

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE MONTERREY

CAMPUS MONTERREY

DIVISION DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERIA



MODELACION, IDENTIFICACION Y CONTROL DE
SUSPENSIONES AUTOMOTRICES DE DIFERENTE
ESTRUCTURA CINEMATICA

TESIS

PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL
PARA OBTENER EL GRADO ACADÉMICO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS
ESPECIALIDAD EN AUTOMATIZACION

POR:

OCTAVIO CESAR RANGEL GIL

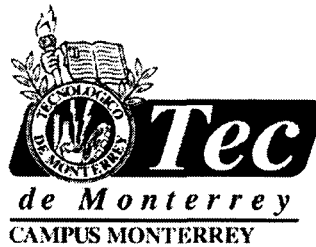
MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 2002

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE MONTERREY

CAMPUS MONTERREY

DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA



MODELACIÓN, IDENTIFICACIÓN Y CONTROL DE SUSPENSIONES
AUTOMOTRICES DE DIFERENTE ESTRUCTURA CINEMÁTICA.

TESIS

PRESENTA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO
ACADÉMICO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS
ESPECIALIDAD EN AUTOMATIZACIÓN

POR

OCTAVIO CÉSAR RANGEL GIL

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE 2002

Modelación, Identificación y Control de suspensiones Automotrices de Diferente Estructura Cinemática.

Por

Octavio César Rangel Gil

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

Maestro en Ciencias

Especialidad en Automatización

Monterrey, Nuevo León a 16 de Diciembre de 2002

DEDICATORIAS

A Dios . . .

A Mis Padres

*Maria Elena y Ezequiel: Por darme la vida
y contar con el apoyo incondicional de ustedes para
poder llegar a esta meta que me propuse en mi vida.*

A Mis Hermanas

*Kalia, Tatziy y Sagrario: Por ser una parte muy
especial de mi vida y por el cariño y aprecio
que hay entre nosotros.*

AGRADECIMIENTOS

Al departamento de Mecatrónica y Automatización y a mi comité de tesis, al Dr. Ricardo A. Ramírez, Dr. Jorge Limón y al Dr. José de Jesús Rodríguez.

Al Centro de Sistemas Integrados de Manufactura y al Ing. Ricardo Jiménez por darme la oportunidad de trabajar como asistente de investigación.

A mis compañeros del trabajo: Enrique Martínez, Jorge Zamarrón, Francisco Salazar, Faruk Morcos, Gerardo Vallejo y en especial a Alfredo Báez que sin su apoyo no hubiera logrado culminar con esta tesis, a todos muchísimas gracias por su amistad.

A mis compañeros de la maestría: Raúl Ceceña, Miguel Medina, Miguel Martínez, Salvador Ramírez, Francisco Calleja, Luis Rosas, Agustín Pando, Teodoro Delgado, Jesús Míreles, Enrique Martínez, Francisco Montes, a todos ellos muchísimas gracias por brindarme su amistad.

Resumen

En este trabajo se modelan dos suspensiones con diferente estructura cinemática la primera una suspensión Short Longs Arms (SLA) y la segunda una suspensión Mac Pherson, la modelación se realiza en el software comercial ADAMS, posteriormente se realiza una identificación por mínimos cuadrados por lote para ajustar los datos provenientes de la suspensión "virtual" en ADAMS a un modelo lineal de parámetros concentrados de un cuarto de vehículo con dos grados de libertad. Una vez validada la identificación, se utiliza este modelo para diseñar un control activo usando dos técnicas, en la primera sólo se realimenta la velocidad de la masa suspendida y en la segunda se utiliza el control óptimo.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Caso de estudio	2
1.2. Objetivo	2
2. Suspensiones	3
2.1. Funciones de la suspensión	3
2.2. Criterios de evaluación de una suspensión	6
2.3. Modelo de suspensión de cuarto de vehículo con un grado de libertad	7
2.4. Modelo de suspensión de cuarto de vehículo con dos grados de libertad	8
2.5. Modelo de medio vehículo con dos grados de libertad para "pitch" y "bounce".	8
3. Modelación	11
3.1. Modelación Matemática:	11
3.1.1. Representación del modelo como función de transferencia	12
3.1.2. Representación del modelo en espacio de estados.	14
3.2. Modelación física	17
3.2.1. Modelo con un grado de libertad	17
3.2.2. Modelo con dos grados de libertad	20
3.2.3. Graficado de los índices de desempeño.	23
3.2.4. Colocación del actuador	24
3.2.5. Variables para interactuar con Matlab.	25
3.2.6. Variables para <i>Control Toolkits</i>	26
4. Identificación y control	28
4.1. Identificación	28
4.1.1. Esquemático de la identificación	32
4.1.2. Identificación del modelo matemático	33
4.1.3. Identificación de los modelos de ADAMS	34
4.2. Control	44
4.2.1. Diseño del controlador con realimentación de la velocidad \dot{Z}_s	44
4.2.2. Diseño del controlador LQ	44
4.2.3. Criterio de minimización	50

5. Conclusiones	57
5.1. Modelación	57
5.2. Identificación	57
5.3. Control	57
5.4. Trabajos futuros:	58
5.4.1. Parte de modelación	58
5.4.2. Control	58
A. Dinámica del vehículo	60
A.1. Comportamiento dinámico del vehículo	60
B. Clasificación de suspensiones por su estructura	62
B.1. Suspensiones dependientes	62
B.1.1. Hotchkiss	62
B.1.2. Suspensión Cuatro Link	63
B.1.3. De dion	63
B.2. Suspensiones independientes	63
B.2.1. Traling arm suspension	64
B.2.2. Suspensión frontal SLA	64
B.2.3. MacPerson Strut	65
B.2.4. Suspensión trasera Multi-Link	66
B.2.5. Suspensión trasera Trailing-Arm	66
B.2.6. Semi-Trailing Arm	66
B.2.7. Eje Swing	67
C. Apéndice de Figuras.	68

Índice de figuras

2.1. Modelo de suspensión pasiva	4
2.2. Modelo de suspensión semiactiva	5
2.3. Modelo de suspensión activa	5
2.4. Modelo de cuarto de vehículo con un grado de libertad	7
2.5. Modelo cuarto de vehículo con dos grados de libertad	8
2.6. Modelo de medio vehículo con dos grados de libertad para "pitch" y "bounce".	9
3.1. Modelo cuarto de vehículo con dos grados de libertad	11
3.2. Representación del modelo en función de transferencia.	14
3.3. Diagrama de bloques del sistema de control en espacio de estados	17
3.4. Diagrama de flujo para modelación en ADAMS/ View	18
3.5. Partes de suspensión SLA con un grado de libertad	19
3.6. Uniones de suspensión SLA con un grado de libertad.	20
3.7. Colocación de los marker de la función impacto	22
3.8. Suspension SLA. de dos grados de libertad	23
3.9. Suspensión con actuador	25
4.1. Modelo de cuarto de vehículo con dos grados de libertad	29
4.2. Entrada utilizada para la identificación	32
4.3. Esquemático de la identificación	33
4.4. Identificación de M_s de la suspensión Mac Pherson utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$	35
4.5. Identificación de M_u de la suspensión Mac Pherson utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$	36
4.6. Identificación de B_s de la suspensión Mac Pherson utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$	36
4.7. Identificación de K_s de la suspensión Mac Pherson utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$	37
4.8. Identificación de M_s de la suspensión Mac Pherson utilizando K_t nominal	37
4.9. Identificación de M_u de la suspensión Mac Pherson utilizando K_t nominal	38
4.10. Identificación de B_s de la suspensión Mac Pherson utilizando K_t nominal	38
4.11. Identificación de K_s de la suspensión Mac Pherson utilizando K_t nominal	39

4.12. Identificación de M_s de la suspensión SLA utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$	39
4.13. Identificación de M_u de la suspensión SLA utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$	40
4.14. Identificación de B_s de la suspensión SLA utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$	40
4.15. Identificación de K_s de la suspensión SLA utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$	41
4.16. Identificación de M_s de la suspensión SLA utilizando K_t nominal	41
4.17. Identificación de M_u de la suspensión SLA utilizando K_t nominal	42
4.18. Identificación de B_s de la suspensión SLA utilizando K_t nominal	42
4.19. Identificación de K_s de la suspensión SLA utilizando K_t nominal	43
4.20. Diagrama de bloques de representación de estado de la suspensión.	45
4.21. Comparativo de confort, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión SLA.	45
4.22. Comparativo de maniobrabilidad, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión SLA.	46
4.23. Comparativo de carrera de la suspensión, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión SLA.	46
4.24. Comparativo de confort, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión Mac Pherson.	47
4.25. Comparativo de maniobrabilidad, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión Mac Pherson	47
4.26. Comparativo de carrera de la suspensión, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión Mac Pherson.	48
4.27. Modelo de cuarto de vehículo de suspensión activa	49
4.28. Aceleración de la masa suspendida, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión SLA.	53
4.29. Carrera de la suspensión, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión SLA.	53
4.30. Deformación de la llanta, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión SLA.	54
4.31. Fuerza U, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión SLA.	54
4.32. Aceleración de la masa suspendida, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión Mac Pherson.	55
4.33. Carrera de la suspensión, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión Mac Pherson.	55
4.34. Deformación de la llanta, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión Mac Pherson.	56
4.35. Fuerza U, evaluado para diferentes desempeños de la suspensión Mac Pherson.	56
5.1. Digrama de bloques de control de la suspensión incluyendo el actuador	59
A.1. Movimiento característico de un vehículo	61
B.1. Suspensión trasera tipo Hotchikiss (Cortesía de Ford Motor Company)	63
B.2. Suspensión trasera cuatro links (Foto cortesía de Ford Motor Company)	64
B.3. Suspensión frontal tipo SLA	65

B.4. Suspensión del tipo McPerson	66
C.1. Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión SLA.	69
C.2. Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión suave contra una pasiva, suspensión SLA.	69
C.3. Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión SLA.	70
C.4. Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión SLA.	70
C.5. Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión suave contra una pasiva, suspensión SLA.	71
C.6. Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión SLA.	71
C.7. Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión SLA.	72
C.8. Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión suave contra una pasiva, suspensión SLA.	72
C.9. Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión SLA.	73
C.10. Comparativo de la fuerza de control u aplicando control LQ para una suspensión activa dura contra una activa típica, suspensión SLA.	73
C.11. Comparativo de la fuerza de control u aplicando control LQ para una suspensión activa suave contra una activa típica, suspensión SLA.	74
C.12. Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.	74
C.13. Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.	75
C.14. Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.	75
C.15. Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.	76
C.16. Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.	76
C.17. Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.	77
C.18. Comparativo de la fuerza de control u aplicando control LQ para una suspensión activa dura contra una activa típica, suspensión Mac Pherson.	77

Índice de tablas

3.1. Definición de markers para medición	24
3.2. Variables de la medición del índice de confort	24
4.1. Parámetros identificados de modelo matemático	34
4.2. Parámetros identificados de modelo ADAMS	34
4.3. Parámetros de ajuste segun condiciones de operación	52

Capítulo 1

Introducción

En el presente trabajo se estudia la modelación de la suspensión con diferente estructura cinemática, para propósitos de aplicación de control. Se utilizan los paquetes de simulación ADAMS/View, ADAMS/Control y el paquete de Matlab. El trabajo se divide en cinco capítulos.

En el capítulo 2, se da una explicación de las suspensiones describiendo cuales son los diferentes arreglos que existen, cuales son las características que las distinguen. En este capítulo también se habla de la clasificación de la suspensión por su control o capacidad de absorber energía para conseguir su objetivo de control.

En el capítulo 3 se plantea la modelación física en el paquete de simulación ADAMS y la modelación matemática de un sistema de suspensión lineal. Describiendo cual es la metodología que se siguió para la modelación de la suspensión en el paquete comercial ADAMS.

En el capítulo 4 se habla del método que se utilizó para la identificación del modelo cuarto de vehículo, en el que se utilizan para la identificación un modelo matemático, una suspensión Mac Pherson y una suspensión (SLA) por sus siglas en inglés "Short Longs Arms", adicionalmente se presenta una serie de conclusiones que demuestran como afecta la estructura de la suspensión en la modelación con un cuarto de vehículo que es el modelo mas utilizado para la representación de una suspensión. En este capítulo también se presenta la técnica de control utiliza para el modelo de la suspensión, dando a conocer cuales son los resultados obtenidos en el control de la suspensión en su modelo en

ADAMS con los parámetros de diseño y los resultados del control del modelo identificado de ADAMS.

En el capítulo 5 se concluye la investigación del trabajo de tesis, dando recomendaciones y cuales son las líneas de investigación futuras.

1.1. Caso de estudio

El uso de las suspensiones activas a tenido un incremento importante en los últimos 10 años, el caso de estudio de este trabajo trata de la modelación de una suspensión en el paquete de simulación comercial ADAMS, este paquete de simulación permite una modelación más cerrada a las suspensiones la realidad que lo que sucede con la modelación matemática, además el modelo en ADAMS refleja el efecto que tiene la estructura de las suspensiones en su modelación, la identificación ya arroja las no linealidades que presenta la suspensión como son las uniones, y su diferente estructura.

1.2. Objetivo

Al no contar con un prototipo real para realizar este estudio es necesario la modelación de una suspensión en el simulador ADAMS, este simulador toma en cuenta la cinemática de los brazos de control así como las no linealidades de los elementos de la suspensión. El objetivo de esta trabajo es realizar una modelación de dos diferentes suspensiones que presenten diferente estructura cinemática y realizar su identificación para poder dejar un modelo apto para control.

Capítulo 2

Suspensiones

El sistema de suspensión es el sistema del automóvil que conecta las llantas con el chasis. la suspensión tiene la función de aislar las vibraciones provocadas por las rugosidades del camino. Dependiendo de las características del diseño de la suspensión, ésta puede ser diseñada para soportar mas carga, para tener un mejor confort, o para tener una mejor maniobrabilidad al conducir, sin embargo también existe un compromiso tecnológico en la carrera máxima que puede tener la suspensión.

A continuación se describen cuales son las funciones que tiene la suspensión en el vehículo.

2.1. Funciones de la suspensión

Las funciones primarias de un sistema de suspensiones automotrices son:

- Proveer adhesión vertical para que las ruedas puedan seguir el camino aislando el chasis de las rugosidades del camino.
- Mantener las ruedas en correcta dirección y buena postura del camber a la superficie del camino.
- Reaccionar a las fuerzas de control producidas por las llantas: fuerzas longitudinales (aceleración y frenado), fuerzas laterales (curvas), y torques de frenado y tracción.
- Resistir a la rotación del chasis.

Capítulo 3

Modelación

3.1. Modelación Matemática:

Como se pudo ver en el capítulo 2 en la literatura existen diferentes formas de representar la suspensión. Para éste caso de estudio tomamos el modelo de cuarto de vehículo de dos grados de libertad. Existen diferentes forma de representar la suspensión en forma matemática. En este trabajo se modela la suspensión en función de transferencia y en espacio de estados.

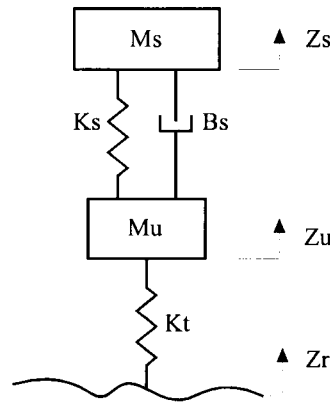


Figura 3.1: Modelo cuarto de vehículo con dos grados de libertad

Partiendo de las ecuaciones de movimiento de la Figura 3.1, aproximando el modelo

a una forma lineal, las ecuaciones de movimiento aplicando la segunda ley de Newton y realizando sumatoria de fuerzas obtenemos las siguientes ecuaciones (3.1) y (3.2).

$$\Sigma F z_s = M_s \ddot{Z}_s = -K_s(Z_s - Z_u) - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \quad (3.1)$$

$$\Sigma F z_u = M_u \ddot{Z}_u = B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + K_s(Z_s - Z_u) - K_t(Z_u - Z_r) \quad (3.2)$$

de las ecuaciones obtenemos:

$$M_s \ddot{Z}_s + K_s(Z_s - Z_u) + B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) = 0 \quad (3.3)$$

$$M_u \ddot{Z}_u - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - K_s(Z_s - Z_u) + K_t(Z_u - Z_r) = 0 \quad (3.4)$$

3.1.1. Representación del modelo como función de transferencia

De las ecuaciones (3.3) y (3.4) obtenemos la transformada de laplace para condiciones iniciales:

$$f'(0) = 0$$

$$f(0) = 0$$

Obtenemos

$$\mathcal{L} \left[M_s \ddot{Z}_s + K_s(Z_s - Z_u) + B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \right]$$

$$Z_s(s) [M_s \{s^2 - sf(0) + f(0)\} + B_s \{s - f(0)\} + K_s] - Z_u(s) [B_s \{s - f(0)\} + K_s] \quad (3.5)$$

obtenemos

$$= Z_s(s)[M_s s^2 + B_s s + K_s] - Z_u(s)[B_s s + K_s] \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} & f' \left[M_u \ddot{Z}_u - B_s (\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - K_s (Z_s - Z_u) + K_t (Z_u - Z_r) \right] \\ &= Z_u(s) [M_u \{s^2 - sf(0) + f(0)\} + B_s \{s - f(0)\} + K_s] - Z_s(s) [B_s \{s - f(0)\} + K_s] - Z_r(s) [K_t] \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$= Z_u(s)[M_u s^2 + B_s s + K_t + K_s] - Z_s(s)[B_s s + K_s] - Z_r(s)[K_t] \quad (3.8)$$

De la ecuaciones (3.6) y (3.8) evaluamos en Z_u

$$Z_u(s) = \frac{Z_s(s)[B_s s + K_s] + Z_r(s)[K_t]}{M_u s^2 + B_s s + K_s + K_t} \quad (3.9)$$

$$Z_u(s) = \frac{Z_s(s)[B_s s + K_s]}{M_s s^2 + B_s s + K_s} \quad (3.10)$$

combinando las ecuaciones (3.9) y (3.10) tenemos.

$$\frac{Z_s(s)[B_s s + K_s] + Z_r(s)[K_t]}{M_u s^2 + B_s s + K_s + K_t} = \frac{Z_s(s)[B_s s + K_s]}{M_s s^2 + B_s s + K_s} \quad (3.11)$$

obtenemos la función de transferencia para $\frac{Z_s}{Z_r}$.

$$\frac{Z_s(s)}{Z_r(s)} = \frac{K_t (B_s s + K_s)}{(M_s s^2 + B_s s + K_s) (M_u s^2 + B_s s + [K_s + K_t]) - (B_s s + K_s)^2} \quad (3.12)$$

Teniendo las funciones de transferencia de $\frac{Z_s(s)}{Z_r(s)}$ y Z_u , obtenemos diagrama de bloques mostrado en la Figura 3.2.

La representación que se hace de este modelo en función de transferencia es la que se utiliza para la identificación.

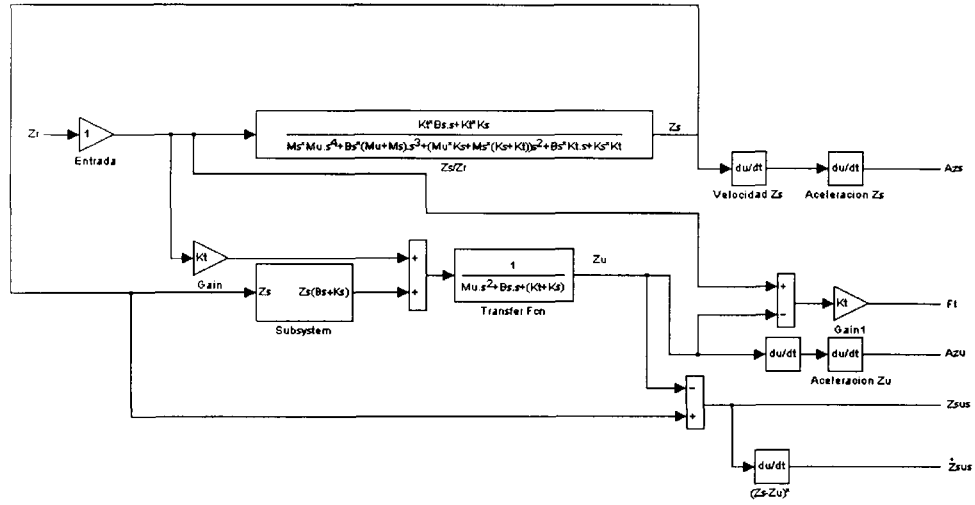


Figura 3.2: Representación del modelo en función de transferencia.

3.1.2. Representación del modelo en espacio de estados.

Partiendo de las ecuaciones de movimiento de la Figura 3.1, escogiendo el vector de estados como sigue:

$$x = \begin{bmatrix} Z_u - Z_r \\ \dot{Z}_u \\ Z_s - Z_u \\ \dot{Z}_s \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Donde $Z_u - Z_r$, \dot{Z}_u , $Z_s - Z_u$, \dot{Z}_s que representan la deformación de la llanta, la velocidad de la masa no suspendida, la carrera de la suspensión y la velocidad de la masa suspendida, respectivamente.

Definimos:

$$w = \dot{Z}_r \quad (3.14)$$

donde w es la perturbación provocada por la irregularidades del camino.

$$u = -Kx \quad (3.15)$$

donde u es la fuerza de control.

Las ecuaciones de movimiento se pueden presentar en estados como sigue.

$$\dot{x} = Ax + B_1u + B_2w \quad (3.16)$$

donde la matriz de estado A

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{Kt}{M_u} & -\frac{B_s}{M_u} & \frac{K_s}{M_u} & \frac{B_s}{M_u} \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{B_s}{M_s} & -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{B_s}{M_s} \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

el vector B_1

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{M_u} \\ 0 \\ \frac{1}{M_u} \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

el vector B_2

$$B_2 = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

El vector de salida

$$y = Cx + Du \quad (3.20)$$

Para poder medir los índices de desempeño de la suspensión, que son la deformación de la llanta, la carrera de la suspensión y la aceleración de la masa suspendida, se escoge el vector de salida C como sigue:

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \frac{B_s}{M_s} & \frac{-K_s}{M_s} & \frac{-B_s}{M_s} \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

el vector D queda como sigue:

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{M_s} \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

Sin embargo en la técnica de control utilizada es necesario la realimentación de todos los estados por lo que las ecuaciones (3.21) y (3.22) cambian como sigue:

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

y el vector D de realimentación inmediata queda como sigue.

$$D = [0] \quad (3.24)$$

En la Figura 3.3 se presenta el diagrama de bloques para el sistema de control.

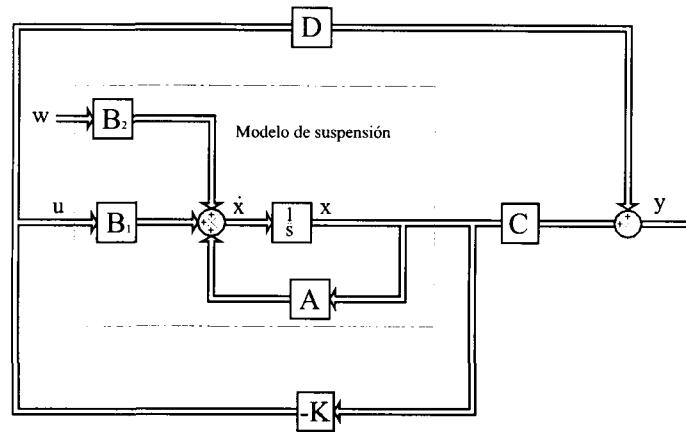


Figura 3.3: Diagrama de bloques del sistema de control en espacio de estados

3.2. Modelación física

La modelación física de la suspensión se realiza en el software comercial ADAMS, el problema aquí es construir un modelo de cuarto de vehículo que tenga dos grados de libertad, por lo que el modelo se tiene que restringir en las uniones de los links para tener un modelo de 2 grados de libertad. Para poder realizar la modelación se propone la siguiente metodología.

Siguiendo el diagrama de flujo de la Figura 3.4, primer paso es conveniente realizar la construcción de un modelo de 1 grado de libertad, en el que solamente tenga movimiento la masa no suspendida y mientras el chasis o masa suspendida queda sin movimiento.

3.2.1. Modelo con un grado de libertad

Con este modelo se van restringiendo las uniones de manera que solo resulte un grado de libertad, en la Figura 3.5 se presenta el modelo con sus partes. En este modelo las partes que están unidas al chasis se unen a la tierra.

Para determinar los grados de libertad de la suspensión se hace con la fórmula de Gruebler [3]

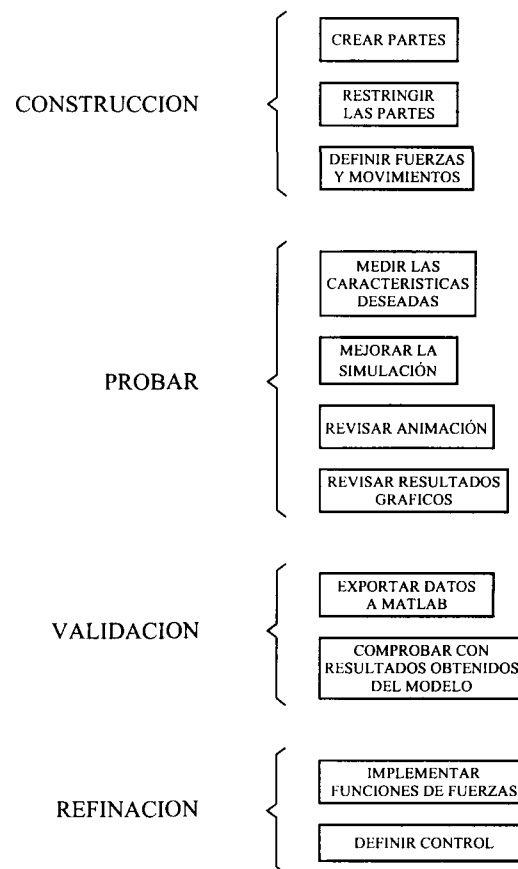


Figura 3.4: Diagrama de flujo para modelación en ADAMS/ View

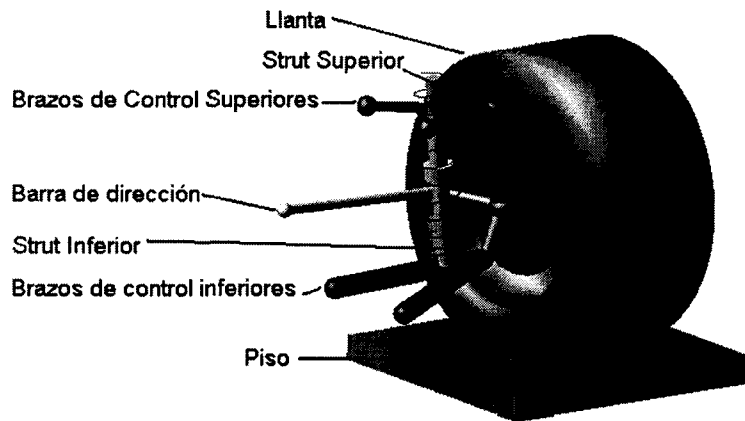


Figura 3.5: Partes de suspensión SLA con un grado de libertad

$$GL = [6 * (\text{Número de cuerpos})] - (\text{número de restricciones}). \quad (3.25)$$

Utilizando la fórmula anterior para el modelo de un grado de libertad, tenemos:

- 7 Partes móviles
- 2 Uniones Revoluta
- 4 Uniones Esféricas
- 2 Unión Traslacional
- 2 Unión Hooke
- 1 Unión primitiva inplane
- 1 Movimiento Traslacional.

$$GL = [6 * (7)] - (2 * 5 + 4 * 3 + 2 * 5 + 2 * 4 + 1) = 42 - 41 = 1 \text{ grado de libertad}$$

La llanta es modelada como un cuerpo rígido, sin ninguna propiedad de resorte. Hasta este punto los elementos de la suspensión no tienen las propiedades de sus materiales, como es el peso y las características de sus resortes, en este punto únicamente se comprueba la movilidad de la suspensión.

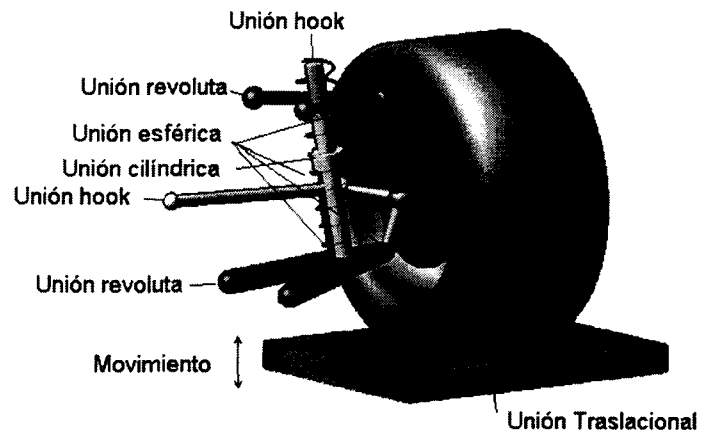


Figura 3.6: Uniones de suspensión SLA con un grado de libertad.

Este modelo se probó con una entrada escalón y con una entrada armónica para probar su movilidad.

Entrada escalón:

Valor inicial: 0.0mm

Valor final: 80.0mm

Comienza en tiempo: 0.0seg

Termina en tiempo: 0.2seg

Entrada armónica:

Frecuencia: 30Hz

Amplitud: 40mm

Una vez que se probó que la suspensión tiene movimiento el siguiente paso es construir la suspensión de dos grados de libertad.

3.2.2. Modelo con dos grados de libertad

Para construir este modelo es necesario agregar una nueva parte a la que llamaremos que es el chasis o masa suspendida, también es necesario agregar las propiedades de las partes y/o valores nominales de la suspensión.

Para agregar la masa suspendida es necesario agregar una unión traslacional, esta debe estar unida de tierra y masa suspendida para que así se agrega el segundo grado de libertad que corresponde a la masa suspendida.

En la llanta se agrega una función extra que le permite a la llanta comportarse como un resorte (función IMPACT) [4]. Esta función permite a la llanta tener las propiedades del resorte con una constante de amortiguación y una constante de rigidez.

El formato de la función es el siguiente:

IMPACT (Variable de desplazamiento, Variable de Velocidad, Variable de desplazamiento para disparo, Coeficiente de rigidez, Exponencial de la fuerza de rigidez, Coeficiente de Amortiguación, Distancia de amortiguación en rampa)

Donde:

Variable de desplazamiento: Es la medida de la distancia entre los dos cuerpos en colisión; definida por una función de desplazamiento en el tiempo.

Variable de velocidad: Es una medida de la derivada con respecto al tiempo de la distancia de entre los dos cuerpos a colisión; definida por una función de velocidad con respecto al tiempo.

Variable de desplazamiento para disparo: Es un valor de variable independiente donde se activa y desactiva el impacto; definida por un número real.

Coeficiente de rigidez K : Coeficiente de rigidez para la fuerza del resorte; definida por un número real.

Exponencial de la fuerza de rigidez: Exponencial para resortes no lineales; definida por un número real.

Coeficiente de amortiguación C : Coeficiente de amortiguación para la fuerza de amortiguación; definida por un número real.

Distancia de amortiguación gradual: Distancia donde gradualmente se activa la amortiguación una vez que el impacto es disparado; definida por una número real.

Por lo tanto para modelar la llanta con propiedades de rigidez y amortiguación como un modelo lineal, se utilizaron los siguientes valores y funciones.

Se definen dos "markers" que se utilizan para tomar la velocidad y la distancia que ocurre entre los dos cuerpos a colisionarse como se indica en la Figura 3.7.

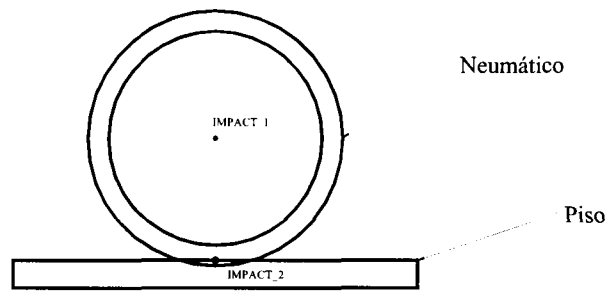


Figura 3.7: Colocación de los marker de la función impacto

Los parámetros que se utilizaron para la función IMPACTO son los que a continuación se muestran.

$$K = 370\text{N/mm}$$

$$C = .005\text{N-seg/mm}$$

$$\text{Exp} = 1 \text{ (Comportamiento lineal)}$$

Penetración a la que la amortiguación completa ocurre es: 10mm

La constante de amortiguación de la llanta se hace pequeña, para poder considerarla como "0".

Siendo los valores nominales del modelo de cuarto de vehículo de dos grados de libertad los que se muestran a continuación.

$$M_s = 418\text{Kg}$$

$$M_u = 46\text{Kg}$$

$$K_s = 37\text{N/mm}$$

$$B_s = 4\text{N.seg/mm}$$

$$K_t = 370\text{N/mm}$$

$$B_t = 0.005\text{N.seg/mm}$$

Siendo el modelo en ADAMS para dos grados de libertad el que se presenta en la Figura 3.8.

Para poder trabajar con la función IMPACT es necesario desactivar la unión inplane, siendo esta la unión que permite el movimiento de la llanta sobre el piso.

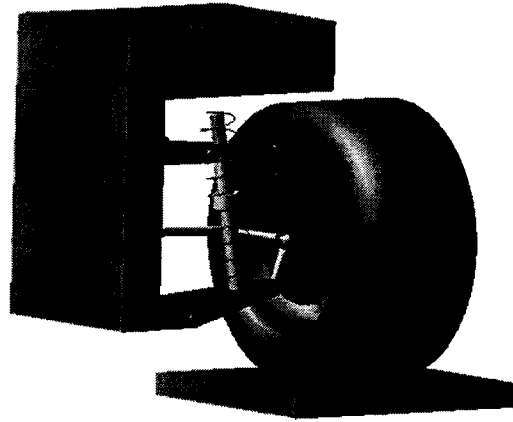


Figura 3.8: Suspension SLA. de dos grados de libertad

Ahora la función IMPACT hace las veces de la unión inplane agregando además las propiedades a la llanta de resorte.

Con la suspensión Mac Pherson se realizó el mismo procedimiento que para la suspensión SLA, solo que esta tiene menos partes, a continuación se muestran las partes y las uniones que conforman la suspensión Mac Pherson.

- 5 Partes movibles
- 2 Uniones Revoluta.
- 4 Uniones Esféricas.
- 2 Unión Traslacional.
- 2 Unión Hooke.
- 1 Movimiento Traslacional.

Grados de libertad = 2 grados de libertad.

3.2.3. Graficado de los índices de desempeño.

Para poder hacer el graficado de los índices de confort; aceleración de la masa suspendida, \ddot{Z}_s , carga de la suspensión, $Z_s - Z_u$, aceleración de la masa no suspendida, \ddot{Z}_u ,

"Marker" de referencia	Ubicación	Nombre del "marker" en ADAMS
Z_s	Chasis	.suspension.chasis.MARK_Zs
Z_u	Llanta	.suspension.llanta.MARK_Zu
Z_r	Piso	.suspension.piso.MARK_Zr
Ref	Ground	.suspension.ground.MARK_Ref

Tabla 3.1: Definición de markers para medición

Medición	Dirección		Variable de Medición en Adams
	De:	A:	
Aceleración Ms	Ref	Zs	.suspension.measure_Aceleración_Zs
Carrera de la suspensión	Zu	Zs	.suspension.measure_Deflexion_Zsus
Aceleración Mu	Ref	Zu	.suspension.measure_Aceleración_Zs
Deformación de la llanta	Zr	Zu	.suspension.measure_Deflexion_Zuru
Velocidad Ms	Ref	Zs	.suspension.measure_Velocidad_Zs
Velocidad Mu	Ref	Zu	.suspension.measure_Velocidad_Zu

Tabla 3.2: Variables de la medición del índice de confort

deformación de la llanta, $Z_u - Z_r$, velocidad de la masa suspendida \dot{Z}_s y velocidad de la masa no suspendida \dot{Z}_u es necesario definir los puntos de referencia para la suspensión utilizados en ADAMS. Estos puntos de referencia se definen con "markers" que sirven para tomar la posición de la masa suspendida, la masa no suspendida, el movimiento del camino siendo los "marker." definir; Z_s , Z_u , Z_r respectivamente, también es necesario definir un "marker" para referencia con la tierra este es Ref , los "markers" en el modelo quedan definidos como se muestra en la tabla 3.1.

Nota: Todos estos "markers" deben tener la misma ubicación para no generar mediciones erróneas en la simulación.

Una vez definidos los "markers", ya es posible realizar las mediciones que nos indican los índices de confort de la suspensión. Las mediciones en ADAMS quedan como se indica en la tabla 3.2. Estas se definen con la una medición punto a punto

3.2.4. Colocación del actuador

Para la modelación del actuador se colocan dos elementos que son unidos por una unión cilíndrica o una traslacional, el elemento superior está unido al chasis y el elemento inferior está unido a los brazos de control inferiores, la fuerza del actuador se introduce en

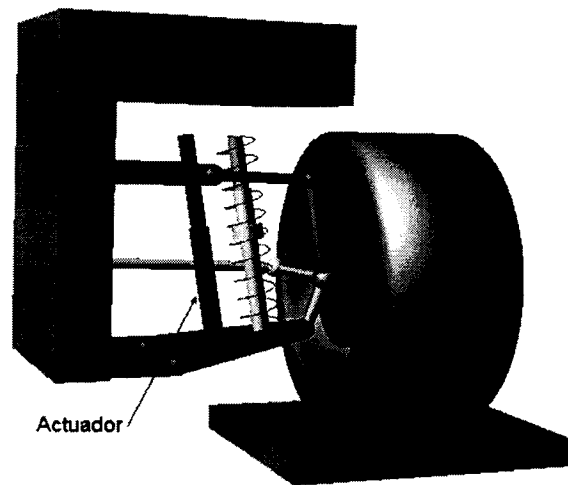


Figura 3.9: Suspensión con actuador

estos dos elementos, tomando como elemento de reacción el cuerpo inferior y como acción el cuerpo superior, en la Figura 3.9 se muestra donde queda colocado el actuador.

3.2.5. Variables para interactuar con Matlab.

Para poder manejar el modelo en ADAMS/Control es necesario crear las variables que se exportan a Matlab, el procedimiento para realizar las variables en interacción con Matlab se define en el manual *Using Adams Control*.

VARIABLES DE ENTRADA:

Entrada_Zr: Esta variable es la que nos permite introducir la perturbación al modelo o entrada de la rugosidad de la carretera, esta se define con un valor de cero.

Actuador_U: Esta variable es la que nos permite manipular la fuerza del actuador para conseguir el objetivo deseado en la suspensión activa.

VARIABLES DE SALIDA:

Dependiendo de las variables a evaluar o la retroalimentación que se necesite para definir los objetivos de control son las variables que se crean.

Para el caso de la identificación se ocuparon las siguientes variables de salida en el modelo:

Aceleración_Zs: Variable para medición de la aceleración de la masa suspendida.

Aceleración_Zu: Variable para medición de la aceleración de la masa no suspendida.

Velocidad_Zsus: Variable para medición de la velocidad del cambio en la carrera de la suspensión con respecto al tiempo.

Deflexión_Zsus: Variable para medición de la carrera de la suspensión.

Fuerza_ft: Variable para la medición de la fuerza generada por la llanta.

Nota: Para estas variables también se toman en cuenta los mismos "marker" utilizados para las mediciones.

3.2.6. Variables para Control Toolkits.

Para poder manejar el control internamente en ADAMS es necesario crear las variables de realimentación de estado que son $Z_u - Z_r$, \dot{Z}_u , $Z_s - Z_u$, \dot{Z}_s , estas variables son las que nos dan la medición de los estados. Como se puede ver en el diagrama de bloques de la Figura 4.20, es necesario crear las variables que representan las ganancias por lo que también se crean estas variables, cada una de estas variables tiene como entrada la realimentación de estado correspondiente a cada una.

VARIABLES DE ESTADO

.suspensionRealimentación_Vzu.

.suspensionRealimentación_Zu_Zr.

.suspensionRealimentación_Vzs.

.suspensionRealimentación_Zs.

Variables de ganancias

```
.suspension.Ganancia_Vzu.  
.suspension.Ganancia_Zu_Zr.  
.suspension.Ganancia_Vzs.  
.suspension.Ganancia_Zs.
```

La variable de control “u” se implementa en la fuerza de control que se colocó en el actuador, su función es la sumatoria de la salida de las ganancias [6].

Capítulo 4

Identificación y control

4.1. Identificación

En muchas de las investigaciones realizadas en el diseño de suspensiones activas se utiliza el modelo de cuarto de vehículo como el que se presenta en la Figura 4.1, sin embargo este modelo no toma en cuenta la cinemática de las suspensiones, por lo que este modelo permite una aceptable representación del desempeño de una suspensión.

Para poder realizar una buena estrategia de control, es necesario conocer cuales son los parámetros del proceso a controlar, por lo que en este capítulo se describe el método de identificación que se utilizó para el modelo de cuarto de vehículo descrito anteriormente, este método es propuesto por Kim y Ro [1]. El modelo identificado ya incluye las no linealidades de la suspensión como los efectos de la estructura de la suspensión.

Como modelos a identificar se utilizó una suspensión tipo Mac Pherson, y una suspensión SLA esta modelación se realizó utilizando el software ADAMS, donde se consideran las uniones cinemáticas (revolutas, esféricas, universales de "hook", etc).

El modelo cuarto de vehículo está compuesto de una masa suspendida y una masa no suspendida conectadas por un resorte y un amortiguador, la llanta es modelada como un resorte lineal. El resorte y el amortiguador de la suspensión son modelados lineales.

Sin embargo en una suspensión real existen muchas características no lineales como (la fricción de las uniones, los "bushings", los "boomer"stop, etc.). Los datos de identificación son las aceleraciones de la masa suspendida, \ddot{Z}_s la masa no suspendida, \ddot{Z}_u la carrera de

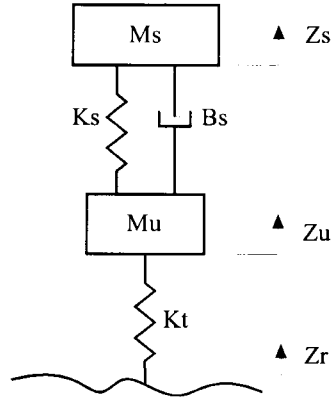


Figura 4.1: Modelo de cuarto de vehículo con dos grados de libertad

la suspensión, Z_{sus} la velocidad de la suspensión, \dot{Z}_{sus} y la fuerza de la llanta, ft . Y los parámetros a ser identificados del modelo de la suspensión son la masa suspendida, M_s la masa no suspendida, M_u la rigidez del resorte, K_s y la amortiguación de la suspensión, B_s para la rigidez del resorte de la llanta, K_t se utiliza la relación de resortes de $\frac{1}{10}$ para una identificación y en otra se utiliza el valor nominal de la llanta.

De la Figura 4.1, aplicando la segunda ley de Newton para obtener las ecuaciones de movimiento tenemos:

$$\Sigma F z_s = M_s \ddot{Z}_s = -K_s(Z_s - Z_u) - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \quad (4.1)$$

$$\Sigma F z_u = M_u \ddot{Z}_u = B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + K_s(Z_s - Z_u) - K_t(Z_u - Z_r) \quad (4.2)$$

de las ecuaciones obtenemos:

$$M_s \ddot{Z}_s + K_s(Z_s - Z_u) + B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) = 0 \quad (4.3)$$

$$M_u \ddot{Z}_u - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - K_s(Z_s - Z_u) + K_t(Z_u - Z_r) = 0 \quad (4.4)$$

definiendo

$$Z_{sus} = Z_s - Z_u \quad (4.5)$$

$$V_{sus} = \dot{Z}_{sus} \quad (4.6)$$

$$ft = K_t(Z_r - Z_u) \quad (4.7)$$

reacomodando se tiene siguiente estructura.

$$M_s \ddot{Z}_s + K_s Z_{sus} + B_s V_{sus} \quad (4.8)$$

$$M_u \ddot{Z}_u - K_s Z_{sus} - B_s V_{sus} - ft \quad (4.9)$$

donde:

Z_{sus} = Carrera de la suspensión

V_{sus} = Velocidad de la suspensión

\ddot{Z}_s = Aceleración de la masa suspendida

\ddot{Z}_u = Aceleración de la masa no suspendida

Ahora, al separar los parámetros que serán identificados de los datos medidos, las ecuaciones de movimiento del modelo de cuarto de vehículo de dos grados de libertad queda expresado de la siguiente forma:

$$\theta^T \phi_1 = 0 \quad (4.10)$$

$$\theta^T \phi_1 + ft = 0 \quad (4.11)$$

donde

$$\theta = \begin{bmatrix} M_s & M_u & K_s & B_s \end{bmatrix}^T \quad (4.12)$$

y

$$\phi_1 = \begin{bmatrix} \ddot{Z}_s \\ 0 \\ Z_{sus} \\ V_{sus} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

$$\phi_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \ddot{Z}_u \\ -Z_{sus} \\ -V_{sus} \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

con el vector de parámetros estimados y sus errores correspondientes queda definido de la siguiente forma:

$$\hat{\theta} = \begin{bmatrix} \hat{M}_s & \hat{M}_u & \hat{K}_s & \hat{B}_s \end{bmatrix}^T \quad (4.15)$$

$$\varepsilon_1 = \hat{\theta}^T \phi_1 \quad (4.16)$$

y

$$\varepsilon_2 = \hat{\theta}^T \phi_2 - ft \quad (4.17)$$

de manera que si hay n números de datos medidos, la función del costo de los errores queda definido de la siguiente forma:

$$\epsilon \equiv \sum_{K=1}^N [\varepsilon_1^2(k) + \varepsilon_2^2(k)] \quad (4.18)$$

con $\frac{\partial \epsilon}{\partial \theta} = 0$, se obtiene mediante:

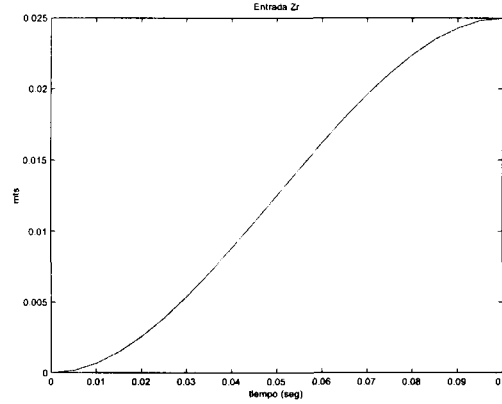


Figura 4.2: Entrada utilizada para la identificación

$$\sum_{K=1}^N [\phi_1 \phi_1^T(k) + \phi_2 \phi_2^T(k)] \hat{\theta} = \sum_{K=1}^N \phi_2^T(k) f t(k) \quad (4.19)$$

y por lo tanto

$$\hat{\theta} = \left\{ \sum_{K=1}^N [\phi_1 \phi_1^T(k) + \phi_2 \phi_2^T(k)] \right\}^{-1} x \sum_{K=1}^N \phi_2^T(k) f t(k) \quad (4.20)$$

Para la identificación se utiliza una entrada escalón, propuesta por Kim y Ro [1], como se indica a continuación.

$$\begin{aligned} Zr &= 0,025m \leq 0,0s \\ Zr &= 0,025m \left(\frac{t}{0,1}\right)^2 \left(3 - 2\frac{t}{0,1}\right) m \\ &= 0,025m \quad t \geq 0,1s \end{aligned}$$

En los modelos de ADAMS se incorpora una función escalón de magnitud 25mm, iniciando en tiempo 0.0seg, alcanzando su valor final en 0.1seg como se muestra en la Figura 4.2.

4.1.1. Esquemático de la identificación

En el diagrama esquemático de la Figura 4.3 se muestra la secuencia utilizada para la identificación del modelo en ADAMS. Donde el modelo con los parámetros nominales es

el modelo de ADAMS con los datos de los componentes.

Sin embargo los parámetros del modelo de ADAMS no proporcionan un buen modelo para el control por la diferencia que existe en la cinemática de las suspensiones. Por lo que se busca un modelo que sea apto para el control este se obtiene con la identificación, este ya presenta los parámetros adecuados para el control.

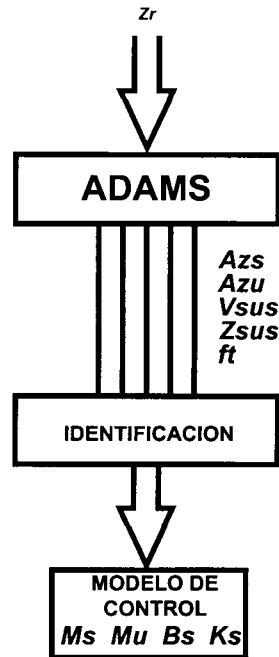


Figura 4.3: Esquemático de la identificación

4.1.2. Identificación del modelo matemático

Para poder tener una confiabilidad de la cantidad óptima de datos requeridos para obtener una buena identificación del modelo en ADAMS se construye un modelo matemático con las salidas requeridas para la identificación. Este modelo nos sirve como referencia para tener la cantidad de datos adecuada para un mejor ajuste del modelo.

Identificación	I	II	III	IV
No Datos	400	4000	40000	400000
Ms =418 (Kg)	454	422	418	418
Mu=45 (Kg)	70	47	45	45
Ks=37000 (N/m)	43421	37692	37070	37007
Bs=4000 (N.seg/m)	4139	4025	4003	4000

Tabla 4.1: Parámetros identificados de modelo matemático

Suspensión	Mac Pherson		Short Longs Arms	
	Adams	Identificado	Adams	Identificado
Ms (Kg)	418	422.3	418	328.8
Mu (Kg)	46~	44.7	46~	62.6
Ks (N/m)	37000	27303.9	37000	15489.7
Bs (N.seg/m)	4000	2898.3	4000	2091.6

Tabla 4.2: Parámetros identificados de modelo ADAMS

El modelo matemático se estuvo probando con diferente cantidad de datos hasta obtener el mejor ajuste con los datos nominales del modelo matemático.

Para la identificación se probó con 400, 4000, 40000 y 400000 para un tiempo de simulación de 2.0seg.

Como se puede ver en la tabla 4.1 la mejor identificación del modelo matemático se obtiene con 40,000 y 400,000 datos, siendo poca la diferencia en los resultados obtenidos con 40,000 y 400,000 por lo que para la identificación del modelo en ADAMS se utilizan 400,000 datos.

4.1.3. Identificación de los modelos de ADAMS

Una vez que tenemos el número de datos con los que se obtiene una mejor identificación, se realiza la identificación de los modelos en ADAMS, tanto de la suspensión Mac Pherson como de la SLA. Los parámetros obtenidos en la identificación se muestran en la Tabla 4.2.

Como se puede ver en la Tabla 4.2 los valores identificados difieren un poco de los valores nominales del modelos en ADAMS. Esta diferencia en los parámetros nominales del modelo en ADAMS y los parámetros identificados, se debe a las no linealidades del modelo y la estructura cinemática que tenga la suspensión.

En la Figuras 4.4, 4.5, 4.6, 4.7, se muestra una comparación de la respuesta de los

sistemas del modelo nominal, modelo identificado y el modelo de ADAMS de la suspensión Mac Pherson, utilizando una relación de resortes $\frac{K_s}{K_t} = \frac{1}{10}$.

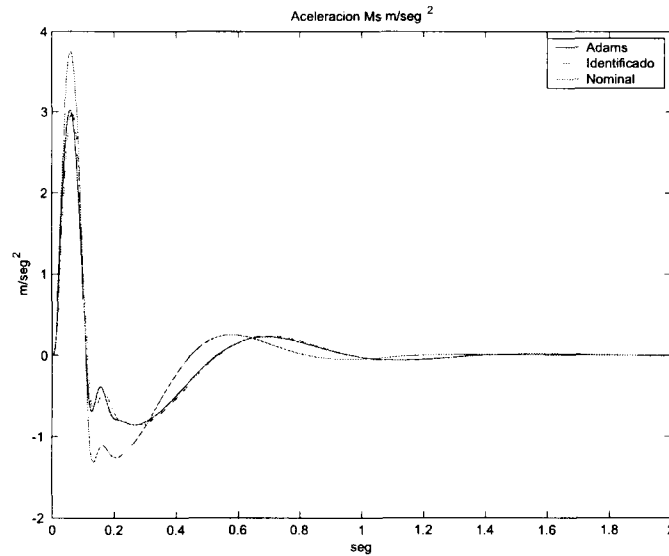


Figura 4.4: Identificación de M_s de la suspensión Mac Pherson utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$.

En la Figura 4.8, 4.9, 4.10, 4.11 se muestra una comparación de la respuesta de los sistemas del modelo nominal, modelo identificado y el modelo de ADAMS de la suspensión Mac Pherson utilizando para K_t el valor nominal de ADAMS para el modelo de la identificación.

En la Figura 4.12, 4.13, 4.14, 4.15 se muestra una comparación de la respuesta de los sistemas del modelo nominal, modelo identificado y el modelo de ADAMS de la suspensión SLA utilizando para K_t la relación de $\frac{1}{10}$.

En la Figuras 4.16, 4.17, 4.18, 4.19 se muestra una comparación de la respuesta de los sistemas del modelo nominal, modelo identificado y el modelo de ADAMS de la suspensión SLA utilizando para K_t el valor nominal en el modelo identificado.

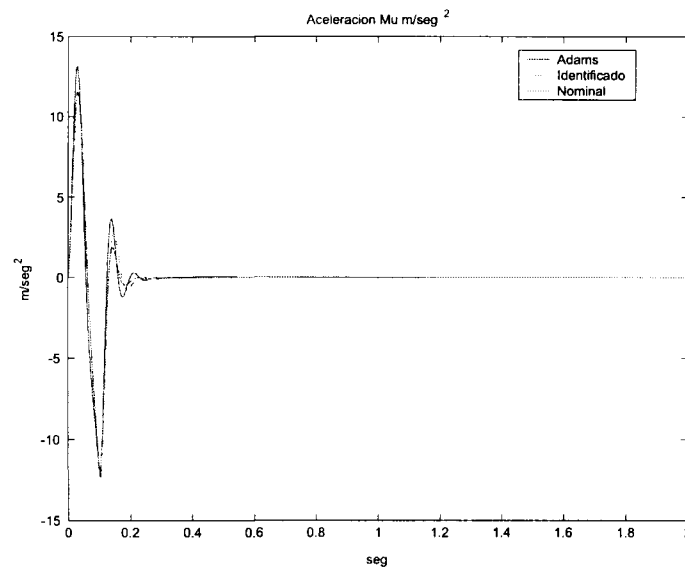


Figura 4.5: Identificación de M_u de la suspensión Mac Pherson utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$.

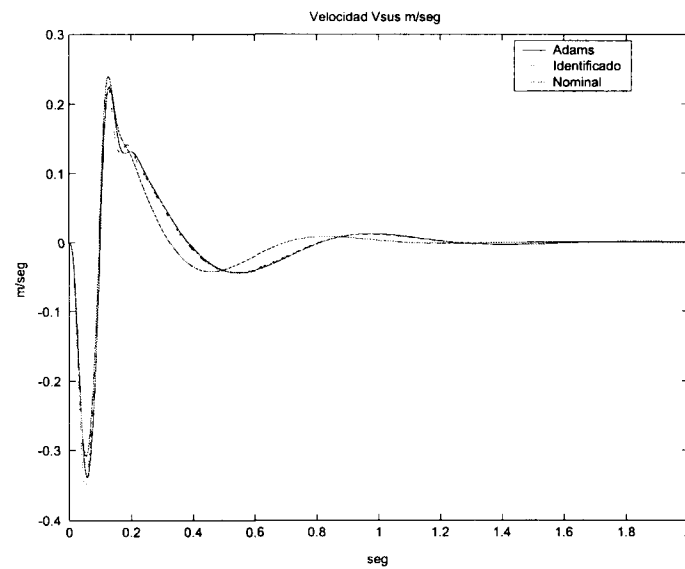


Figura 4.6: Identificación de B_s de la suspensión Mac Pherson utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$.

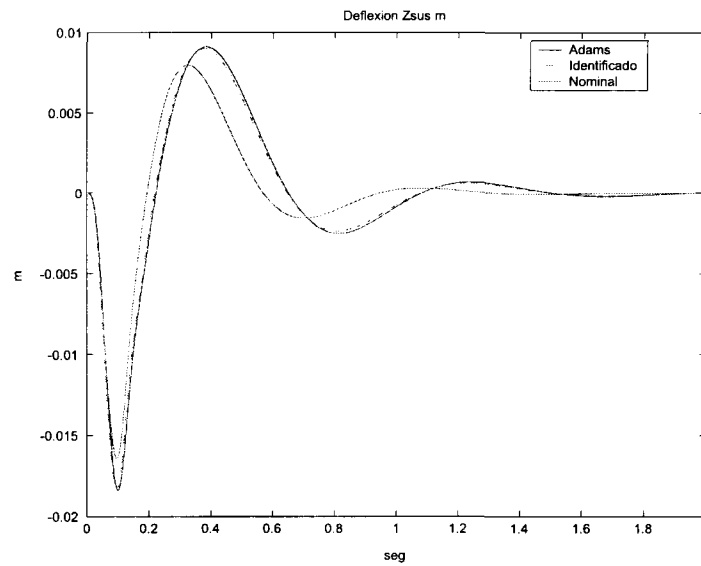


Figura 4.7: Identificación de K_s de la suspensión Mac Pherson utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$.

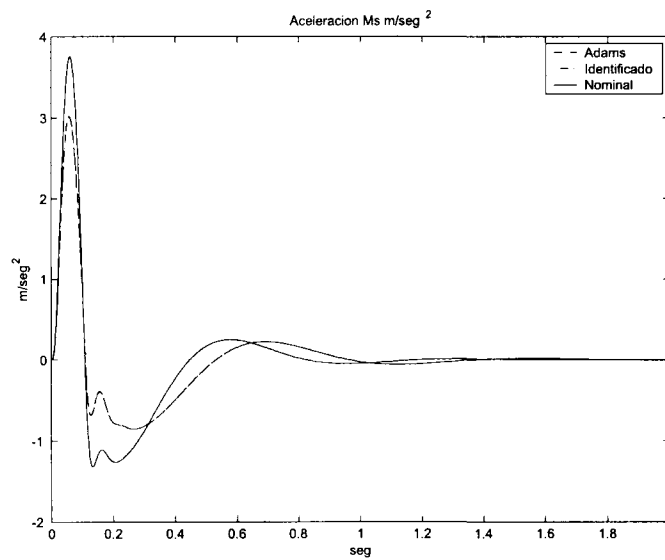
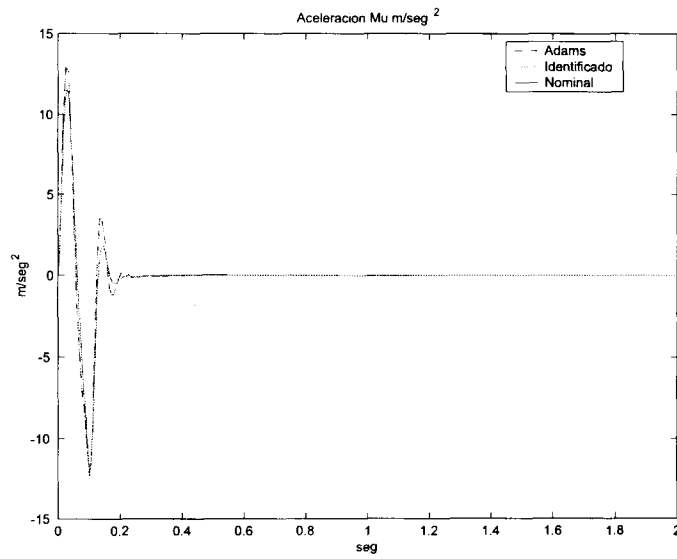
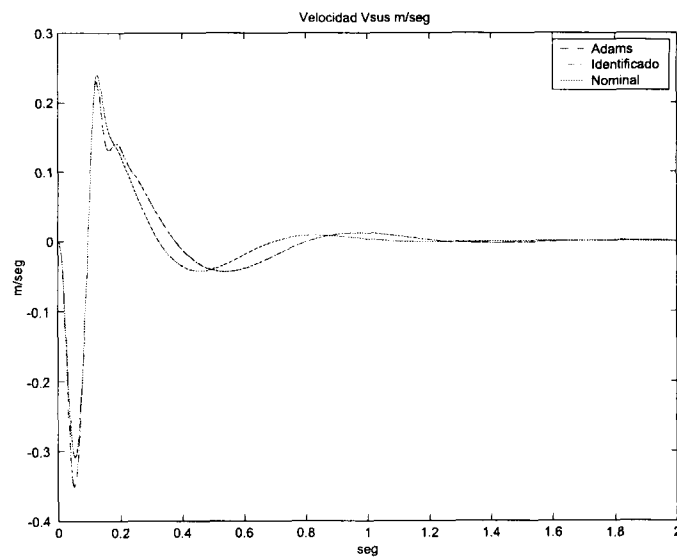


Figura 4.8: Identificación de M_s de la suspensión Mac Pherson utilizando K_t nominal

Figura 4.9: Identificación de M_u de la suspensión Mac Pherson utilizando K_t nominalFigura 4.10: Identificación de B_s de la suspensión Mac Pherson utilizando K_t nominal

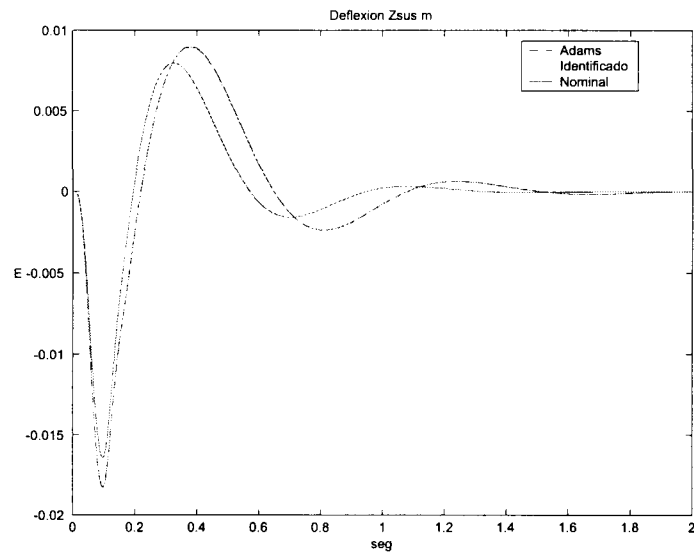


Figura 4.11: Identificación de K_s de la suspensión Mac Pherson utilizando K_t nominal

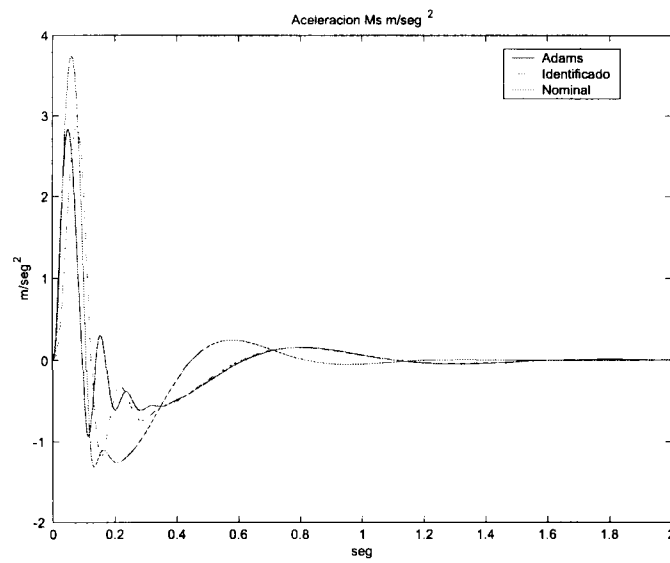


Figura 4.12: Identificación de M_s de la suspensión SLA utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$

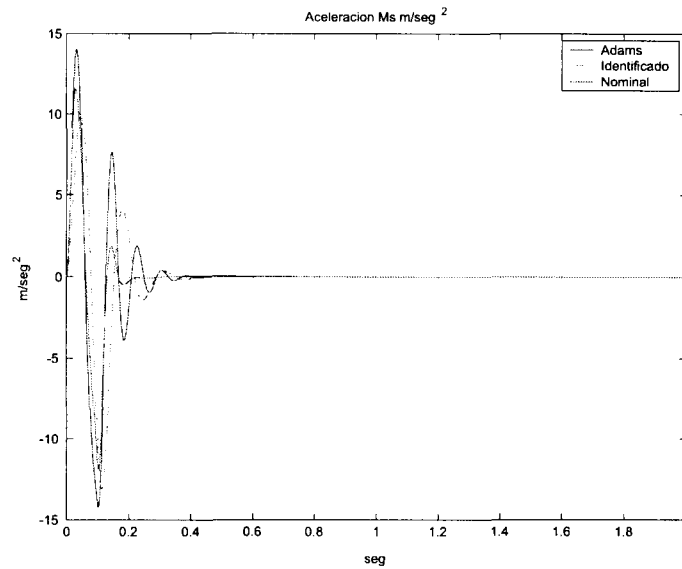


Figura 4.13: Identificación de M_u de la suspensión SLA utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$

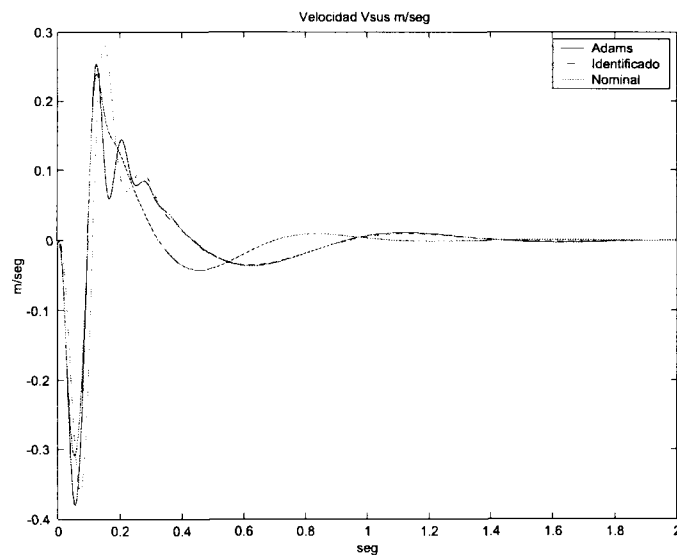


Figura 4.14: Identificación de B_s de la suspensión SLA utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$

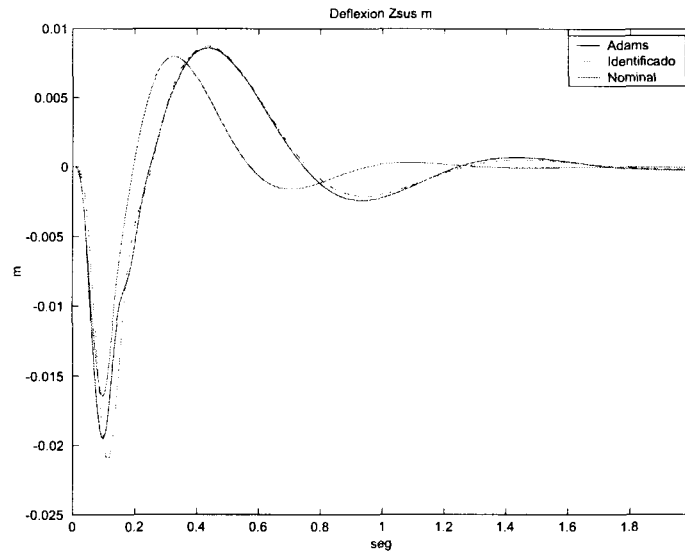


Figura 4.15: Identificación de K_s de la suspensión SLA utilizando la relación de $K_t = \frac{1}{10}$

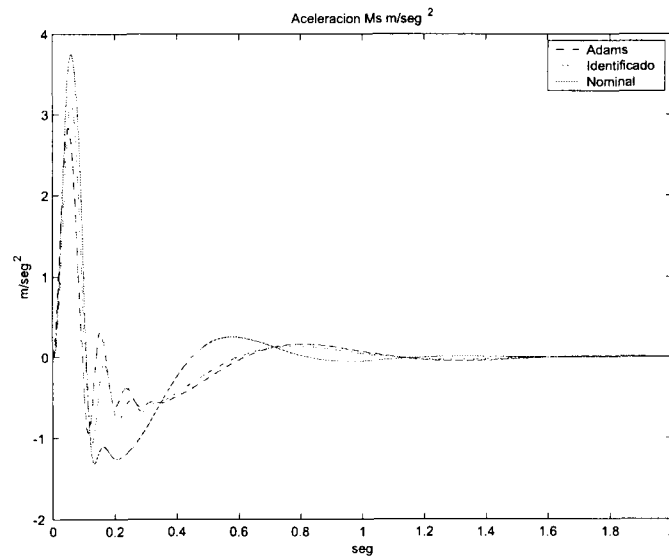


Figura 4.16: Identificación de M_s de la suspensión SLA utilizando K_t nominal

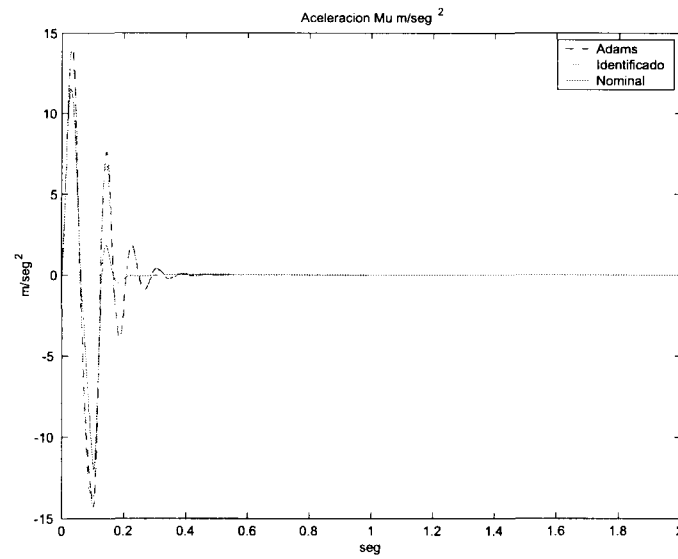


Figura 4.17: Identificación de M_u de la suspensión SLA utilizando K_t nominal

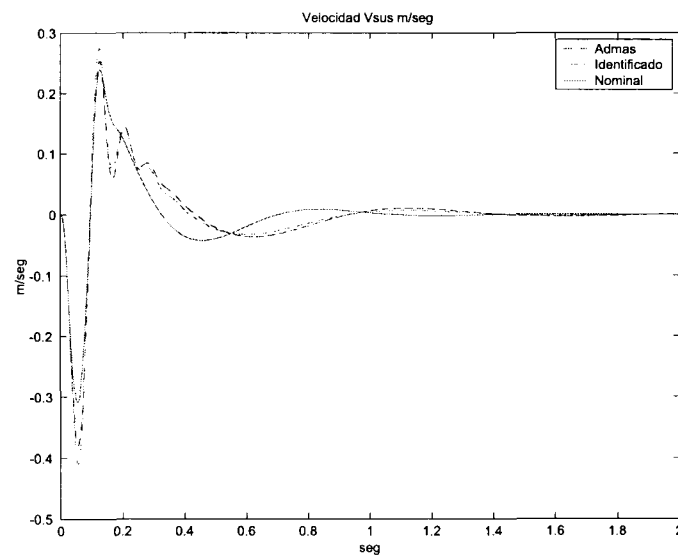


Figura 4.18: Identificación de B_s de la suspensión SLA utilizando K_t nominal

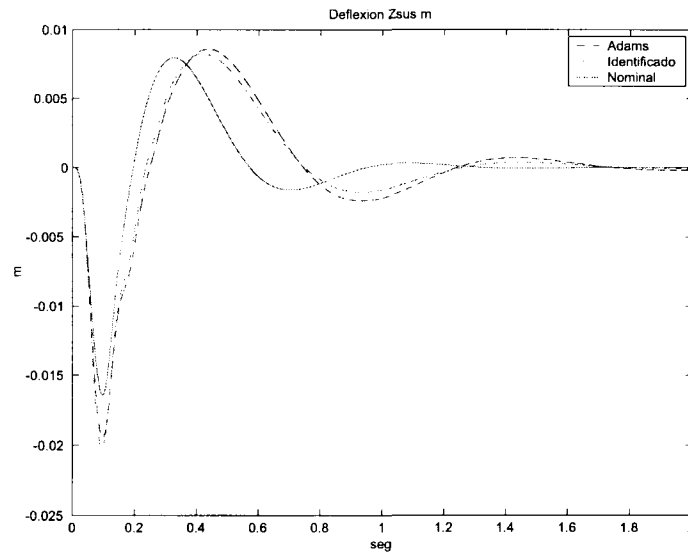


Figura 4.19: Identificación de K_s de la suspensión SLA utilizando K_t nominal

Como se puede ver en las Figuras 4.4, 4.5, 4.6, 4.7, 4.8, 4.9, 4.10, 4.11, se obtiene un mejor ajuste en cuando se utiliza para representar el modelo identificado el valor nominal para K_t , ya que en las gráficas prácticamente no existe diferencia entre el modelo de ADAMS y el modelo identificado utilizando para K_t el valor nominal.

Como se puede ver en las figuras 4.12, 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, se obtiene un mejor ajuste del modelo identificado con el modelo en ADAMS, utilizando la para K_t , el valor nominal.

Así también se puede ver que el mejor ajuste al modelo de ADAMS se obtiene de la suspensión Mac Pherson siendo un modelo que se asemeja más al modelo matemático de cuarto de vehículo comparado con la suspensión SLA. Este ajuste se debe a la estructura cinemática que presentan las suspensiones, teniendo una estructura más compleja la suspensión SLA.

4.2. Control

Para poder realizar un buen diseño del controlador de la suspensión se debe cuidar el compromiso que existe entre el confort del vehículo, la maniobrabilidad y la carrera de la suspensión.

Para el control de la suspensión se utilizaron dos técnicas, en la primera se utiliza la de retroalimentación de estado de la variable de la velocidad de la masa suspendida, \dot{Z}_s , y la velocidad de la masa no suspendida, \dot{Z}_u , la segunda técnica utilizada es la de control LQ, teniendo como hipótesis de que todos los estados están disponibles para la medición.

4.2.1. Diseño del controlador con realimentación de la velocidad \dot{Z}_s

En esta técnica se realiza una prueba en la que se retroalimenta la velocidad de la masa suspendida, \dot{Z}_s , variando la ganancia k_4 en 1 y 10, dando buenos resultados con el valor de 10, dejando las ganancias k_1 , k_2 y k_3 con valor de cero, la ventaja que se tiene al realizar el control con la retroalimentación de estado de una sola variable, es que al no tener todos los estados disponibles para su medición, se tiene un control barato con solo un sensor. En la Figura 4.20 se muestra el diagrama de bloques donde podemos ver la representación de estado.

Como se puede ver en las Figuras 4.21, 4.22, 4.23, 4.24, 4.25, 4.26, la retroalimentación de estado de una sola variable presenta buenos resultados, en el confort del vehículo, ya que como se puede ver el pico que presenta la aceleración de la suspensión es menor que en lazo abierto, así como también su oscilación es menor, presentando un tiempo de establecimiento menor. Sin embargo en la carrera de la suspensión y la deformación de la llanta se presenta una ganancia más alta que en lazo abierto pero existe una mejora en cuanto al tiempo de establecimiento, otra de las observaciones que se pueden hacer es que las oscilaciones son menores en la retroalimentación de estado que dejando el lazo abierto.

4.2.2. Diseño del controlador LQ

El sistema de suspensión para dos grados de libertad mostrado en la Figura 4.27, modelado linealmente obtenemos sus ecuaciones:

$$\Sigma F z_s = M_s \ddot{Z}_s = -K_s(Z_s - Z_u) - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + U \quad (4.21)$$

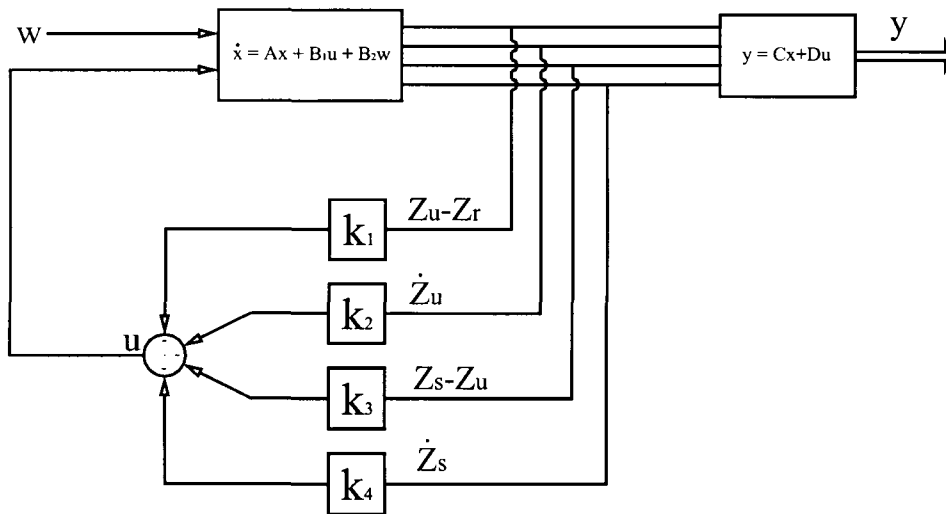


Figura 4.20: Diagrama de bloques de representación de estado de la suspensión.

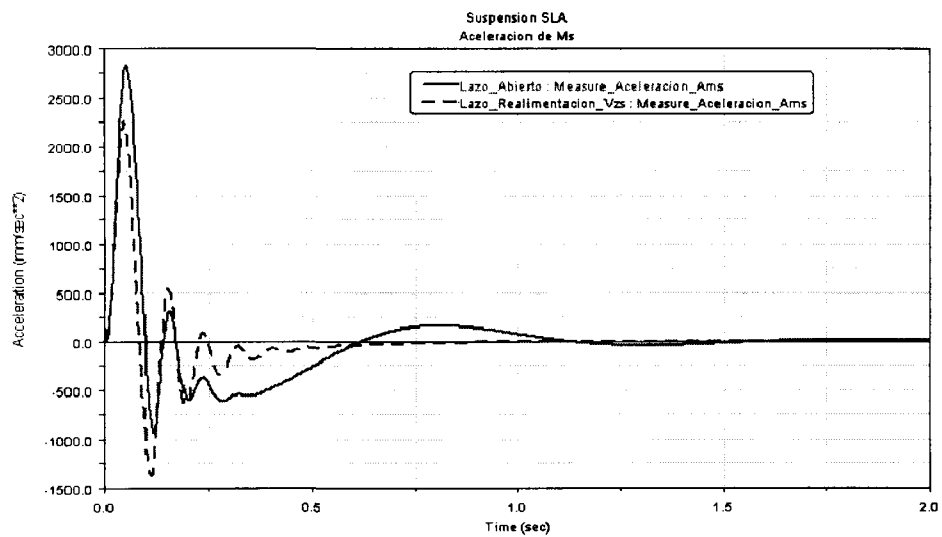


Figura 4.21: Comparativo de confort, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión SLA.

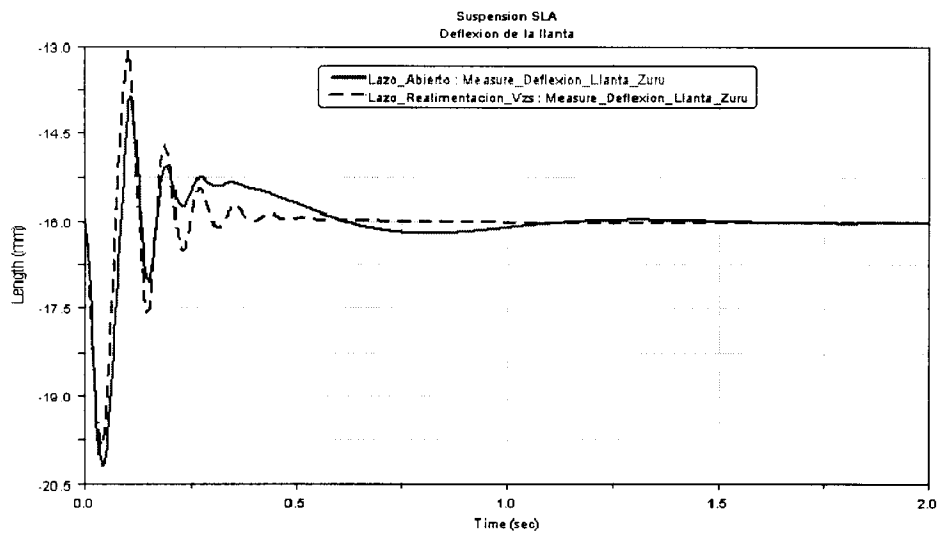


Figura 4.22: Comparativo de maniobrabilidad, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión SLA.

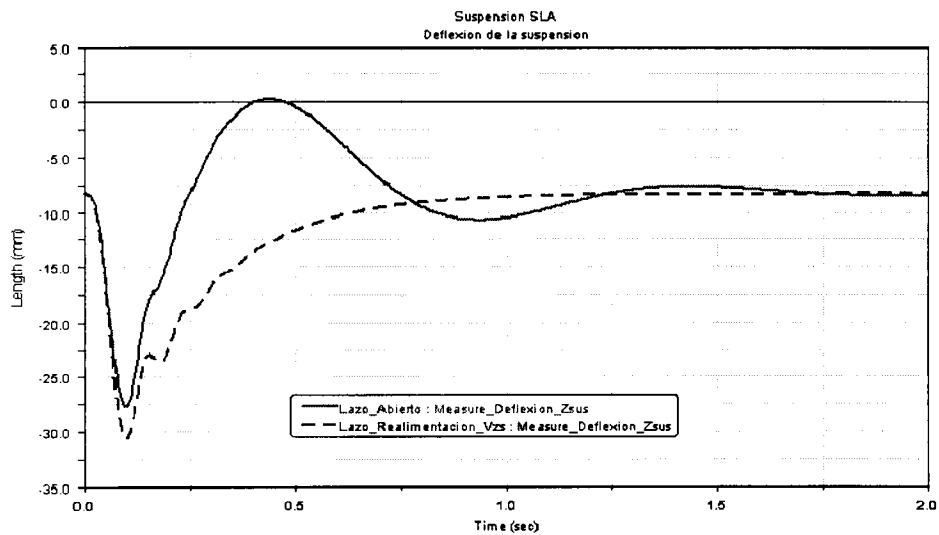


Figura 4.23: Comparativo de carrera de la suspensión, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión SLA.

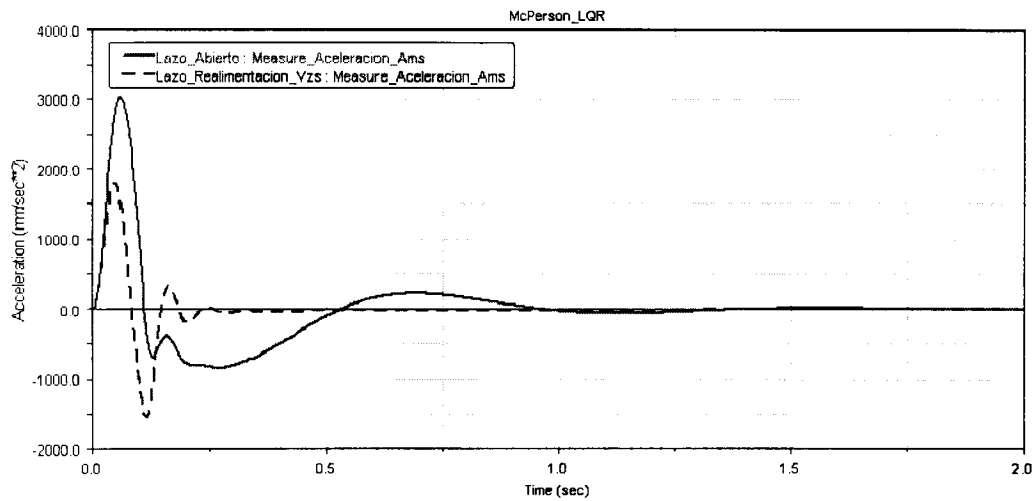


Figura 4.24: Comparativo de confort, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspension Mac Pherson.

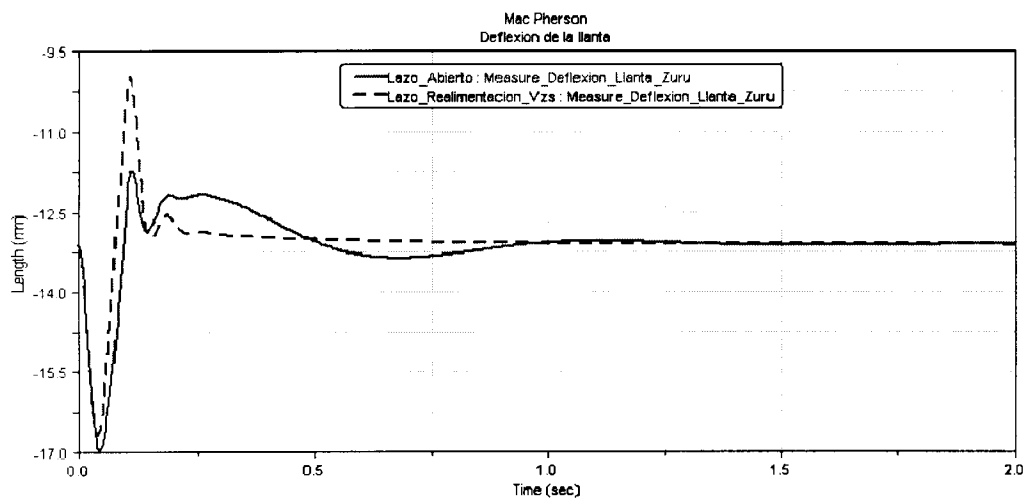


Figura 4.25: Comparativo de maniobrabilidad, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspension Mac Pherson

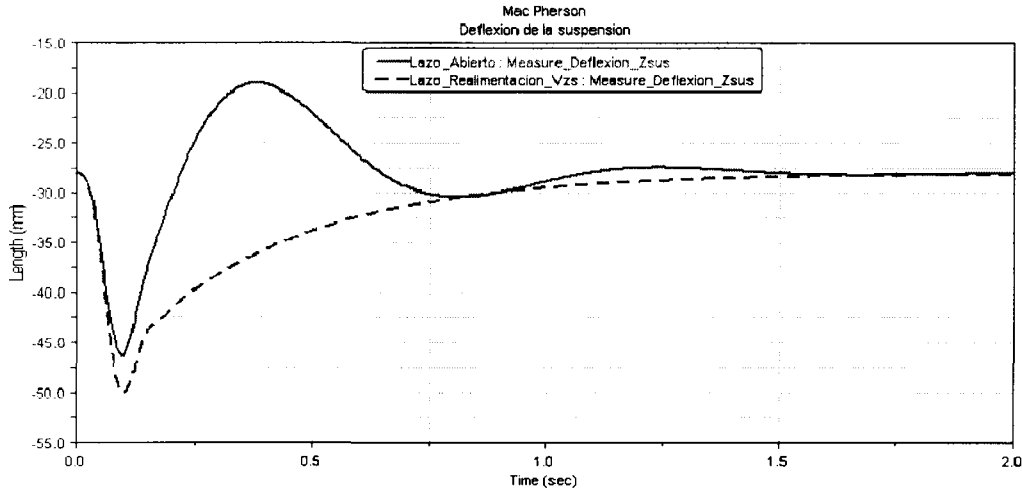


Figura 4.26: Comparativo de carrera de la suspensión, retroalimentando \dot{Z}_s , para la suspensión Mac Pherson.

$$\Sigma F z_u = M_u \ddot{Z}_u = B_s (\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + K_s (Z_s - Z_u) - K_t (Z_u - Z_r) - U \quad (4.22)$$

Escogiendo las variables de estado como sigue:

$x_1 = Z_u - Z_r$	Deformación de la llanta
$x_2 = \dot{Z}_u$	Velocidad de la masa no suspendida
$x_3 = Z_s - Z_u$	Carrera de la suspensión
$x_4 = \dot{Z}_s$	Velocidad de la masa suspendida

Entonces definimos $w = \dot{Z}_r$

Donde x_1, x_2, x_3 y x_4 representan la deformación de la llanta, la velocidad de la masa suspendida, la carrera de la suspensión y la masa suspendida respectivamente, y la entrada de la carretera puede ser modelado como un ruido blanco Gaussiano de media nula $E\{w(t)\} = 0$ y de varianza finita igual a $E\{w(t_1)w(t_2)\} = 2\pi W\delta(t_1 - t_2)$ donde W representa la densidad espectral de potencia que depende de la irregularidades de la carretera (A_r) y de la velocidad del vehículo (v).

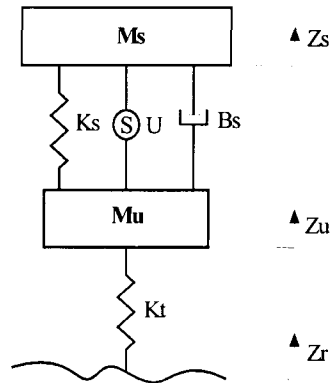


Figura 4.27: Modelo de cuarto de vehículo de suspensión activa

La ecuación de estado del sistema de suspensión activa es representado por

$$\dot{x} = Ax + B_1u + B_2w \quad (4.23)$$

y la ecuación de salida del sistema

$$y = Cx + Du \quad (4.24)$$

El vector de estados resultante

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{Z}_u - w \\ \dot{x}_2 &= \ddot{Z}_u \\ \dot{x}_3 &= \dot{Z}_s - \dot{Z}_u \ddot{Z}_u \\ \dot{x}_4 &= \ddot{Z}_s \end{aligned}$$

la matriz de estado A

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{Kt}{M_u} & -\frac{B_s}{M_u} & \frac{K_s}{M_u} & \frac{B_s}{M_u} \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{B_s}{M_s} & -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{B_s}{M_s} \end{bmatrix}$$

el vector B_1

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{M_u} \\ 0 \\ \frac{1}{M_u} \end{bmatrix}$$

el vector B_2

$$B_2 = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

El vector de salida

$$y = Cx + Du$$

4.2.3. Criterio de minimización

El procedimiento de optimización consiste en determinar la entrada de control u que minimize el índice de desempeño. El índice de desempeño J representa el desempeño característico deseado. Esta técnica de control es llamada control lineal cuadrático, además de que esta técnica permite ponderar los compromisos que existen entre la aceleración vertical del vehículo y los parámetros tecnológicos de la suspensión (carrera de la suspensión).

Con esta técnica de control se evalúa el desempeño de tres suspensiones activas, una suspensión típica, una suave y una dura. Esta evaluación se realiza ponderando los parámetros (r_1, r_2, r_3) que permiten asignarle más peso a los índices de desempeño, como la aceleración de la masa suspendida \ddot{Z}_s relacionada con el confort del vehículo, la carrera de la suspensión $Z_s - Z_u$ ligado más al compromiso tecnológico para el diseño de la suspensión y la deformación de la llanta $Z_u - Z_r$ relacionada con la maniobrabilidad del vehículo.

El criterio de desempeño puede ser formulado para minimizar el siguiente índice de desempeño cuadrático.

$$J = \lim E \left\{ \int_0^{\infty} \left[\ddot{Z}_s^2 + r_1(Z_s - Z_u)^2 + r_2(Z_u - Z_r)^2 + r_3u^2 \right] dt \right\} \quad (4.25)$$

donde $E\{\cdot\}$, denota la media de la función. Escogiendo los pesos adecuados de ponderación (r_1, r_2, r_3) se puede diseñar u para enfatizar el confort del vehículo, la carrera de la suspensión, o la deformación de la llanta. Esta función también puede ser expresada como

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u + 2x^T N u) dt \quad (4.26)$$

donde;

$$Q = \begin{bmatrix} r_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \left(\frac{B_s}{M_s}\right)^2 & \frac{-B_s K_s}{M_s^2} & -\left(\frac{B_s}{M_s}\right)^2 \\ 0 & \frac{-B_s K_s}{M_s^2} & r_2 + \left(\frac{K_s}{M_s}\right)^2 & \frac{B_s K_s}{M_s^2} \\ 0 & -\left(\frac{B_s}{M_s}\right)^2 & \frac{B_s K_s}{M_s^2} & \left(\frac{B_s}{M_s}\right)^2 \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

$$N = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{B_s}{M_s^2} \\ \frac{-K_s}{M_s} \\ -\frac{B_s}{M_s^2} \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

$$R = \left[r_3 + \frac{1}{M_s^2} \right] \quad (4.29)$$

Para la aplicación del control es necesario la realimentación los estados para poder calcular el vector de estado u .

Suspensión	r_1	r_2	r_3
Típica	5.0×10^4	5.0×10^3	0
Dura	1.0×10^6	1.0×10^5	0
Suave	1.1×10^3	1.0×10^2	0

Tabla 4.3: Parámetros de ajuste segun condiciones de operación

$$u = -Kx \quad (4.30)$$

La matriz de ganancias K se calcula a partir de la ecuación algebraica de Riccati y es representada por;

$$K = R^{-1}B^T P \quad (4.31)$$

La matriz P debe satisfacer la ecuación matricial reducida de Riccati.

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T + Q = 0 \quad (4.32)$$

Para la simulación de la suspensión se escogieron los parámetros de autosintonización para tres suspensiones; suspensión típica, dura y suave [8].

En la Tabla 4.3 se muestran los parámetros de ajuste obtenidos, para las diferentes condiciones de operación.

Utilizando los valores identificados que vienen en la Tabla 4.2, se calcularon las matrices de ganancias para la suspensión SLA y la Mac Pherson, para las tres condiciones de operación de la suspensión: típica, dura y suave.

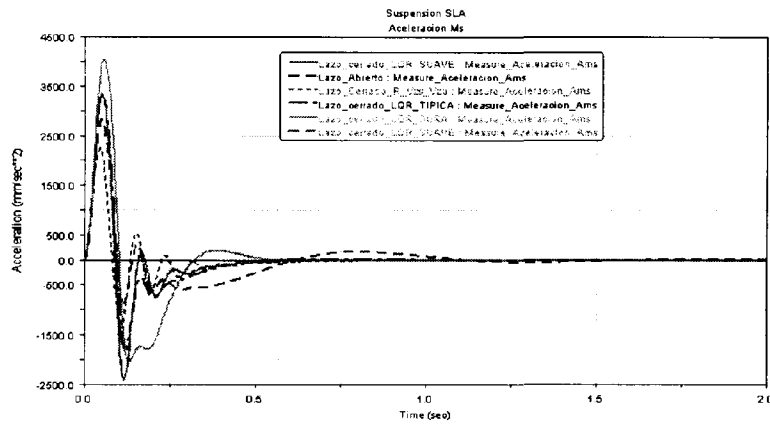


Figura 4.28: Aceleración de la masa suspendida, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión SLA.

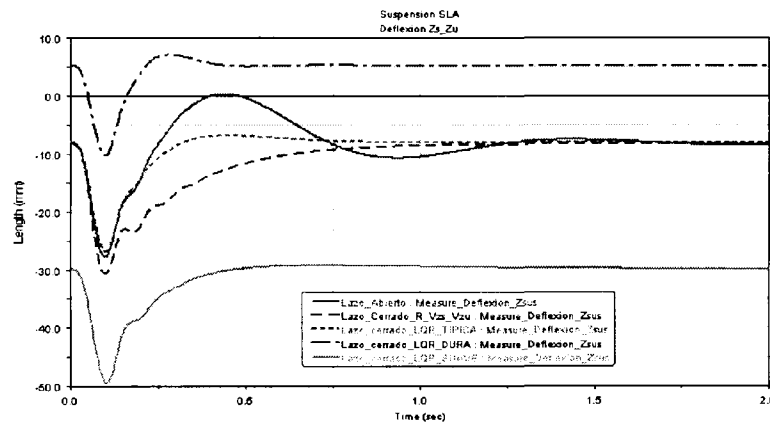


Figura 4.29: Carrera de la suspensión, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión SLA.

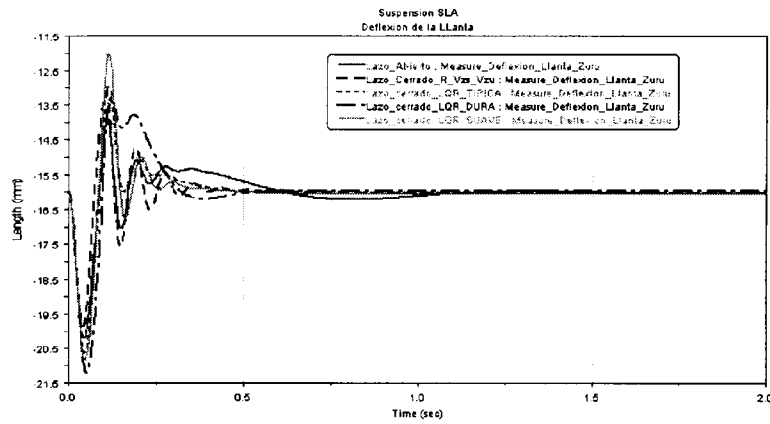


Figura 4.30: Deformación de la llanta, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión SLA.

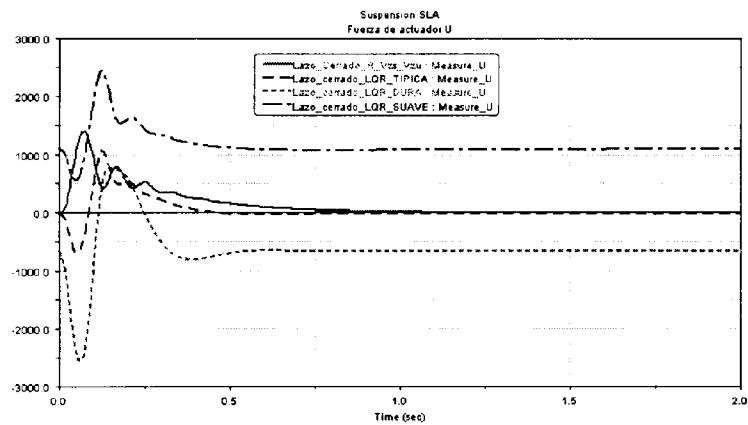


Figura 4.31: Fuerza U, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión SLA.

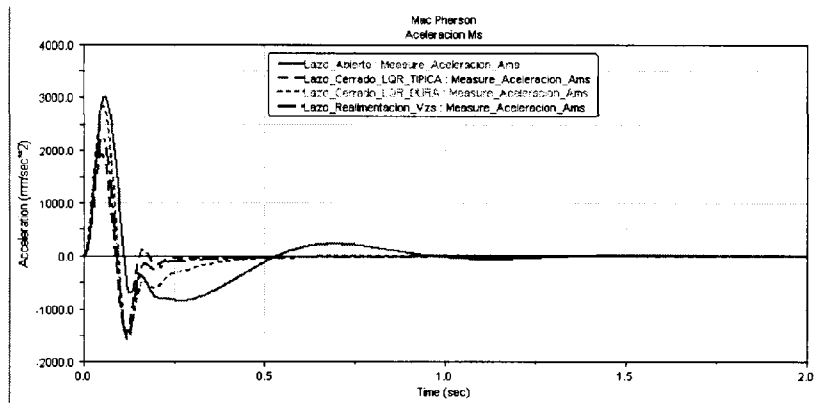


Figura 4.32: Aceleración de la masa suspendida, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión Mac Pherson.

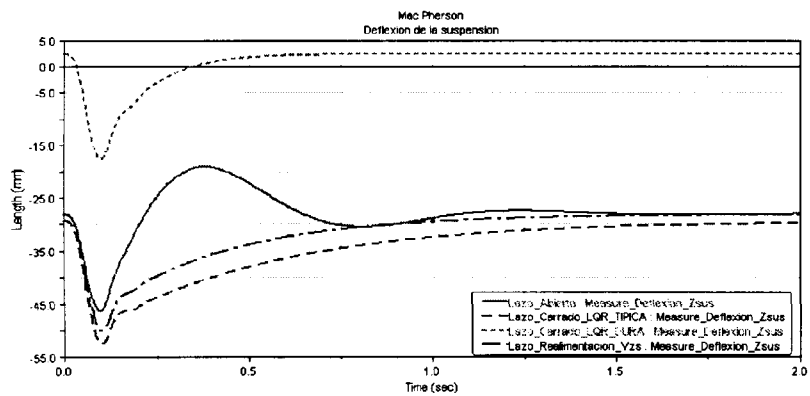


Figura 4.33: Carrera de la suspensión, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión Mac Pherson.

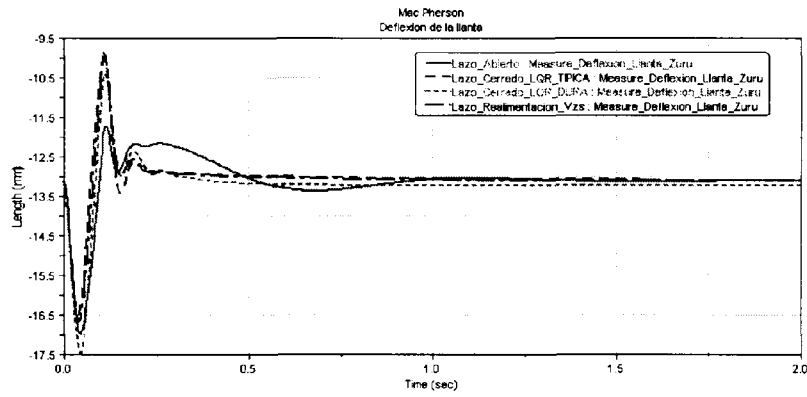


Figura 4.34: Deformación de la llanta, evaluando para diferentes desempeños de la suspensión Mac Pherson.

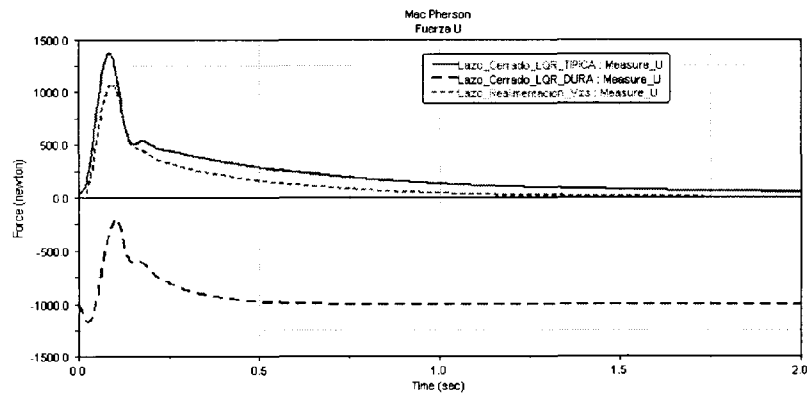


Figura 4.35: Fuerza U, evaluado para diferentes desempeños de la suspensión Mac Pherson.

Capítulo 5

Conclusiones

5.1. Modelación

Modelación de la suspensión, esta modelación solo se realiza tomando la uniones de la suspensión como uniones cinemáticas, sin embargo en la realidad las suspensiones en estas uniones llevan uniones con bujes de goma (bushings), estas uniones presentan no linealidades en el proceso a identificar.

5.2. Identificación

Identificación de los modelos de ADAMS, en la identificación de los modelos se puede tomar como conclusión que es un modelo fiel que se obtiene el de la suspensión Mac Pherson, ya que este es un modelo que se asemeja mucho al modelo matemático de cuarto de vehículo de dos grados de libertad.

La identificación de los parámetros de la suspensión al no tomar en cuenta la rigidez de la llanta, K_t se utiliza para éste el valor nominal de este introducido en ADAMS, dando buenos resultados en la modelación.

5.3. Control

La implementación del control que se realiza es basado en la realimentación de estados presentando, en la que se presentan dos técnicas de control en una de las técnicas solo se realimenta la velocidad de la masa suspendida \dot{Z}_s , presentando buenos resultados,

mientras que en la segunda técnica presentada control LQ, se hace la realimentación de todos los estados, suponiendo que se tienen todos los estados disponibles, cosa que en la realidad no es posible como ejemplo tenemos la deformación de la llanta, ya que ésta no hay manera de medirla siendo una restricción en la aplicación de este control.

5.4. Trabajos futuros:

5.4.1. Parte de modelación

Incrementar en la modelación para cuarto de vehículo e identificación de la suspensión el modelo de tres grados de libertad, donde el tercer grado de libertad es el ángulo de rotación, la implementación de este tercer grado de libertad nos da un panorama mas amplio de lo que puede ocurrir con este parámetro de desempeño en la suspensión, cuando se quiere modelar el cuarto de vehículo.

Implementación del control en el vehículo completo en Adams/Car, para poder realizar esta implementación es necesario identificar las suspensiones delantera y la trasera, e implementar el control de manera independiente para cada una de las suspensiones, de esta manera ya se tendría un panorama mas amplio de lo que sucede en la dinámica completa del vehículo.

5.4.2. Control

Al no tener en la realidad todos los estados disponibles para su medición como lo es la deformación de llanta, y al ser mas costoso la medición de los demás estados como la medición de la velocidad de la masa suspendida y la masa no suspendida, se puede realizar el control utilizando un estimador de estado, en el que solo es necesario la medición de una de sus variable como puede ser la aceleración de la masa suspendida o la carrera de la suspensión y los estados no disponibles son estimados.

En la actualidad existe en la literatura de control de suspensiones una gran variedad de técnicas de control en la que solo se modela la suspensión del vehículo, siendo la parte del actuador la que no se le da tanta importancia sin embargo los actuadores que se utilizan en la actualidad no presentan una gran respuesta de control influyendo grandemente al desempeño del control, a lo que es conveniente incluir para la modelación y control la

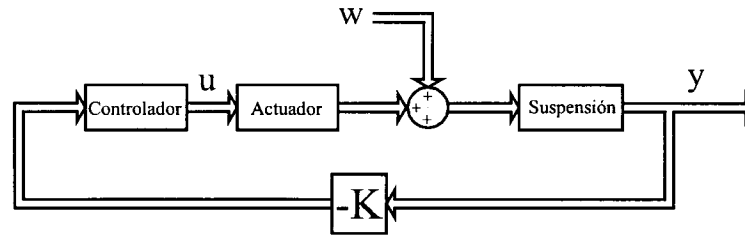


Figura 5.1: Diagrama de bloques de control de la suspensión incluyendo el actuador

parte del actuador. Siendo el diagrama de bloques propuesto para su control el que se presenta en la Figura 5.1.

Implementación en un proceso real. Para poder implementar el control en un proceso real es necesario la identificar el proceso (suspensión) que se puede realizar aplicando el método propuesto en esta tesis.

Apéndice A

Dinámica del vehículo

Las aplicaciones de la dinámica y el control en vehículos, juegan un papel en la mejora de la seguridad, el confort, el desempeño, la estabilidad direccional del vehículo y la eficientización energética de sus combustibles.

Las características de calidad dinámica de un vehículo se pueden dividir en tres aspectos:

1. *El desempeño*, es la capacidad que posee un vehículo a acelerar o bien a frenar.
2. *La estabilidad*, direccional o maniobrabilidad es la respuesta de un vehículo a las maniobras del conductor y la capacidad de estabilizar el vehículo por el conductor debido a las fuerzas laterales generadas, sea por la acción de tomar una curva o bien fuerzas laterales externas provocada por ráfagas de viento.
3. *El confort*, estudia los efectos de vibración mecánica cuando se rueda sobre superficies irregulares. El confort se puede evaluar cuantitativamente mediante la respuesta que tiene el ser humano ante vibraciones.

A.1. Comportamiento dinámico del vehículo

Para poder hablar de los vehículos como sistemas dinámicos debemos empezar por describir las propiedades en el sistema de suspensión del vehículo. A bajas frecuencias (0-5Hz) la masa suspendida (M_s , sprung mass) del vehículo se mueve como si la suspensión fuera un solo cuerpo. A este movimiento se le llama de cuerpo rígido. Los ejes y las ruedas, los cuales forman parte de la masa no suspendida (M_u , unsprung mass), se mueven como un cuerpo rígido y consecuentemente transmiten fuerzas de excitación en la masa suspendida.

Los movimientos característicos de un vehículo mostrados en la Figura A.1 son:

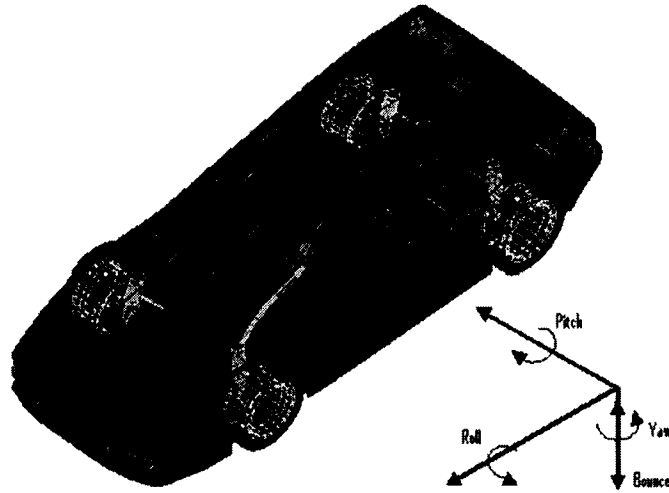


Figura A.1: Movimiento característico de un vehículo

1. *Pitch* o movimiento longitudinal, es el movimiento de rotación angular en el eje y del vehículo, éste ocurre de adelante hacia atrás, y viceversa del automóvil.
2. *Roll* o movimiento lateral, es el movimiento de rotación angular en el eje x del vehículo, éste ocurre de derecha a izquierda y viceversa del automóvil.
3. *Yaw* o movimiento circular, es el movimiento de rotación angular en el eje z del vehículo.
4. *Bounce* o movimiento vertical, es el movimiento de traslación vertical en el eje z del vehículo.

Apéndice B

Clasificación de suspensiones por su estructura

B.1. Suspensiones dependientes

Son aquellas donde las llantas son montadas en los extremos de un eje rígido de modo que cualquier movimiento en una rueda es transmitido a la rueda opuesta causando en ésta movimiento y un cambio en ambas ruedas. Las suspensiones dependientes son generalmente usados para ejes traseros de los autos, las de ejes de vigas sólidas son comúnmente usadas para el frente de camionetas pesadas donde las capacidades carga requeridas son altas.

Las suspensiones dependientes tienen la gran ventaja de que camber de la ruedas no es afectada por el cuerpo de rodado. Otra de las ventajas es que la alineación de las ruedas se mantiene, minimizando el desgaste de la llanta. Una de sus mayores desventajas es la susceptibilidad de transmitir vibraciones.

B.1.1. Hotchkiss

En este tipo de suspensión el eje es montado en un resorte semielíptico de hojas y llevado a través de una flecha longitudinal con uniones universales a la transmisión y al eje como se muestra en la Figura B.1. Los resortes conectan al chasis a sus extremos con el eje unido cerca del punto medio. La suspensión de resortes de hojas es uno de los diseños más simple y menos costoso. Mientras se mantenga la dirección vertical, las hojas son relativamente rígidas en dirección longitudinal y lateral, de ahí las reacciones de las fuerzas entre la masa suspendida y la no suspendida. El desgaste de los resortes de hojas en los carros pasajeros es causado por la fricción inherente de los resortes y la pérdida de estabilidad lateral de los resortes conforme los resortes son fabricados largos para asegurar una constante de resorte baja.

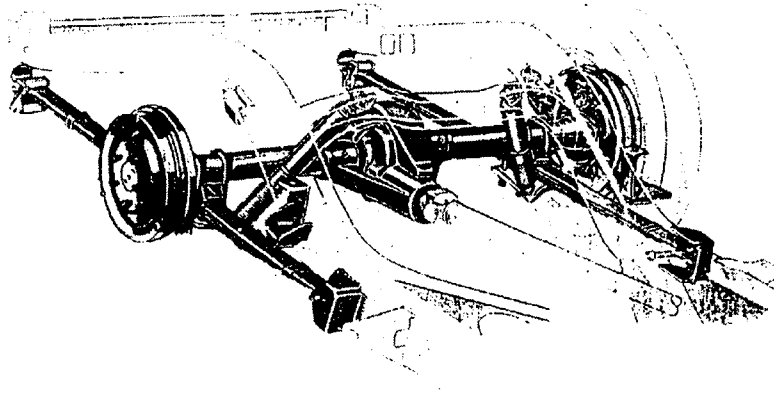


Figura B.1: Suspensión trasera tipo Hotchkiss (Cortesía de Ford Motor Company)

B.1.2. Suspensión Cuatro Link

El brazo de control inferior provee de control longitudinal del eje mientras el brazo de control superior absorbe los torques de frenado/tracción y fuerzas laterales. En algunas ocasiones los brazos superiores son reemplazado por un brazo triangular simple, pero con funcionamiento similar al de cuatro links. La ventaja de usar resortes de espiral en lugar de resortes de hojas está en que da un mejor manejo, esta se muestra en la Figura B.2 El diseño geométrico de la suspensión cuatro links provee mejor control en la localización del centro de rotación, desempeño anti-squat y anti-dive y propiedades de rotación en dirección.

B.1.3. De dion

Este consiste en un tubo que cruza entre dos ruedas motrices con un chasis montado en el eje diferencial de rotación y a la mitad del eje. Este diseño tiene ventajas para espacio en interiores porque no hay necesidad de proveer de espacio diferencial. Una de sus desventajas es la necesidad de tener un tubo deslizante.

B.2. Suspensiones independientes

Las suspensiones independientes aseguran que el movimiento de cada rueda se mueva verticalmente sin afectar a la rueda opuesta. Una de sus ventajas es el espacio para el motor, y tener mejor resistencia a las vibraciones. También las suspensiones independientes tienen la ventaja de proveer inherentemente mayor resistencia a la rotación relativa a la razón vertical de los resortes. Muchas de sus ventajas incluyen fácil control del centro

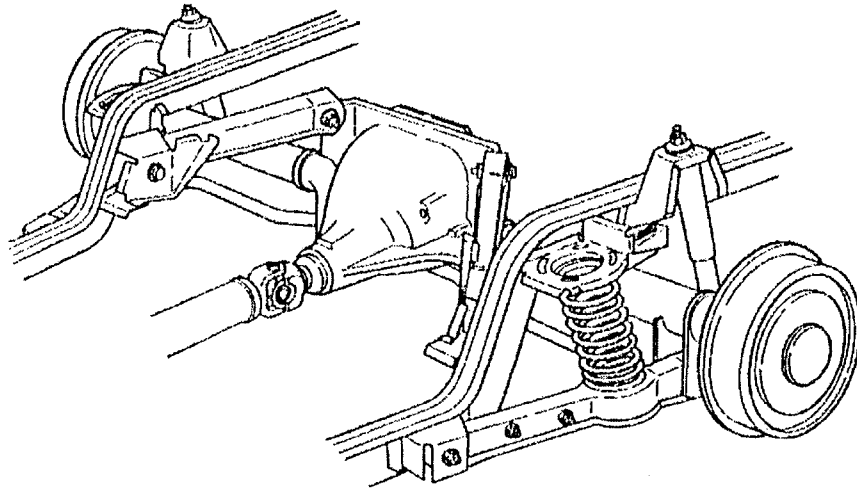


Figura B.2: Suspensión trasera cuatro links (Foto cortesía de Ford Motor Company)

de rotación para elegir la geometría de los brazos de control, la habilidad de controlar el cambio de fase con "jounce-rebound", mejor deflexión en las suspensiones y gran resistencia a la rotación para una dada razón de suspensión vertical.

B.2.1. Trailing arm suspension

Estas suspensiones usan brazos paralelos, de igual longitud conectados a sus extremos frontales a unas barras laterales de torsión.

B.2.2. Suspensión frontal SLA

El diseño más común para las suspensiones frontales usan dos brazos de control laterales que soportan la llanta como se muestra en la Figura B.3. Los brazos de control superiores e inferiores son generalmente de distancias desiguales de donde viene su nombre por sus siglas en inglés SLA (short-long arm). Este arreglo generalmente aparece con un brazo superior remplazado por una unión lateral simple, o el brazo inferior remplazado por un link lateral y amortiguador de torsión, pero funcionalmente son similares. Estas suspensiones se adoptan bien para motores frontales, coches con tracción trasera por su espacio de empaquetamiento para motores orientados en dirección longitudinal.

Su diseño geométrico requiere de un cuidadoso refinamiento para dar buena eficiencia. La geometría del camber de un sistema de brazos desigual puede desarrollar camber hacia fuera de las llantas neutralizando el camber debido a la rotación del chasis, pero generalmente desarrollan camber menos favorable al interior de la llanta. (La longitud igual

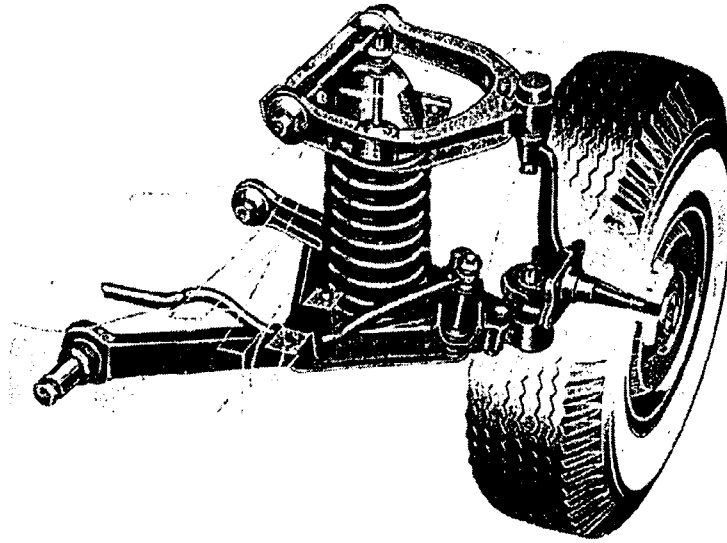


Figura B.3: Suspensión frontal tipo SLA

de los brazos paralelos elimina esta desfavorable condición en el interior de la rueda). Al mismo tiempo, su geometría debe ser seleccionada para minimizar el jounce y rebound y eliminar el desgaste excesivo de la llanta.

B.2.3. MacPerson Strut

De geometría similar a la de brazos de longitud desigual de suspensiones frontales usando una configuración de amortiguador. Esta configuración se muestra en la Figura B.4. El amortiguador es un miembro telescópico que incorpora amortiguamiento con la rigidez de la llanta unido a sus extensiones inferiores, así manteniendo el amortiguador a la rueda en dirección del camber. La extensión superior es fija al chasis y las extensiones inferiores son localizadas por uniones que reducen las fuerzas laterales y longitudinales

La suspensión de MacPerson da una ventaja en espacios reducidos para motores transversales, el amortiguador posee una gran ventaja de utilizar menos partes y distribuir las cargas de las suspensión al chasis sobre un área extensa. Una de sus desventajas es que requiere de una altura que limita al diseñador.

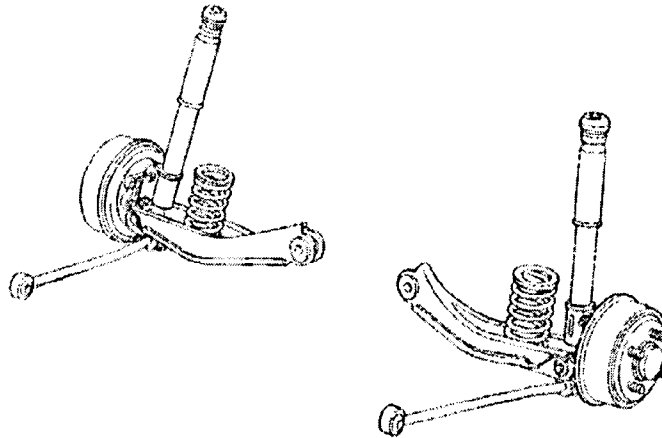


Figura B.4: Suspensión del tipo McPerson

B.2.4. Suspensión trasera Multi-Link

La suspensión multi-link es característica por sus conexiones de unión bola a los extremos de las uniones para que no experimenten momentos de flexión. Generalmente hablando, las de cuatro links son requeridos para dar control longitudinal y lateral de las ruedas, y reaccionar a los torques de frenado. Ocasionalmente se usa un quinto link, este link adicional restringe la llanta, pero acumula en resistencia en el buje para asegurar mas exactitud de control del ángulo toe en vueltas.

El uso de uniones provee de flexibilidad a los diseñadores para asegurar los movimientos de las llantas deseados.

B.2.5. Suspensión trasera Trailing-Arm

Las suspensiones de este tipo son generalmente usados en coches mas costosos y de mayor rendimiento. Los brazos de control (trailing arms) absorben las fuerzas longitudinales y momentos de frenado y controlan el squat y lift. La suspensión independiente tiene la ventaja de reducir el peso de la masa no suspendida montando el diferencial en el chasis.

B.2.6. Semi-Trailing Arm

Este diseño le da el camber a la rueda trasera, no hay cambio relativo de camber con el chasis y el eje de swing. El eje pivote es generalmente de 25 grados a la línea que cruza el carro. El semi-trailing arm produce un efecto de vibración conforme la rueda se mueve en jounce y rebound. La combinación de vibración y camber en el exterior de la

rueda actúa en contra de la dirección de vueltas, esto genera un giro no amortiguado en el eje trasero, pero la vibración de resistencia de las fuerzas laterales puede contribuir a la sobreamortiguación si no es controlada.

B.2.7. Eje Swing

El desempeño del camber es estabilizado enteramente por el eje pivoteando a la unión U adyacente al diferencial. El radio swing es pequeño y así los cambios de camber con los momentos de jounce y rebound pueden ser grandes. Como resultado, es difícil de obtener un desempeño consistente en vueltas para los arreglos de eje swing.

Críticamente en cualquier suspensión independiente, pero especialmente con las de eje swing y semi-trailing arm, existe un fenómeno conocido como "jacking", éste ocurre durante las vueltas cuando ambas llantas desarrollan fuerzas laterales pero con la llanta exterior contribuyendo más a las fuerzas laterales. La dirección contraria de las fuerzas laterales tiende a levantar el vehículo conforme las llantas "tocan abajo". Esto tiene el efecto de elevación del chasis, causando pérdida de las fuerzas laterales en el eje debido al empuje del camber, dando la posibilidad de que el vehículo se vuelque. Para reducir este efecto se incluye un brazo de control adicional en la suspensión para limitar el recorrido de la rueda bajo condiciones de grandes cargas laterales en aceleración.

Apéndice C

Apéndice de Figuras.

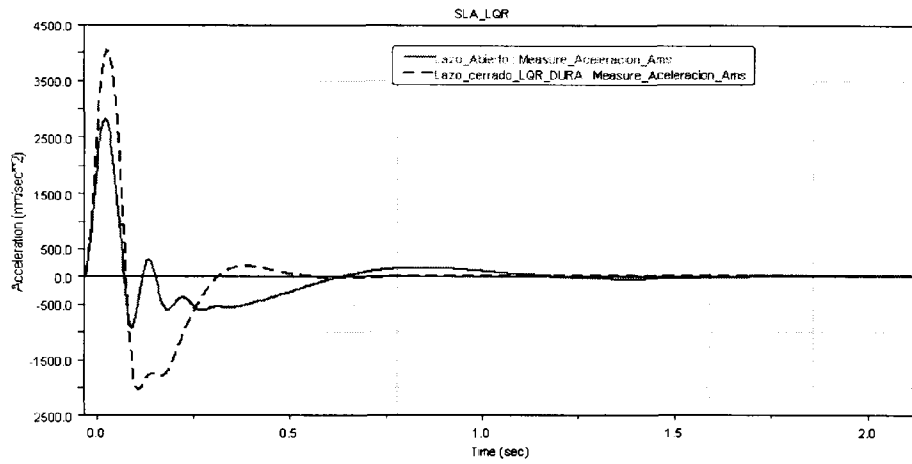


Figura C.1: Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión SLA.

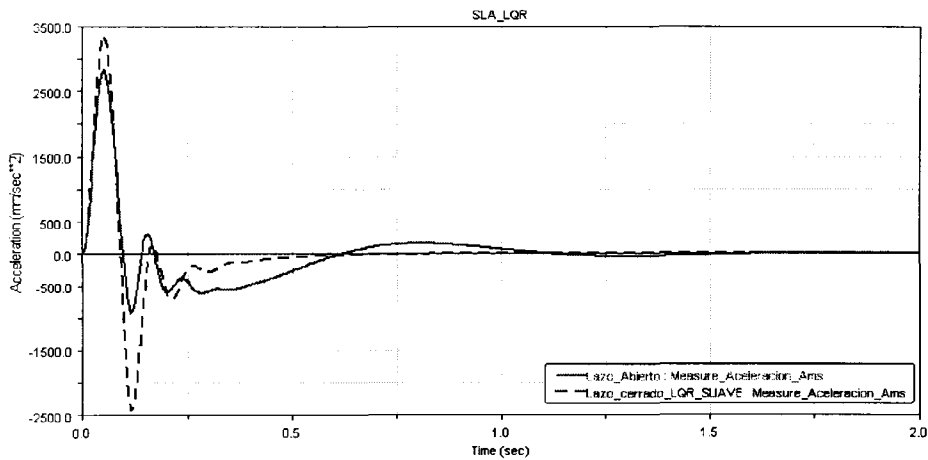


Figura C.2: Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión suave contra una pasiva, suspensión SLA.

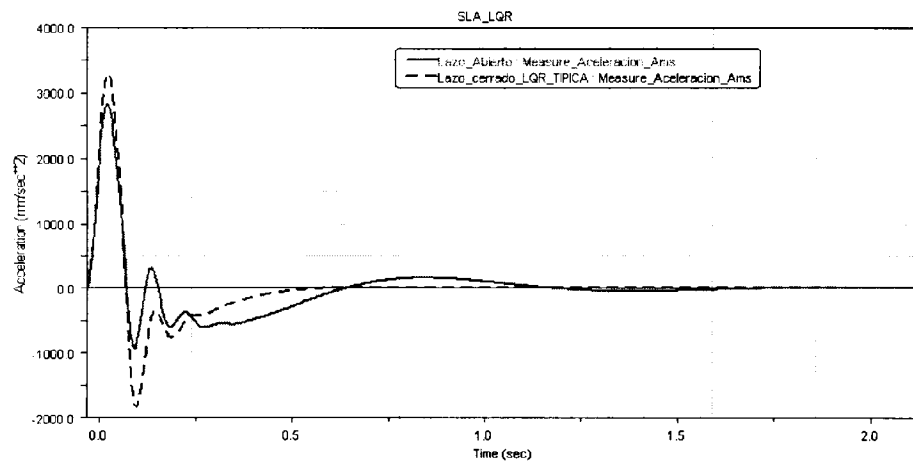


Figura C.3: Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión SLA.

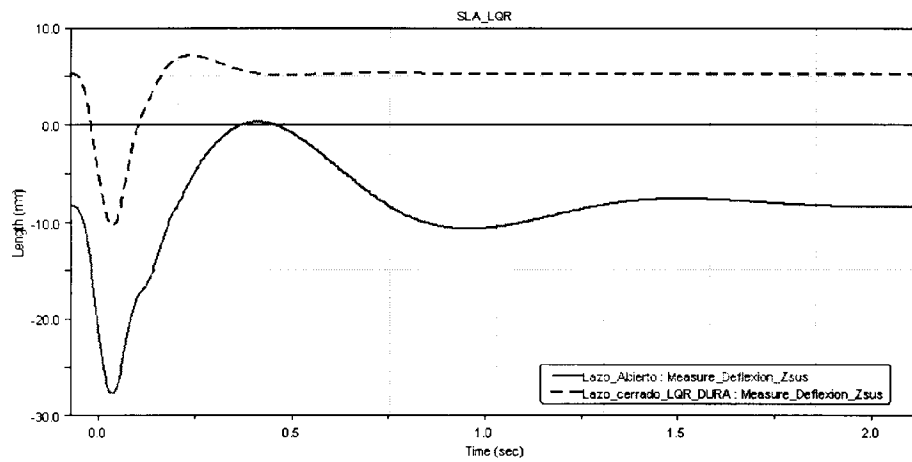


Figura C.4: Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión SLA.

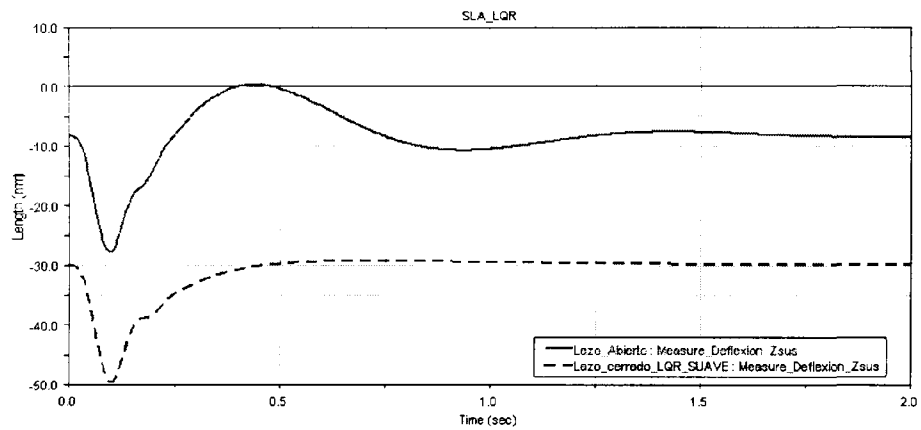


Figura C.5: Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión suave contra una pasiva, suspensión SLA.

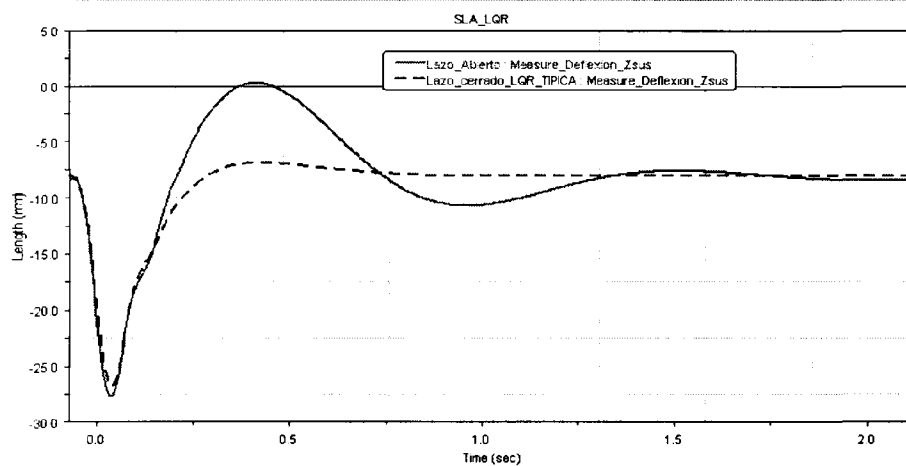


Figura C.6: Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión SLA.

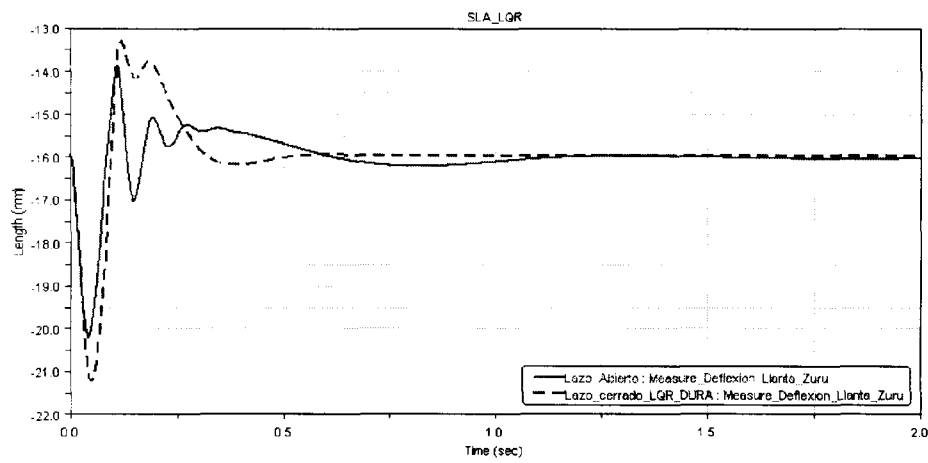


Figura C.7: Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión SLA.

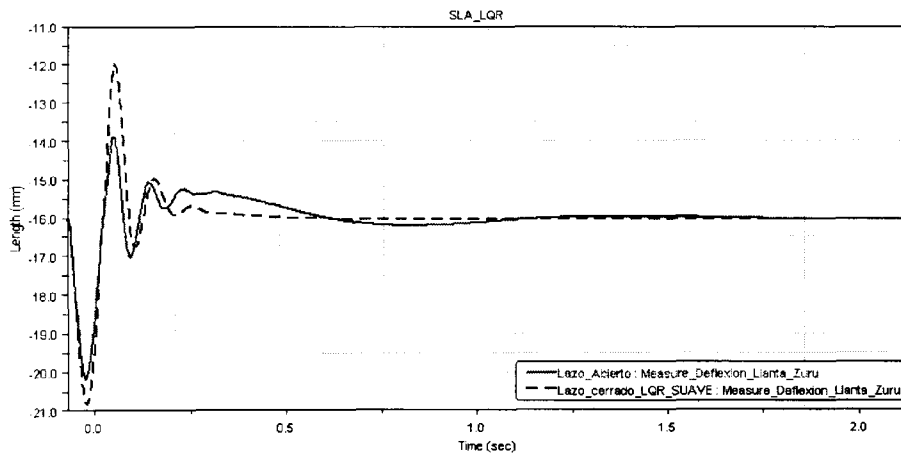


Figura C.8: Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión suave contra una pasiva, suspensión SLA.

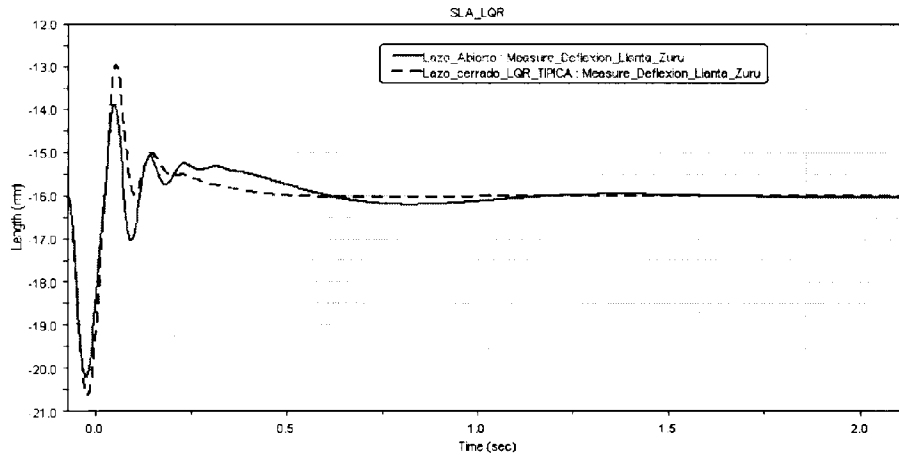


Figura C.9: Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión SLA.

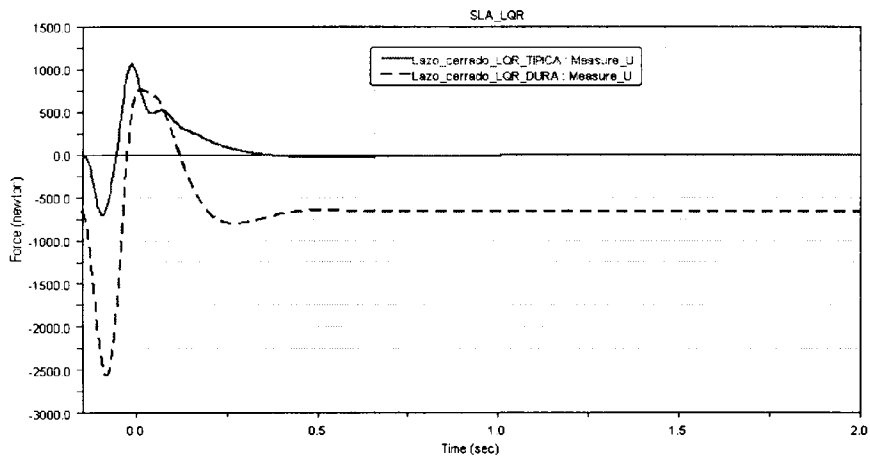


Figura C.10: Comparativo de la fuerza de control u aplicando control LQ para una suspensión activa dura contra una activa típica, suspensión SLA.

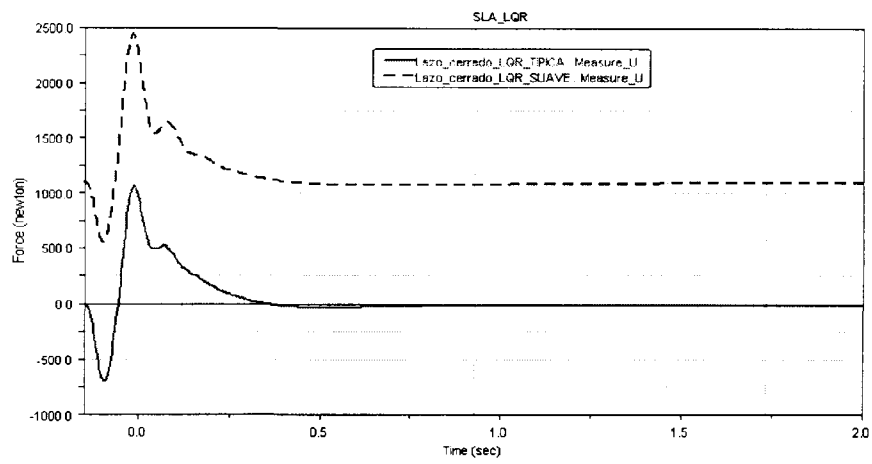


Figura C.11: Comparativo de la fuerza de control u aplicando control LQ para una suspensión activa suave contra una activa típica, suspensión SLA

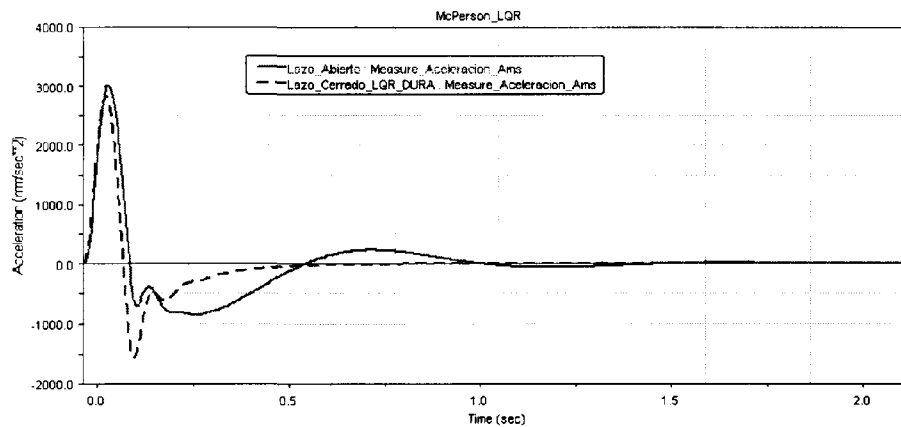


Figura C.12: Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.

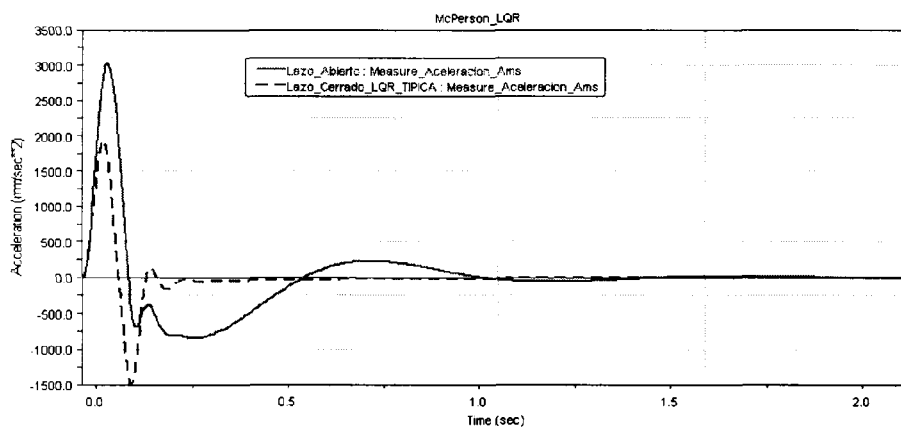


Figura C.13: Comparativo de la aceleración de la masa suspendida aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.

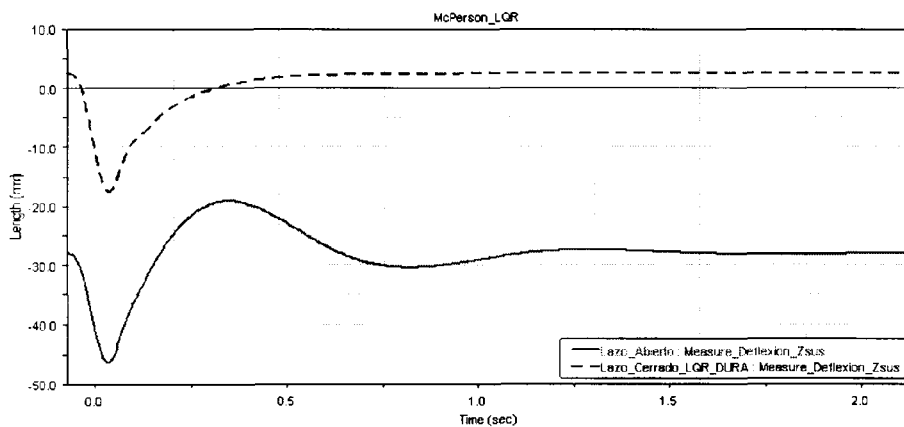


Figura C.14: Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.

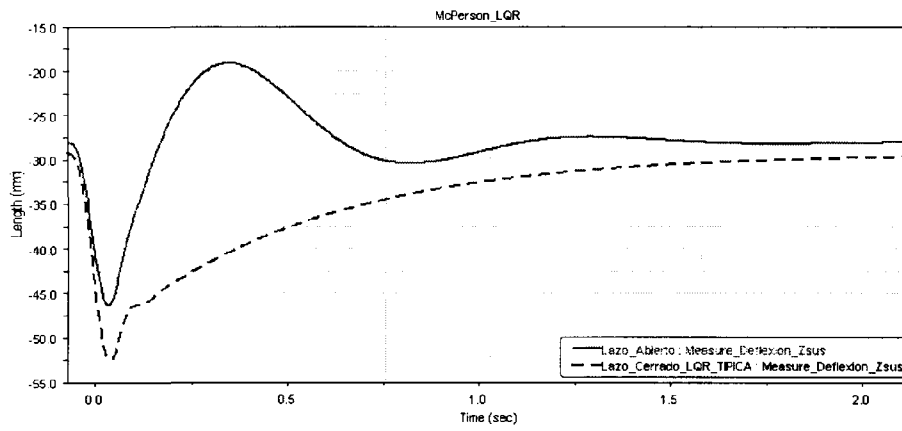


Figura C.15: Comparativo de la carrera de la suspensión aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión Mac Pherson.

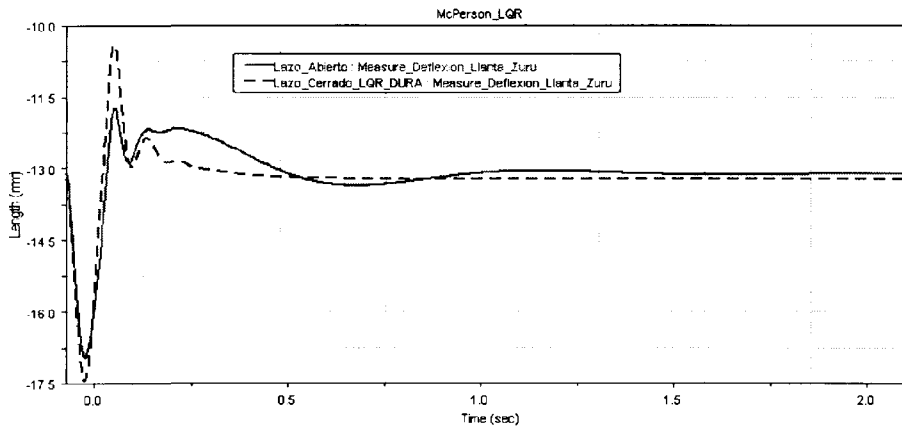


Figura C.16: Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión dura contra una pasiva, suspensión Mac Pherson

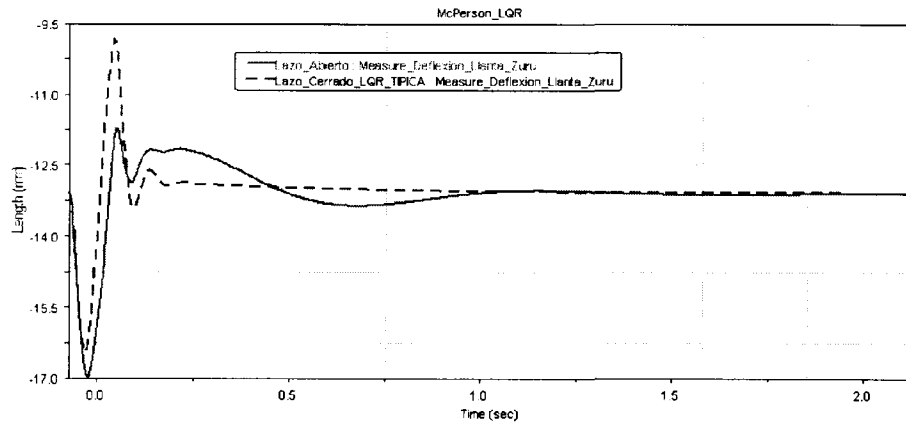


Figura C.17: Comparativo de la deformación de la llanta aplicando control LQ para una suspensión típica contra una pasiva, suspensión Mac Pherson

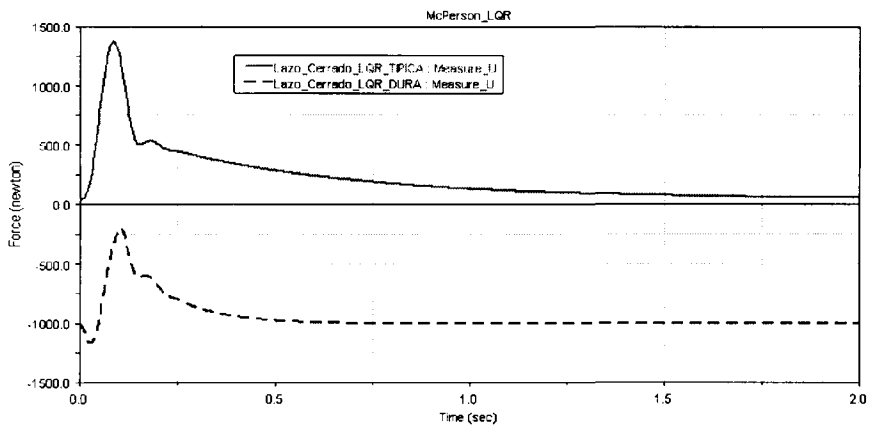


Figura C.18: Comparativo de la fuerza de control u aplicando control LQ para una suspensión activa dura contra una activa típica, suspensión Mac Pherson

Bibliografía

- [1] C. Kim, P I Ro and H Kim. Effect of the suspension structure on equivalent suspension parameters, IMechE 1999.
- [2] Thomas D. Gillespie. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc. 1992.
- [3] Undertandig ADAMS/Solver Modeling Concepts, pagina 19.
- [4] Using the ADAMS/View Function Builder paginas 612-615.
- [5] Getting Started Using ADAMS/Controls.
- [6] Using the ADAMS/View Controls Toolkit.
- [7] Aplications of optimal control to Advance Automotive Suspension Design.
- [8] O. Prado de R, R. Ramírez M. Control Lineal Cuadrático Para Suspensión Activa.
- [9] F Yu, J-W Zhang and D. A. Crolla. A Study of Kalman filter active vehicle suspension system using correlation of front and rear wheel road inputs., IMechE 2000.
- [10] Ángel H. Sotelo Gallardo, Filtrado activo de vibraciones para la mejora del confort en vehículos automotrices utilizando control LQ. 2000.
- [11] Jen Hsing Li and Tzuu-Hseng S. LA, Optimal Output Feedback Stabilization of Active Suspension Control Using Acceleration Measurement., IEEE 1995.
- [12] K. Yu, B S Song and J H Park, Observer-based control of vehicle semi-active suspensions., IMechE 1999.
- [13] R A Williams, Automotive active suspensions. Part I: Basic principles, IMechE 1997.
- [14] R A Williams, Automotive active suspensions. Part II: Practical considerations, IMechE 1997.

Centro de Información-Biblioteca



30002006243620