los actuales.

Otra línea de investigación importante es el control de volcaduras, pues teniendo disponible el control independiente de las llantas se pudiera retroalimentar la velocidad de cada llanta a un controlador que evitara volcaduras modificando las suspensiones del vehículo.

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE  
MONTERREY

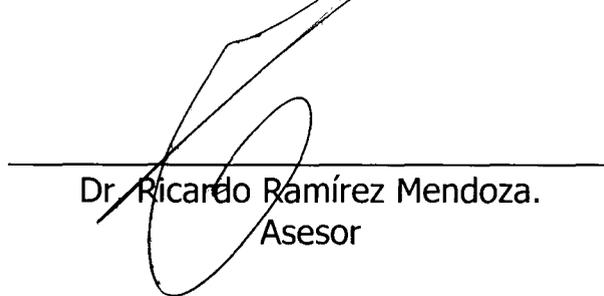
CAMPUS MONTERREY

DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA

Los miembros del comité de tesis recomendamos que el presente proyecto de tesis presentado por la Ing. Aline Drivet González sea aceptado como requisito parcial para obtener el grado académico de:

Maestro en Ciencias con especialidad en:  
SISTEMAS DE AUTOMATIZACIÓN

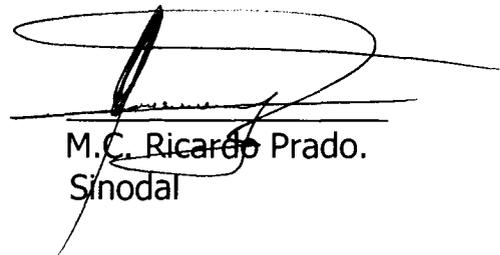
Comité de tesis:



Dr. Ricardo Ramírez Mendoza.  
Asesor



Dr. Gabino de Alba Flores.  
Sinodal



M.C. Ricardo Prado.  
Sinodal

APROBADO:



Dr. Federico Viramontes Brown

Director del Programa de Graduados en Ingeniería y Arquitectura  
Diciembre 2004

## **Resumen**

En esta tesis se propone un modelo detallado de un vehículo simple como es el mini-baja utilizando el paquete computacional ADAMS/CAR. Con ese modelo se probaron tres diferentes leyes de control para una suspensión activa. Se utilizó una entrada estocástica y los algoritmos skyhook, PID y LQ. Se analizan resultados de aceleración, velocidad y desplazamiento verticales para poder comparar índices de confort y establecer cual ofrece mejor desempeño en cuanto a confort.

## Lista de ilustraciones

### 1. Introducción.

1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Definición del problema .....	2
1.3 Objetivos de la tesis.....	3
1.4 Hipótesis.....	3

### 2. Revisión bibliográfica

2.1 Función de una suspensión.....	4
2.2 Los principales componentes de una suspensión.....	5
2.2.1 Resortes.....	5
2.2.2 Barra de torsión estabilizadora.....	7
2.2.3 Amortiguador.....	7
2.2.4 Brazos de Control.....	8
2.3 Diferentes tipos de suspensión.....	8
2.3.1 Suspensión delantera.....	8
2.3.2 Suspensión trasera.....	10
2.4 Suspensión pasiva.....	12
2.5 Suspensión semi-activa.....	15
2.5.1 Amortiguador variable.....	15
2.5.2 Resorte variable.....	17
2.5.3 Suspensión adaptable.....	17
2.6 Suspensión activa.....	18
2.6.1 Funcionamiento de la suspensión activa.....	19
2.6.2 Motores Electromagnéticos de Bose ®.....	19
2.7 Modelación.....	20
2.8 Identificación.....	22
2.9 Control.....	22
2.10 Criterios de evaluación de una suspensión.....	

### 3. Material y métodos de trabajo.

3.1 Metodología .....	26
3.2 Selección del vehículo.....	29
3.3 Herramientas computacionales.....	29
3.4 Selección de la suspensión delantera.....	30
3.5 Selección de la suspensión trasera.....	30
3.6 Alcances de la tesis.....	30
3.7 Limitaciones de la tesis.....	31

### 4. Modelación computacional de un prototipo mini-baja.

4.1 Introducción a ADAMS/CAR.....	33
4.2 Modelación.....	34
4.2.1 Templates.....	34
4.2.2 Subsistemas.....	39
4.2.3 Sub-Ensamblés.....	42
4.2.4 Ensamblés.....	42

4.3	Análisis de vehículos completos.....	42
4.3.1	Solicitud de medición.....	43
4.3.2	Prueba del vehículo completo.....	44
4.3.2.1	Diferentes tipos de pruebas.....	44
4.3.2.2	Diferentes tipos de caminos.....	46
4.3.2.3	Prueba realizada.....	47
4.3.3	Datos obtenidos.....	49
<b>5. Identificación de un modelo de parámetros equivalentes.</b>		
5.1	Antecedentes.....	50
5.2	Método de parámetros concentrados.....	50
5.3	Algoritmo de identificación.....	53
5.4	Resultados.....	55
<b>6. Algoritmo de control de la suspensión.</b>		
6.1	Diseño de Controlador Skyhook.....	56
6.2	Diseño de Controlador PID.....	57
6.3	Diseño de Controlador LQ.....	58
6.3.1	Espacio de estados.....	58
6.3.2	Diseño de un controlador LQ.....	61
6.4	Modificación de la suspensión activa.....	65
<b>7. Resultados.</b>		
7.1	Desplazamiento y confort.....	66
7.2	Velocidad vertical y confort.....	67
7.3	Aceleración vertical y confort.....	68
7.4	Fuerzas del resorte.....	70
7.5	Fuerzas del amortiguador.....	71
7.6	Comparación entre la fuerza para el amortiguador semi-activo y la fuerza para el actuador activo.....	71
7.7	Fuerzas en el arranque.....	74
7.8	Velocidades al arranque.....	74
7.9	Conclusiones de los resultados.....	75
<b>8. Conclusiones.</b>		
8.1	Conclusiones de la modelación.....	77
8.2	Conclusiones de la identificación.....	77
8.3	Conclusiones de control.....	77
8.4	Trabajos futuros.....	79
<b>9. Bibliografía citada</b>		
<b>10. Agradecimientos</b>		
<b>11. Anexos</b>		

1. Artículo corto de investigación: Active Suspension Modelling with Adams/Car in a Mini-baja.
2. Artículo corto de investigación: Vehicle Suspension Identification for a Mini Baja Using Adams/Car

## Lista de ilustraciones.

Figura 2.1.1 Adhesión al piso de un vehículo .....	4
Figura 2.1.2 Fuerzas de rollover en un vehículo .....	5
Figura 2.1.3 Ángulo de camber en una llanta .....	5
Figura 2.2.1 Resorte de espirales progresivo.....	6
Figura 2.2.3 Amortiguador y resorte progresivo .....	7
Figura. 2.3.1.1 Suspensión delantera dependiente tipo <i>eje sólido</i> . [4] .....	9
Figura. 2.3.1.2 Suspensión delantera independiente tipo <i>doublewishbone</i> . .....	10
Figura 2.3.2.1 Suspensión trasera independiente tipo <i>Trailing arm</i> . [4] .....	11
Figura.2.3.2.2 Suspensión trasera independiente tipo <i>multi-link</i> . [4] .....	11
Gráfica 2.4.1 Característica de un resorte [6].....	12
Gráfica 2.4.2 Característica de una suspensión [8]. .....	13
Figura 2.4.3 Suspensión pasiva.....	14
Figura 2.5.1 Semi-activa amortiguador variable.....	15
Figura 2.5.2 Fluido Magneto-rheológico [13].....	16
Figura 2.5.3 Suspensión semi-activa resorte variable. ....	17
Figura 2.6.1 Suspensión activa. ....	19
Figura 2.6.2 Automóviles prototipos con suspensión activa (abajo) y sin suspensión activa (arriba) [16]. ....	20
Figura 2.9.1 Estado del arte. ....	23
Figura 2.10.1 Ángulo camber. [20].....	24
Figura 2.10.2 Centro de roll. [20].....	24
Figura 3.1 Vehículo Mini-baja para competencias de la SAE del ITESM. ....	29
Figura 4.2.1 Llantas traseras. ....	35
Figura 4.2.2 Curva de rigidez del resorte. ....	36
Figura 4.2.3 Curva característica del amortiguador. ....	37
Figura 4.2.4. <i>Bushings</i> de transmisiones. ....	37
Figura 4.2.5. Frenos de disco. ....	38
Figura 4.2.6 Chasis.....	39
Figura 4.2.7 Información de un subsistema (suspensión delantera). ....	40
Figura 4.2.8 Suspensión delantera tipo <i>double-wishbone</i> . ....	41
Figura 4.2.9 Dirección.....	41
Figura 4.2.10 Ensamble completo. ....	42
Figura 4.2.11 Markers para medición de aceleración vertical en chasis.....	43
Figura 4.3.1 Diferentes pruebas disponibles.....	44
Figura 4.3.2 Pantalla de requisición de datos de una prueba. ....	48
Figura 5.1 Modelo de dos grados de libertad.....	51
Tabla 5.2 Tabla de resultados de la identificación.....	55
Figura 6.1 Introducción de la manipulación de un controlador PID.....	57
Figura 6.2 Modelo de dos grados de libertad.....	58
Tabla 6.3 Tabla de constantes.....	62
Figura 6.4 Retroalimentación de estados. ....	63
Figura 6.5 Introducción de la manipulación de un controlador PID.....	64
Figura 6.6 Fuerza de control aplicada al chasis.....	65
Gráfica 7.1 Comparación del desplazamiento para diferentes leyes de control.....	67
Gráfica 7.2 Comparación de velocidad vertical para diferentes leyes de control.....	68
Gráfica 7.3A Comparación de aceleración vertical para diferentes leyes de control. ....	69

Gráfica 7.3B Comparación de aceleración vertical para diferentes leyes de control ampliada. ....	69
Gráfica 7.4 Comparación de fuerzas del resorte vertical para diferentes leyes de control.....	70
Gráfica 7.5 Comparación de fuerzas del amortiguador vertical para diferentes leyes de control. ....	71
Gráfica 7.6 Comparación de aceleraciones en el chasis usando suspensión semi-activa activa y pasiva. ....	72
Gráfica 7.7 Comparación de fuerzas en el amortiguador usando suspensión semi-activa activa y pasiva. ....	73
Gráfica 7.8 Fuerza en el actuador LQ. ....	73
Gráfica 7.9 Fuerzas al arranque .....	74
Gráfica7.10 Velocidades al arranque .....	75

## Bibliografía citada.

- [1] [http://www.bennettauto.com/suspension\\_systems.html](http://www.bennettauto.com/suspension_systems.html)
- [2] <http://mb-soft.com/public/rollover.html>
- [3] [www.bochnewtoyou.com/service/don\\_camber.gif](http://www.bochnewtoyou.com/service/don_camber.gif)
- [4] [http://www.chrislonghurst.com/carbibles/index.html&suspension\\_bible.html](http://www.chrislonghurst.com/carbibles/index.html&suspension_bible.html)
- [5] Lugo, Ernesto, "Estudio del efecto en el desempeño dinámico vehicular causado por la reducción de dimensiones en la suspensión con el software ADAMS/CAR", ITESM Agosto del 2002.
- [6]. [www.foxracingshoes.com/website/Glossary.asp?Market=ATV](http://www.foxracingshoes.com/website/Glossary.asp?Market=ATV) - 41k
- [7] Furukawa, Y. and Abe, M: Advanced chassis control systems for vehicle handling and active safety, Vehicle System Dynamics, Vol. 28, 1997.
- [8] M. Hönlinger, U. Glauch, *Mobility Analysis of a Heavy Off-Road Vehicle Using a Controlled Suspension* Krauss-Maffei Wegmann GmbH&Co.KG Krauss-Maffei- Straße 11 80997 Munich, Germany.
- [9] <http://www.km77.com/glosario/s/suspension.asp>
- [10] En Ron Wang, Xiao Qing Ma, S. Rhakeja, C. Y. Su. *Analysis of semi-active MR damper with Hysteric and Asymmetric Properties*. Department of Mechanical Eng., Concordia Univ. Montreal, Quebec, Canada.
- [11] Arias-Paz, Manuel: Manual de automóviles, Editorial Dossat S.A., Madrid, España, 1999.
- [12] Alberdi Urbieta Juan, Manuales de automoción, Tecnun universidad de Navarra [www.tecnun.es/automocion/](http://www.tecnun.es/automocion/)
- [13] Octavio Cesar Rangel Gil, "Modelación, identificación y control de suspensiones automotrices de diferente estructura cinemática", ITESM 2002.
- [14] <http://www.km77.com/glosario/s/suspension.asp>
- [15] Thomas W. Birch, "Automotive suspension and steering systems". Tercera edición 1999.
- [16] [http://www.automobilemag.com/news/0410\\_bose/](http://www.automobilemag.com/news/0410_bose/)
- [17] <http://www.240sx.org/links/installs/coilover/coilover/definition.html>
- [18] Software Matlab®

[19] Software form MSC. ADAMS/CAR.

[www.mscsoftware.com.au/products/software/msc/adams/](http://www.mscsoftware.com.au/products/software/msc/adams/)

[20] Quiroz Martinez, Alfonso, "STUDY OF THE ACTIVE SUSPENSIONS IMPACT IN COMPACT/SPORTIVE", ITESM diciembre 2003.

[21] Hwang, S., Heo, S., Kim, H., and Lee, K., "Vehicle Dynamic Analysis and Evaluation of Continuously Controlled Semiactive Suspensions Using Hardware-in-the-loop Simulation," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, No. 5-6, pp. 423-434, June 1997.

[22] Satoh, M., Fukushima, N., Akatsu, Y., Fujimura, I., and Fukuyama, K., "An Active Suspension Employing an Electrohydraulic Pressure Control System," *Proceedings of the 29th IEEE Conference on Decision and Control*, December 1990.

[23] Karnopp, D., "Active and Semiactive Vibration Isolation," *Journal of Vibrations and Acoustics*, Vol. 117, No. 3B, pp. 177-185, June 1995.

[24] Cebon, D., Besinger, F.H., and Cole, D.J., "Control Strategies for Semiactive Lorry Suspensions," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D*, Vol. 219, No. D2, pp. 161-178, 1996.

[25] Hrovat, D., and Hubbard, M., "Optimum Vehicle Suspensions Minimizing RMS Rattlespace, Sprung-mass Acceleration, and Jerk," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 103, No. 3, pp. 228-236, September 1981.

[26] C.Kim, P. I. Ro, H. Kim (1998) *Effect of the structure on equivalent suspension parameters*. Department of mechanical and aerospace engineering, North Carolina State University, Raleigh North Carolina, USA.

[27] ProEngineer.

[28] R.A. Ramirez Mendoza, M. Nawarecki, O. Sename, I. Dugard, M.M' Saad, "An Optimal Control Approach for the design of an active suspension system", Laboratoire d'automatique et de procédés ISMRA.

[29] Yi, K. and Hedrick, K., "Dynamic Tire Force Control by Semiactive Suspensions," *Journal of Dynamic Systems, Measurements, and Control*, Vol. 115, No. 3, pp. 465-474, September 1993.

[30] [http://www.automobilemag.com/news/0410\\_bose/](http://www.automobilemag.com/news/0410_bose/)

## **Agradecimientos.**

*Le agradezco a Dios su amor, el haberme adoptado como su hija, por amarme desmedidamente y por darme una de sus tantas bendiciones como lo ha sido esta maestría.*

*A mi esposo por su apoyo, por su aliento, por toda su paciencia y por todo el tiempo que sacrificamos por este proyecto.*

*A mi mamá por creer en mí como nadie, porque me hace ser mejor cada día.*

*A mis papás suegros por aceptarme como hija, por su sabio consejo y su aliento.*

*A mi asesor por ser paciente y guiarme en todo momento.*

*Al Dr. Gabino de Alba por su apoyo y consejo, por ser un mentor para mí.*

*A mi sinodal Ricardo Prado por todo su apoyo.*

*A Fernando Peña sin quien esta tesis no sería posible.*

*Al Dr. Rodríguez que ha sido sin lugar a duda un ejemplo por su ética y su rectitud.*

*Gracias a todos los que de una u otra manera estuvieron apoyándome en la realización de mi tesis: Israel Escamilla, Jorge Lozoya, Rubén Antón, Miriam González, Juan Carlos Fuentes, Gilberto Reynoso, Manuel Azuela.*

# Vehicle Suspension Identification for a Mini Baja Using Adams/Car

Ricardo Ramírez Mendoza<sup>1</sup>, Aline Drivet<sup>1</sup>, Fernando Peña<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> *Mechatronics Division, Technological Institute of Monterrey, ITESM. Mexico.  
Ave. Eugenio Garza Sada Sur n° 2501 Col. Tecnológico, MTY. N.L. México  
Tel:52(818)3 58 20 00-(5487), [ricardo.ramirez@itesm.mx](mailto:ricardo.ramirez@itesm.mx), [drivet@itesm.mx](mailto:drivet@itesm.mx),*

**Abstract:** Modeling a Mini Baja vehicle with ADAMS/CAR to identify the equivalent parameter model for its suspension using a recursive algorithm where the structure of the suspension is taking in consideration.

**Keywords:** Identification, Modeling, Mini-Baja Vehicles, Suspension, Double-Wishbone suspension.

## 1) Introduction

Active suspension has been studied over the past few years; several control strategies have been proposed and simulated with numeric modeling software like *Matlab*. There are several articles in the literature where ASS (active suspension system) is applied in the automobile industry (Ray 1992, Horvat and Hubbard 1981). To apply an advanced control algorithm it is necessary to have an equivalent parameter model, to compute in a space state model. In the present paper, the aim is to use an

accurate full vehicle model in ADAMS/Car, and obtained the dynamic of the vehicle. The direct use of component data probably causes some discrepancy of the predicted and actual response due to the complexity of the elements composing a suspension. C. Kim and P.I. Ro<sup>1</sup> proved that the identified model using the recursive algorithm of parameter identification represents the realistic complex system better than the direct component model. With accurate results (obtained from ADAMS/Car) form a full vehicle model an equivalent suspension parameters can be

obtained taking into account the structure of the suspension selected.

## 2) ADAMS/Car Model

This study is limited to the modeling of a Mini-Baja vehicle and the simplifications made to the model in ADAMS/Car where the engine is ideal, the body of the vehicle is rigid and no deflection will be considered. The model is obtained from a real live vehicle that is used in ITESM for competitions. The choice of this vehicle is merely for its simplicity and not because it is a main goal to improve comfort in such type of vehicle. The model used is the following:

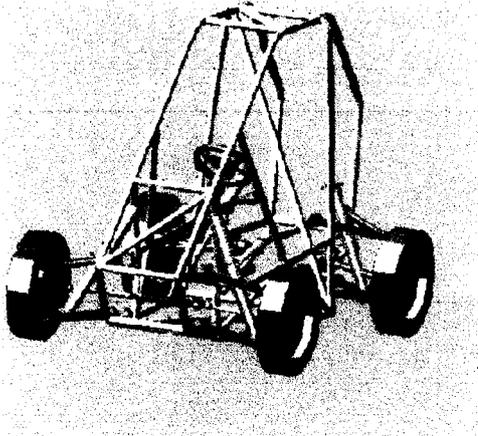


Fig.1. Mini Baja Vehicle model used in ADAMS CAR to obtain the Data.

## 3) Parameter identification

There are many ways to model a vehicle suspension; in this case a simple model is used to characterize a quarter of a vehicle's mathematical model.

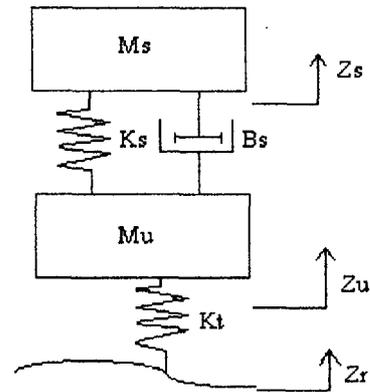


Fig.2. Quart of a vehicle model with two degrees of freedom.

The equations of motion of the quarter car model can be written as follows:

$$M_s \ddot{Z}_s + K_s(Z_s - Z_u) + B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) = 0$$

$$M_u \ddot{Z}_u - K_s(Z_s - Z_u) - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + K_t(Z_u - Z_r) = 0$$

Now, it can be stated that:

$$Z_{sus} = Z_s - Z_u, V_{sus} = \dot{Z}_{sus} \text{ and}$$

$$f_t = K_t(Z_r - Z_u)$$

The motion equations can be rewritten as follows:

$$M_s \ddot{Z}_{sus} + K_s Z_{sus} + B_s V_{sus} = 0$$

$$M_u \ddot{Z}_u - K_s Z_{sus} - B_s V_{sus} + f_t = 0$$

Where  $\dot{Z}_u$  is the un-sprung mass velocity,  $Z_s - Z_u$  is the length of the suspension rod and  $\ddot{Z}_{sus}, \ddot{Z}_s$  are the acceleration of the sprung and unsprung mass respectively.

Now, separating the parameters that will be identified using the method proposed by C. Kim and P.I. Ro<sup>1</sup> from the data obtained in ADAMS/Car, the motion equations for a two-degree liberty model of a quarter of a vehicle are:

$$\theta^T \phi_1 = 0$$

$$\theta^T \phi_2 + ft = 0$$

where  $\theta = [M_s, M_u, K_s, B_s]^T$  is the vector of real parameters,

$$\phi_1 = \begin{bmatrix} \ddot{Z}_s \\ 0 \\ Z_{sus} \\ V_{sus} \end{bmatrix} \text{ and } \phi_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \ddot{Z}_u \\ -Z_{sus} \\ -V_{sus} \end{bmatrix}$$

Then the vector of estimated parameters is  $\hat{\theta} = [\hat{M}_s, \hat{M}_u, \hat{K}_s, \hat{B}_s]^T$ .

Then the error between the real and estimated values is:  $\varepsilon_1 = \hat{\theta}^T \phi_1$  and

$$\varepsilon_2 = \hat{\theta}^T \phi_2 - ft.$$

The  $\varepsilon$  is calculated as the error cost function:

$$\varepsilon \equiv \sum_{k=1}^N [\varepsilon_1^2(k) + \varepsilon_2^2(k)]$$

Then to obtain the estimated parameters

To obtain minimum error, it is necessary to obtain:  $\frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} = 0$ .

$$\sum_{k=1}^N (\phi_1 \phi_1^T(k) + \phi_2 \phi_2^T(k)) \hat{\theta} = \sum_{k=1}^N \phi_2^T(k) ft(k)$$

and finally obtain the estimated parameters:

$$\hat{\theta} = \left\{ \sum_{k=1}^N (\phi_1 \phi_1^T(k) + \phi_2 \phi_2^T(k)) \right\}^{-1} x \sum_{k=1}^N \phi_2^T(k) ft(k)$$

#### 4) Suspension dynamics

Some simplifications are necessary in order to identify the vehicle:

- 1) The vehicle can be fully characterized in a two-degree liberty model.
- 2) The elements of the vehicle are lineal in the range of operation. The spring and the damper of the suspension can be represented as linear coefficients.
- 3) There are no interaction with the vertical behavior and the longitudinal forces and lateral forces (there is no roll-over).
- 4) The wheels are independent; there is no anti-roll bar.
- 5) The components of the car are solid.

6) The tire can be modeled as a linear spring.

### 5) Test applied to the model

The test applied to the model was a rundown through an uneven road at a steady 40-km/hr velocity. The road was computer generated to be irregular and match the measured stochastic profiles that are typical. Both sides have no correlation. The variables measured are acceleration of the vehicle body or chassis, acceleration of the chassis, suspension deflection and tire forces. As it was stated before the parameters to be identified are: the equivalent spring stiffness, the equivalent damping coefficient, the equivalent sprung mass and unsprung mass.

### 6) Identification results

After obtaining the data from the vehicle in ADAMS two different tests were run, the first with only 4000 values and the second one with 40000 values, to obtain a more accurate identification. Then this data was introduced in the an algorithm in

Matlab to obtain an equivalent parameter model this are the results:

Parameter	Component Data	Identification 4000 values	Identification 40000 values
$M_s$ (kg)	50	33.7	42.9
$M_u$ (kg)	47	77.8	54.7
$B_s$ (N/m)	50 000	20 422.4	46 987
$K_s$ (N.s/m)	6000	3 333.6	6657.3

Table.1. Results of identification. Impact of the number of values

The results are different depending on the number of values used, more tests were run increasing the number of values used to obtain minimum change in the parameters, these were the results:

Parameter	Component Data	Identification 40000 values	Identification 400000 values
$M_s$ (kg)	50	42.9	43.3
$M_u$ (kg)	47	54.7	55.01
$B_s$ (N/m)	50 000	46 987	47 110
$K_s$ (N.s/m)	6000	6657.3	6504

Table.2. Results of identification.

The difference between the parameters obtained with 40 000 values and 400 000 is less than 1%, so it can be considered that the

parameters converged. These parameters obtained are slightly different to the component data used in ADAMS/Car, this is due to the influence of the suspension structure characteristics.

## 7) Conclusions

The results prove that taking into consideration the structure of the vehicle the equivalent parameters are different from the values used in ADAMS/Car, this is because the dynamic of the vehicle is changed depending on the physical characteristics of the suspension. With this kind of identification it is possible to obtain a more accurate control and so a better performance in the suspension control.

## 8) Reference

1. C.Kim, P. I. Ro, H. Kim (1998) *Effect of the structure on equivalent suspension parameters*. Department of mechanical and aerospace engineering, North Carolina State University, Raleigh North Carolina, USA.

2. Octavio Cesar Rangel Gil, 2002 *Modelación, identificación y control de suspensiones automotrices de diferente estructura cinemática*.

3. Horvat. D and M. Hubbard (1981). *Optimum vehicle suspension minimizing rms rattlespace, sprung mass acceleration and jerk*. Trans. of the ASME pp. 228-236.

4. Thomas D. Gillespie. *Fundamentals of Vehicle dynamics*. Society of Automotive engineers, Inc. 1992.

