



ING. AUTOMOTRIZ

**Trabajo integración Curricular previa a la obtención
del título de Ingeniera en Mecánica en Automotriz.**

AUTOR:

Dylan Novoa, Andrés Betancourt

DIRECTOR:

ING. Miguel Granja

Estudio comparativo de un amortiguador delantero
McPherson de honda Civic repotenciado con presión para
competencias

QUITO – ECUADOR | 2022

CERTIFICACIÓN

Nosotros, Dylan Nicolay Novoa Pérez, Andres Ricardo Betancourt Aguirre, declaramos bajo juramento, que el trabajo descrito es de nuestra autoría; que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional y que se ha consultado la bibliografía de forma detallada.

Cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador, para que sea publicado y divulgado en internet, según lo establecido en la Ley de propiedad Intelectual, reglamento y leyes.

Dylan Novoa

Dylan Nicolay Novoa Pérez

Andres Betancourt

Andres Ricardo Betancourt Aguirre

Yo, Granja Paredes Miguel Estuardo, certifico que conozco a los autores del presente trabajo siendo el responsable exclusivo tanto de su originalidad y autenticidad, como de su contenido.



Granja Paredes Miguel Estuardo

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedico a mi familia en especial a mi padre y mi madre por todo su apoyo incondicional durante toda mi carrera a mis abuelos por todos sus consejos sin ellos no lo había podido lograr, mi hermano por su paciencia y apoyo durante todos estos años.

-Dylan Nicolay Novoa Pérez

DEDICATORIA

Quiero dedicar este artículo realizado especialmente a Dios quien me ha dado la vida y persistencia para terminarlo con dedicación el artículo realizado, a mis padres, a mi pareja quien fue una parte vital en el rumbo de mi estudio quien pese a momentos malos estuvo con paciencia en el apoyo del mismo, mi familia quienes han estado ahí constantemente en los momentos difíciles en los cuales he querido rendirme y han puesto su corazón para ayudarme a salir adelante, a mis catedráticos quienes han sido parte fundamental de mi pensum, a cada uno de los seres que han estado pendientes en cada avance de mi estudio en cada paso que he ido dando en mi vida, hoy dedico este artículo a todas aquellas personas que con esfuerzo al igual que yo han buscado la manera de terminar aunque con cargas sobre sus hombros lo están logrando.

- Andrés Betancourt

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, doy gracias a Dios por convertirme en un profesional en mi carrera, a mi familia entera por todo su apoyo durante todos estos años duros de carrera, desde hoy prometo ser un excelente profesional e hijo para ellos y poder servirles de la mejor manera

De manera especial quiero agradecer a mi director Ing. Miguel Granja de mi tesis, quien creyó en mí para realizar este proyecto, y a la Universidad Internacional del Ecuador, por haber impartido todos los conocimientos.

- Dylan Nicolay Novoa Pérez.

AGRADECIMIENTO

A Dios primeramente por la sabiduría brindada para poder realizar este artículo, asimismo a mi familia entera por cada apoyo brindado y con gratitud de corazón espero en su momento poder devolver todo lo que con el corazón han hecho por mí, a mis maestros quienes con dedicación prestaron su tiempo para ayudarnos a continuar en esta carrera y sobre todo para iniciar la vida profesional, por el apoyo ofrecido y transmitirnos todos sus conocimientos sin escatimar nada.

- Andrés Betancourt

ÍNDICE DE CONTENIDO

Certificación	III
Dedicatoria	IV
Agradecimiento	V
Artículo.....	7
Resumen.....	8
Introduccion.....	9
Marco teorico.....	13
Materiales y metodos.....	16
Resultados y discusion.....	19
Conclusiones.....	22
ANEXO.....	25
ANEXOS INTRODUCCION_(Articulos Indexados)	
ANEXOS FUNDAMENTACION_Teorica (Libros)	
ANEXOS MATERIALES Y METODOS (Normativas, materiales, entre otros)	
Anexo 7 NTE INEN 2207 (Primera revisión) Gestión ambiental.....	
71-72	
Anexo 8 NTE INEN 2204 Gestión ambiental.....	73-74
Metodologia aplicada.....	77
Materiales.....	81
Procedimientos para la Toma de Datos	83
Analisis de datos.....	92
Comparativa de resultados	98
Discusión	105
CONCLUSIONES.....	112

BIBLIOGRAFÍA114

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Banco De pruebas de amortiguador. Fuente:
[Autores]15

Figura 2. Banco de pruebas de amortiguador diagrama:
[Autores]15

Figura 3. Banco de pruebas repotenciado:
[Autores]17

Figura 4. Banco de pruebas repotenciado diagrama:
[Autores]17

ESTUDIO COMPARATIVO DE UN AMORTIGUADOR DELANTERO MCPHERSON DE HONDA CIVIC REPOTENCIADO CON PRESIÓN PARA COMPETENCIAS

Ing. Miguel Granja, Dylan. N. Nicolay.P, Andres. R .Betancourt .A

Ingeniería Automotriz -Universidad Internacional del Ecuador, mgranjape@uide.edu.ec

Ingeniería Automotriz -Universidad Internacional del Ecuador, dynovoape@uide.edu.ec

Ingeniería Automotriz -Universidad Internacional del Ecuador, anbetancourtag@uide.edu.ec

RESUMEN

El siguiente artículo tiene como fin realizar el estudio de un sistema de amortiguación delantera estándar de un vehículo Honda civic, el mismo que será puesto a prueba en el circuito internacional de yahuarcocha con el fin de comparar distintos márgenes de ganancia al ser mejorando los mismos amortiguadores con la principal función de lograr mayor estabilidad tanto dentro como fuera de una pista sin invertir grandes cantidades de dinero. **METODOLOGÍA:** Mediante el método experimental se analizó el comportamiento de la amortiguación estándar vs repotenciada utilizando varios materiales en la recarga de amortiguadores. **RESULTADOS Y DISCUSION;** Este análisis se lo realizó para detallar y conocer a profundidad el concepto de repotenciar un sistema de amortiguador , conocer los distintos cambios que se realiza en la suspensión original vs la repotenciada y su comparativa en algunos márgenes de resultados post pruebas : amplitud se logró una diferencia del 4,63 % , frecuencia una diferencia del 9,90% y rendimiento una diferencia 5,51 de ganancia en cuanto al original , test drives realizados en pista con distintos márgenes de ganancia en videos sustentables.

Palabras claves: suspensión, repotenciación, mejoramiento.

ABSTRACT

The purpose of the following article is to carry out the study of a standard front shock absorber system of a Honda civic vehicle, the same one that will be tested in the yahuarcocha international circuit in order to compare different profit margins by improving the same shock absorbers. with the main function of achieving greater stability both on and off the track without investing large amounts of money. **METHODOLOGY:** Through the experimental method we will analyze the behavior of standard vs repowered damping using various materials in the recharge of shock absorbers. **RESULTS AND DISCUSSION;** This analysis was carried out to detail and learn in depth the concept of repowering a shock absorber system, to know the different changes that are made in the original suspension vs. the repowered one and its comparison in some margins of post-test results: amplitude we achieved a difference of 4.63%, frequency a difference of 9.90% and performance a difference of 5.51 gain compared to the original, test drives carried out on the track with different profit margins in sustainable videos..

Keywords: suspension , repowering, improvement

1._ INTRODUCCIÓN

Este artículo tiene como fin realizar una comparativa entre distintos márgenes de ganancia que se logra con la recarga de amortiguadores utilizando los componentes correctos para realizar el trabajo al público que lo requiera, ya sea para el uso cotidiano o competencias a costos muy accesibles en el mercado , ya que una suspensión regulable supera muchas veces los costos a los que el público puede llegar a obtener.

Con esta investigación se busca ofrecer un servicio de calidad y eficiencia al repotenciar los mismos amortiguadores del automóvil haciendo que tenga una vida útil más prolongada acorde al desgaste que presente el mismo haciendo que genere de un 40-50% más de su rendimiento.

Este servicio consiste en cambiar las fuerzas que produce el amortiguador mediante el cambio de algunas piezas entre ellas los fluidos internos , válvulas y retenedores internos del mismo ,según el requerimiento del cliente se utilizara cierto grado viscosidad necesaria para el tipo de vehículo, ya sea para un uso específico como es el caso de nuestro vehículo Honda Civic que es para

competencias automovilísticas, el cual se necesita que en primer lugar sea una suspensión estable y segura en todas sus prestaciones para esto analizaremos distintas comportamientos en un banco de amortiguación para poder comprobar la dureza inicial del amortiguador y la repotenciada por nosotros .

Este artículo tiene como fin proporcionar a futuro el mismo servicio hacia nuestros post clientes , ya que esta amortiguación vendría a ser muy eficiente en cuanto a su economía , ya que se ofrece el servicio a costos muy accesibles al público será muy diferente a las demás ya que entre sus componentes tendrá aditivos especiales para su correcto llenado a ser realizado, las aleaciones en cuanto a material y temperatura se han tomado en cuenta estrictamente , ya que para ello dependerá el tipo de desarrollo en cuanto a la pista, curvas y desequilibrios que se puedan presentar en el comportamiento del auto y llegar a tener los resultados esperados en este estudio.

El modelo para desarrollarse en este estudio será utilizado en nuestras manos como prueba de una suspensión confiable y eficaz para el momento de realizar pruebas en

competencia, tenga las prestaciones que el piloto necesita tanto en absorción como en adherencia del vehículo para llegar a los resultados esperados.

Se lo va a realizar con componentes y aditivos de diferentes consistencias según el uso del vehículo para mejorar tanto la presión y dureza del amortiguador acorde a lo que el cliente requiera con el fin de cumplir con sus necesidades y expectativas. El proyecto tiene un punto a favor ya que los amortiguadores en los que se lo va a realizar son reutilizables ya que nos permite volver a darles una vida útil prolongado con esto garantizamos un margen reutilizable hacia el medio ambiente ya que no se desecharían como una pieza en mal estado.

Se lo va a desarrollar con el fin de ofrecer un margen reutilizable hacia el medio ambiente ya que realizaríamos el trabajo en la misma pieza sin dañar el ecosistema ya que los costos de un cambio de amortiguadores de alto performance tienden hacer muy sobrevaluados para el público que desea adquirirlas, proponemos mejorar los mismos amortiguadores sin gastar una alta inversión que en una suspensión regulable importada

obteniendo resultados similares a los de una suspensión Racing.

2._ MARCO TEORICO

Uno de los objetivos de la repotenciación de amortiguadores es proporcionar un mejor rendimiento en cuanto al desequilibrio y estabilidad en curvas que van de 90-100 grados, cuestión que un auto con suspensión estándar no se podría lograr con mayor facilidad , mediante la recarga de amortiguadores lograremos aumentar el performance y equilibrio de la suspensión del vehículo con el fin de obtener un comportamiento optimo a lo que se quiere llegar que es 80% mayor rigidez en curvas , para esto es muy importante llegar a tener unas llantas adecuadas al piso en donde haremos las distintas pruebas ya que nos permitiría tener mayor agarre hacia el asfalto brindándonos una mayor seguridad en conjunto con la suspensión mejorada haciendo que tengamos los resultados esperados.



Figura 1: Llantas de alto rendimiento maxxis

Fuente: Autores

El comportamiento de llantas de alto rendimiento en conjunto con la suspensión repotenciada es el mejor aliado para poder obtener los resultados que se buscan tanto en test drive como en competencias ya que presenta un 80% de mayor agarre en comparación a una llanta normal, ya que estas llantas cuentan con un labrado muy agresivo y su desgaste es mucho mayor al de una llanta ordinaria. (Novoa, suspensiones y amortiguadores, 2020)

Este tipo de neumáticos presentan un tipo de goma que lo que hace es brindar una mayor absorción entre el contacto hacia el asfalto teniendo así una suspensión mucho más estable y segura en el paso por curva.



Figura 2: Prueba de rendimiento con llantas maxis de alto desempeño

Fuente: Autores

El rendimiento obtenido a lo largo de algunas pruebas fueron un éxito el vehículo obtuvo un rendimiento muy por encima de sus competidores logrando así estar en los primeros lugares con una suspensión mucho más económica que otros vehículos, en las pruebas se pudo constatar mayor agarre en el asfalto, menor sobreviraje al entrar en curvas, mayor estabilidad de la parte delantera, la cola trasera aumento el agarre en curvas de más de 90 grados.

Aumentaremos el rendimiento y la vida útil del amortiguador bajo lubricantes y aditivos especiales para un correcto sellado del mismo.

Se mejorara el performance de la suspensión original mediante la recarga de amortiguadores con aditivos y sellantes

especiales, aumentando la consistencia de dureza y altura de la misma generando una mayor estabilidad.

Buscamos reducir los costos de mantenimiento de amortiguadores ofreciendo calidad y profesionalismo al público.

2.1 JUSTIFICACIÓN Y DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

Repotenciar amortiguadores es conveniente siempre y cuando las partes como válvulas internas – retenedores se encuentren en buen estado, y no es conveniente reparar cuando el vástago está roto o deteriorado es más factible por cuestiones de dinero y tiempo comprar unos amortiguadores nuevos de buena calidad. (motoresymas (s.f.)

Se debe tener en cuenta que los amortiguadores que se pueden repotenciar son tanto hidráulicos como de gas. Teniendo esto claro, repotenciar un amortiguador no es una tarea sencilla debido que se necesitan herramientas, dominio de ellas y práctica en dicha labor lo cual puede tardar algún tiempo adquirir.



Figura 3: Estructura de amortiguador y sus componentes

Fuente: <https://como-funciona.co>

2.2 Analizaremos los distintos comportamientos de la recarga del amortiguador en la ciudad

Uno de los de los factores más importantes a tener en cuenta es el estado en que se está desgastando el amortiguador a reparar o repotenciar, cuando los vástagos están muy marcados o presentan quemaduras (rayaduras), con irregularidades, es conveniente reemplazar los amortiguadores. (Novoa, 2022)

Otro aspecto importante para considerar es que tanto los amortiguadores sean hidráulicos o de gas, se los pueden arreglar o mejorar según el uso del automóvil.

El amortiguador en muchos casos puede contener aceite mineral o aceite sintético; Cuando se sentra en la competición es mejor utilizar un aceite sintético para tener mejores resultados en bote y rebote según la pista a setear la suspensión del automóvil. (Novoa, suspensiones y amortiguadores, 2020)

2.3 Analizaremos el desempeño obtenido en distintas pruebas realizadas en competencias dentro de nuestro país

Para comprender de mejor manera la función en la que trabajan los amortiguadores deportivos o Racing Para empezar este es el elemento de mayor importancia dentro de la suspensión del automóvil, ya que es el elemento que genera mayor rigidez y estabilidad en el momento del bote y rebote según el seteo de la pista a correr en el automóvil.

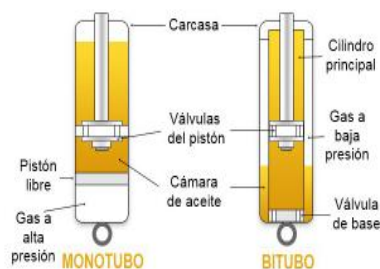


Figura 4: Cuerpo interno del amortiguador

Fuente: <https://como-funciona.co/>

Como podemos comprender todas las suspensiones de todo vehículo son la vía de Unión que permiten soportar el impacto de la transferencia de peso del vehículo y aplicar la potencia del motor al suelo haciéndolo confortable y seguro para sus ocupantes. Antiguamente se utilizaban amortiguadores bi tubo con aire, son los que conocen como amortiguadores hidráulicos. (AUTINGO, 2019)

3. MATERIALES Y METODO

3.1 Método deductivo

El presente estudio utiliza un método el método deductivo. Mediante el tipo de estudio exploratorio se definirá distintas variables de rendimiento acorde a los resultados. Para determinar dichas variables, se utilizará el método experimental donde se evaluará físicamente las variables a tomar en cuenta en la repotenciación. Finalmente, los resultados de la comparativa de nuestra repotenciación se analizarán en distintos porcentajes de mejora en donde se evidencie los resultados de nuestro estudio.



Figura 5: Honda Civic (1994)

Fuente: Autores

El vehículo Honda Civic fue utilizado en nuestra investigación, ya que cuenta con las prestaciones necesarias para usos de competencia, su amortiguación viene a ser una de las más seguras en autos japoneses ha demostrado tener un gran rendimiento tanto en bote como rebote, su aerodinámica permite que el auto este siempre pegado al asfalto lo que nos permite tener un buen balance para realizar los distintos test drive.



Figura 6: Amortiguador McPherson

Fuente: Autores

El tipo de amortiguador McPherson es un elemento original en el Honda Civic, ya que cuenta con un modelo de fácil manipulación para poder realizar la recarga, es utilizada hoy en día por varios vehículos modernos ya que nos ayuda a tener una mayor comodidad en carreteras que presentan irregularidades.

La principal ventaja de este tipo de suspensión es que las partes que comprenden el control de la llanta se combinan en un solo ensamble. (AUTINGO, 2019)

- Mayor espacio para motor
- Menor cantidad de soportes

Taladro: Utilizamos un taladro para poder perforar y drenar el líquido viejo del amortiguador.

Cautín: Utilizamos un cautín para el correcto sellado del fluido que va hacer ingresado en el amortiguador.

Estaño: Utilizamos estaño para el sellado del orificio donde los fluidos del amortiguador entorno al cautín.

Lubricante: El lubricante que utilizaremos es el elemento más importante, ya que nos permitirá tener el rendimiento al que

queremos llegar en el amortiguador utilizamos una nomenclatura 0w-5 – 0w-10

GRADO DE VISCOSIDAD SAE	VISCOSIDAD A BAJA TEMPERATURA (°C)		VISCOSIDAD EN ALTA TEMPERATURA (°C)		
	MAX ARRANQUE	MAX DE BOMBEO	CINEMATICA A A 100°C MIN	CINEMATICA A A 100°C MAX	ALTA TASA DE CORTE A 150°C D483 Y DS481
0W	6200 A -35	60000 ² -40	3.8	-	-
5W	6600 A -30	60000 A -35	3.8	-	-
10W	7000 A -25	60000 A -30 60000 ² -	4.1	-	-
15W	7000 A -20	25 60000 ² -	5.6	-	-
20W	9500 ² -15	15	5.6	-	-
20			5.6	<9.3	2.6

Tabla 1; Comportamiento de lubricantes a ciertas temperaturas de funcionamiento

Fuente:<https://noria.mx/lublearn/entendiend>

3.2 Banco de pruebas de amortiguadores:

El cual nos permite ver el rendimiento que tiene el amortiguador en cuanto al % de dureza que presenta el mismo. Este equipo nos permite tener un mejor enfoque en cuanto a la medición de la amortiguación de eje, al medir la amortiguación del eje se trata de valorar la eficacia en función, por una parte, de la amortiguación y la masa del vehículo y por otra, la constante del muelle.



Figura 7: Componentes desarmados de un amortiguador

Fuente:

<https://cabrasuspensiondevelopment.com/>

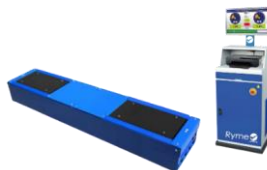


Figura 8; Banco de pruebas de amortiguador

Fuente:<https://www.ryme.com/producto/banco-de-suspension-universal-bsu/>

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Datos de entrada:

1. Desarmar los componentes y diagnosticar todas las piezas
2. Cambiar el aceite usado por un aceite nuevo sintético de alta calidad para uso Racing es 0w-10 .

3. Perforamos un orificio en el amortiguador e ingresamos el nuevo aceite de mayor viscosidad dependiendo el uso del vehículo.
4. Reemplazar o cambiar todas las piezas que presenten excesivo desgaste: orings, sellos de válvula.
5. Prueba en el banco de suspensión de amortiguadores para establecer la fuerza producida por el amortiguador. (Cabra, 2015)

Amplitud: Es una medida de la variación máxima del desplazamiento que cambia periódicamente en el tiempo

Ejemplo:

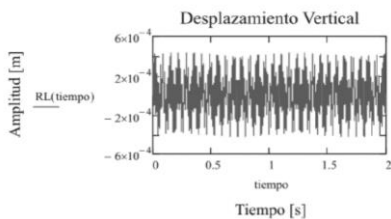


Figura 9: Gráfico de amplitud de vibración predominante en tiempo

Fuente: <https://ve.scielo.org/scielo.php>

Frecuencia: Es la medida de un número de veces que se repite un fenómeno por unidad de tiempo.

Formula:

$\omega_0^2 = k/m$ es la frecuencia propia o natural del sistema oscilante y $g = l/(2m)$ es la constante de amortiguamiento.

Coefficiente de Frecuencia

$$n = \frac{f_e}{f_o}$$

Rendimiento: Se define como el cociente entre el trabajo útil que realiza una maquina en un intervalo de tiempo determinado.

Ejemplo:

Cálculo de la Fuerza del Amortiguador

F = Fuerza a soportar por el amortiguador en kg.

P = Peso en kg

H = Altura en mm

B = Punto de anclaje del amortiguador en mm.

$$F = \frac{P \times H \times 0.6}{\beta}$$

En el caso del Honda Civic 1994, desarrollado para circuito deportivo, es indispensable conocer, qué peso tiene el vehículo por cada una de las ruedas, con el peso total de la gasolina y su piloto. En el caso estudio, el peso total del vehículo es de

1094 Kg, lo cual incluye el peso de los 6 galones de combustible.

4.2 RESULTADOS

PRUEBAS EN BANCO DE SUSPENSIÓN EJE DELANTERO	
Peso EJE (KG)	658,9
Peso lado Izq (KG)	302,8
Amplitud Izq (mm)	22,6
Diferencia (%)	8,14
Amplitud derecha (mm)	25,5
Peso lado Der (KG)	355,5
Frecuencia Izq (HZ)	8,37
Rendimiento Izq (%)	82,1
Diferencia (%)	1,25
Rendimiento Der (%)	82,5
Frecuencia Der (HZ)	9,57

Tabla 2: Pruebas en banco de amortiguación eje delantero (estándar)

Fuente: Autores

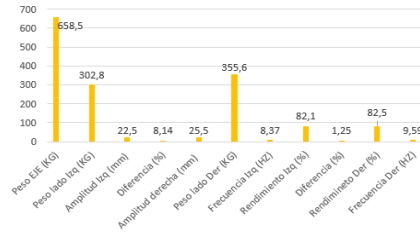


Tabla 3: Banco de pruebas estándar

Fuente: Autores

HONDA CIVIC REPOTENCIADO	
Peso EJE (KG)	674,5
Peso lado Izq. (KG)	355,8
Amplitud Izq. (mm)	17,6
Diferencia (%)	4,63
Amplitud derecha (mm)	20,4
Peso lado Der (KG)	355,6
Frecuencia Izq. (HZ)	9,8
Rendimiento Izq. (%)	89,7
Diferencia (%)	5,51
Rendimiento Der (%)	86,9
Frecuencia Der (HZ)	8,59

Tabla 4: Prueba de banco de amortiguación (Repotenciado)

Fuente: Autores

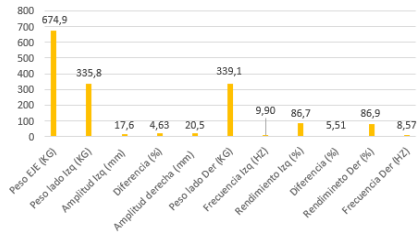


Tabla 5: Prueba de banco de amortiguación (repotenciado)

Fuente: Autores



Figura 10: Vehículo honda Civic (Repotenciado amortiguadores delanteros)

Fuente: Autores

4.3 Comparativa y discusión

Se puede constatar diversos márgenes de ganancia en los diversos puntos ya establecidos como son de: 22,5% - 20,5% en

cuanto a la amplitud en, frecuencia de 8,37% a 9,90%, y en rendimiento de 83,1% - 86,9%,

Teniendo así una diferencia de 8.14 – 4.63% en amplitud, en frecuencia 8.37-9.90% y en rendimiento de 1.25-5.51%

STANDAR	REPOTENCIADO
Amplitud 8.14	4.63
Frecuencia 8.37	9.90
Rendimiento 1.25	5.51

Tabla 6: Comparativa de % estándar – repotenciado

Fuente: Autores

CSD 1 via Honda EIG Ecuador
 CSD 160-36 cada 3 ciclos
 160 E.mor - 10,00 in/sec
 1 - 10,00 in/sec
 2 - 10,00 in/sec
 3 - 10,00 in/sec
 4 - 10,00 in/sec
 5 - 10,00 in/sec
 6 - 10,00 in/sec
 7 - 10,00 in/sec
 8 - 10,00 in/sec
 9 - 10,00 in/sec
 10 - 10,00 in/sec
 11 - 10,00 in/sec
 12 - 10,00 in/sec

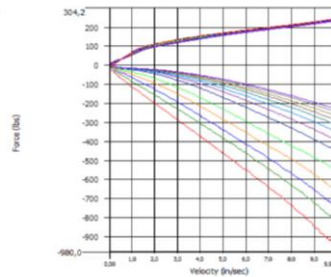


Tabla 7: Reporte de rendimiento amortiguadores (Repotenciados)

Fuente: Autores

4.4 Procedimiento de Reparación del amortiguador

Como primer paso es perforar con una broca 1/32 alrededor de unos 4 cm de la parte inferior del amortiguador.

1. Una vez tengamos el orificio hecho, se tira el aceite viejo y se llena un recipiente con el fluido nuevo.

2. Tras esto comprimimos el émbolo completamente (lo empujamos hasta su punto más bajo). Introducimos un recipiente con aceite y estiramos el émbolo de manera completa. Con esto se recarga el amortiguador puesto que por el agujero se puede introducir el líquido con la viscosidad necesaria según el uso del automóvil.

3. Tapa fuerte con el dedo el orificio para que el fluido no se salga de la cámara y procede a bajar el émbolo lentamente.

4. Por último, se suelda el agujero con electrodos con un amperaje bajo, con sumo cuidado, con soldadora eléctrica no con autógena, que esta calienta demasiado el metal.

(AUTINGO, 2019)

5._ CONCLUSIONES

- Mediante distintas pruebas en el sistema de amortiguación estándar vs repotenciado se puede constatar distintos cambios en los parámetros investigados como la obtención de: 22,5% - 20,5% en cuanto a la amplitud en, frecuencia de 8,37% a 9,90%, y en rendimiento de 83,1% - 86,9%, en el paso por curvas fueron mayor las prestaciones que el original superando todas las ya estipuladas en el automóvil.
- El rendimiento que se puede visualizar en este vehículo es realmente importante debido a la diferencia de en cuanto al rendimiento que fue de 1,25% en diferencia al repotenciado que fue de 5,51. Tuvimos un margen bastante amplio en cuanto a los resultados esperados en el vehículo.
- En el modelo realizado la estabilidad que presenta en comparación a suspensiones que oscilan entre los 1000\$, va muy a la par en cuanto al

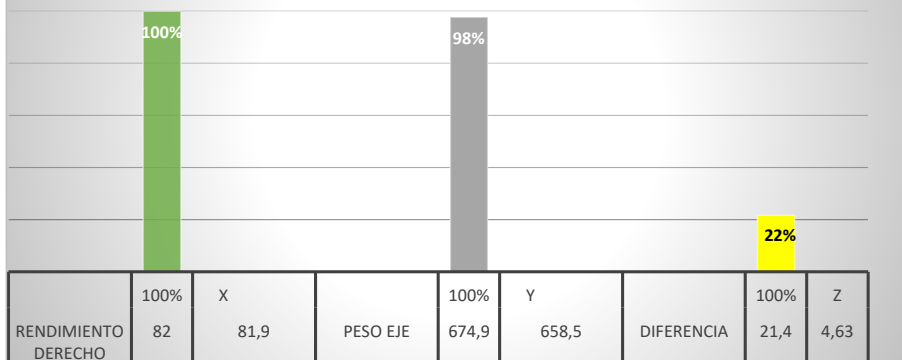
rendimiento que presenta, ya que se pudo constatar en varios test realizados en el Autódromo de Yahuarcocha en curvas muy pronunciadas en donde el auto se mantiene pegado al piso a más 100-110 km/h con una eficiencia dinámica de bote y rebote acorde a lo que podríamos brindar el servicio a vehículos convencionales según sus requerimientos.

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 23 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador	
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A	
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ	
	PLAN DE TESIS/ARTICULO	

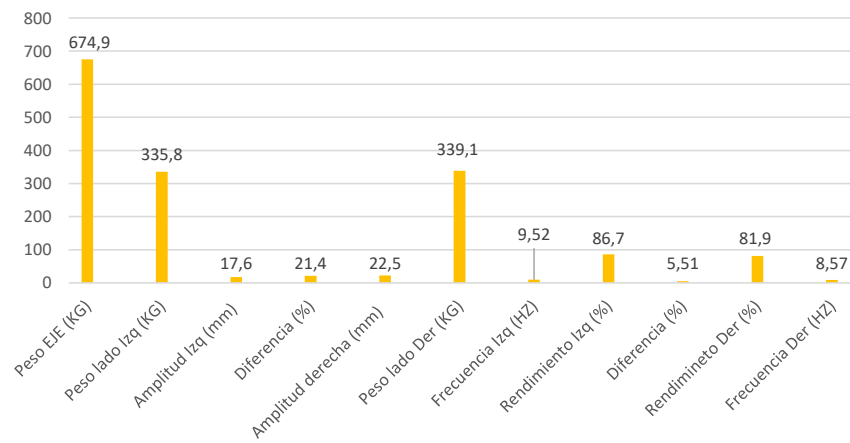
ANEXOS

RENDIMIENTO DERECHO			
	82	100%	100%
	81,9	X	
PESO EJE			
	674,9	100%	98%
	658,5	Y	
DIFERENCIA			
	21,4	100%	22%
	4,63	Z	

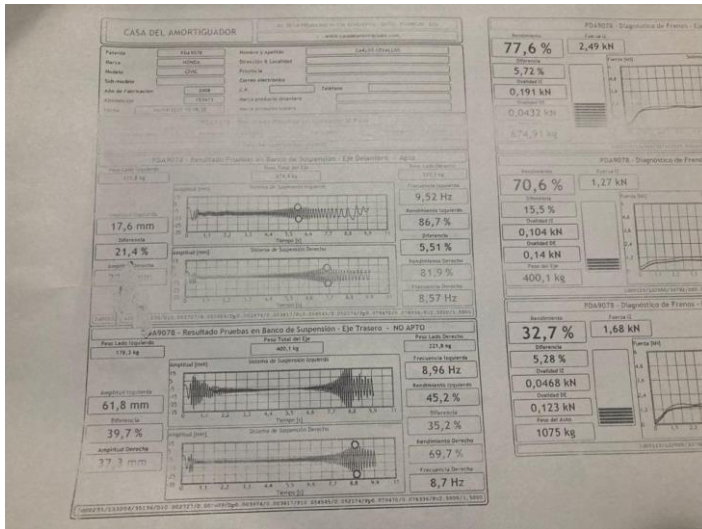
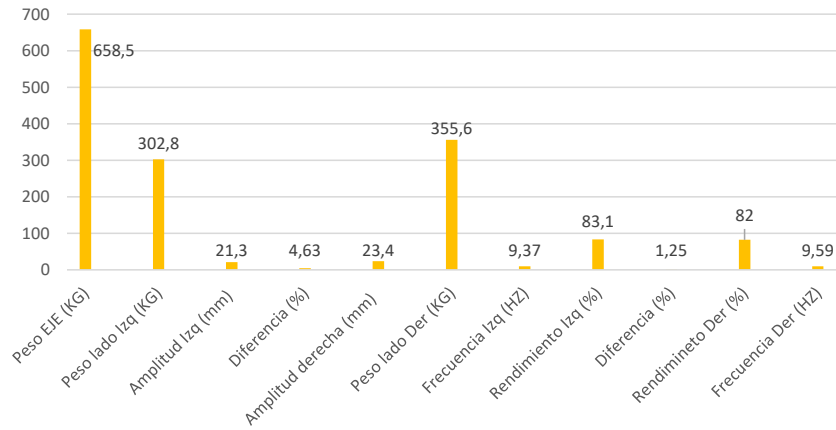
VARIANTES X,Y,Z

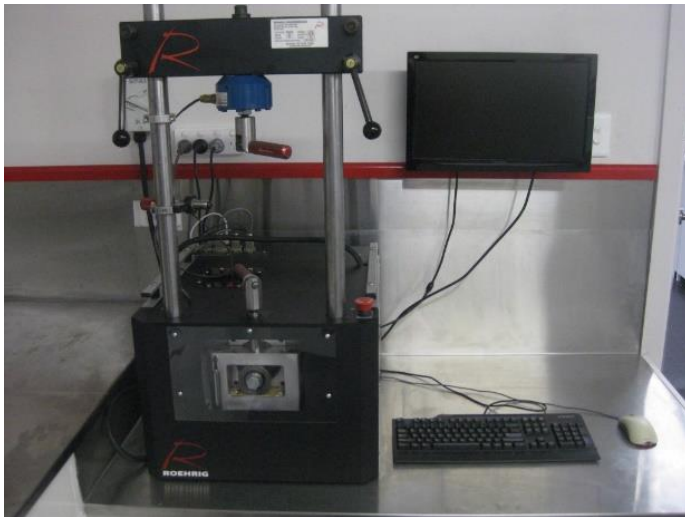
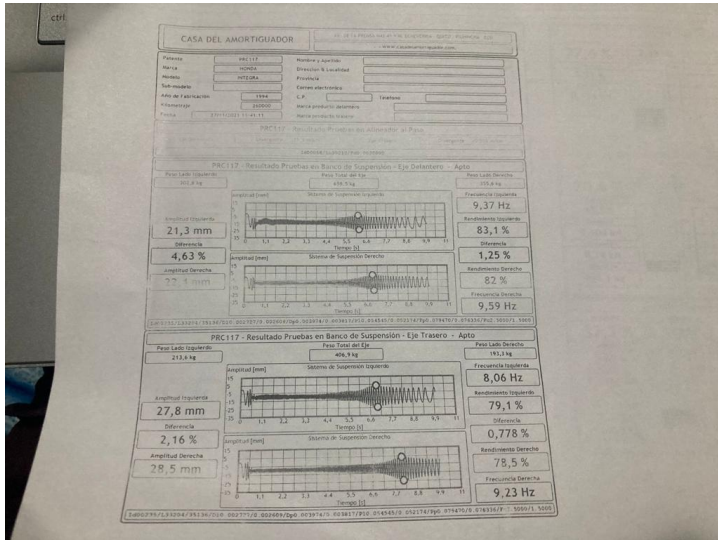


Prueba de Banco de Suspension



Repotenciación de Suspensión Delantera








1. BIBLIOGRAFIA PRELIMINAR



 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 28 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

1. AUTINGO. (10 de OCTUBRE de 2019). AUTINGO. Obtenido de AUTINGO:
<https://blog.autingo.es/2019/10/10/amortiguadores-como-funcionan-y-como-repararlos/#:~:text=Cada%20amortiguador%20cuenta%20con%20un,agujero%20se%20succiona%20el%20aceite.>
2. Cabra, J. (12 de 04 de 2015). Cabra suspensiones development. Obtenido de [https://www.tallerescidauto.com/aceites-lubricantes/](https://cabrasuspensiondevelopment.com/mantenimiento-de-amortiguadores/cidauto, t. (2018). talleres cidauto mecanica general. Obtenido de talleres cidauto mecanica general: <a href=)
3. Donaire, D. L. (s.f.). Actualidadmotor.com. Obtenido de Actualidadmotor.com: 2019
5. Aficionados a la mecánica (2013). Suspensión. Extraído el 15 de septiembre de 2015.
6. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension9.htm>
7. <https://www.penskeshocks.com/>
8. Alberdi Urbieto, J. Amortiguadores y suspensión. Manuales de automoción. Tecnun. 2012. Extraído el 16 de septiembre de 2015. Disponible en www.tecnun.es/automocion
9. Gabriel México. (2019). FUNCIONAMIENTO DEL AMORTIGUADOR. 21/04/2021, de Gabriel Sitio web: <http://www.gabriel.com.mx/asesoria-tecnica/funcionamiento-del-amortiguador/#:~:text=El%20funcionamiento%20del%20amortiguador%20se,las%20oscilaciones%20de%20la%20suspensi%C3%B3n.>
10. Christian-israel ruiz pérez. (2015). caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos. 21/04/2021, de universidad carlos iii de madrid escuela polit cnica superior sitio web: <https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle>

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 29 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

- /10016/7850/pfc-
%20caracterizacion_dinamica_com
portamiento_amortiguador_banco
_ensayos.pdf?sequence=1&isallow
ed=y
12. Alberdi Urbieta, J. Amortiguadores y suspensión. Manuales de automoción. Tecnun. 2012.
 13. Extraído el 16 de septiembre de 2015. Disponible en www.tecnun.es/automocion
 14. Amores León, JP. (2013). Diseño de un Vehículo de Competencia: Fórmula SAE. Tesis de grado
 15. la obtención del título de Ingeniero Mecánico. Universidad San francisco de Quito.
 16. Arellano Parada, C. Sistemas de suspensión y dirección del automóvil. Centro educativo
 17. salesianos Talca. Manual modulo A-5. 2011.
 18. <https://www.ohlins.com/born-in-racing/v>
 19. <https://www.bmwfaq.org/threads/consejos-roscadas-d2-racing-para-e36.994460/>
 20. <https://andreamhs.com/>
 21. <https://monlau-motorsport.com/v>
 23. <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/5288/1/T-UIDE-0405.pdf>
 24. <https://www.actualidadmotor.com/la-suspension-mcpherson/>


Comentado [U1]:

Marcas de amortiguadores; lo mejor y lo peor

Todas las personas que compran suspensiones quieren saber cuáles son las mejores marcas de amortiguadores. La triste verdad es que las marcas costosas son casi siempre las mejores. Lo barato sale caro, y hay muchas marcas que no merecen ser puestas en un carro de carreras. Ahora les voy a explicar cuáles son, en mi experiencia, las que deben buscar y cuáles deben evitar.

Amortiguadores Excelentes

Las mejores marcas son casi siempre las que utilizan en las series más reconocidas y ganan campeonatos. La siguiente lista no es completa y solo refleja con cuáles he tenido experiencia.

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 30 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ PLAN DE TESIS/ARTICULO



Penske: Son muy precisos y han ganado en casi todas las series en el mundo. Desde F1 hasta Nascar.

Moton: Utilizan un ajuste diferente que es muy preciso y muy consistente. Son muy durables. En turismos han ganado muchos campeonatos.

JRZ: Son muy similares a los Moton pero han comenzado a sacar tecnologías nuevas. Han ganado en muchas series.

Ohlins: Han sido los amortiguadores de referencia en CART, Indy, Rally Raid y han dominado, totalmente, en motos. Han introducido al mundo de amortiguadores las mejores tecnologías. Por ejemplo, su amortiguador para BTCC y WTCC es, simplemente, el mejor.

KW Competition: Esta es la sub-marca de KW para carros de carreras y tienen unos amortiguadores muy buenos. Son muy populares en Europa. Es importante no confundirlos con KW normal que no son adecuados para carros de carreras.

FOX: Son muy buenos para vehículos todo terreno pero toca escoger los de alta gama, ya que los básicos no tienen los ajustes necesarios.

Reiger: Son los mejores para vehículos de rally y todo terreno. Son increíblemente fuertes y resisten golpes que doblan chasis.

Amortiguadores Buenos

Las siguientes marcas son buenas y son adecuadas para la mayoría de usuarios.



Bilstein: Son muy consistentes pero sus ajustes no son muy precisos. Solo los que tienen vástagos motorsport son adecuados. Muchos carros de gama alta o deportivos vienen de fábrica con estos.

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
PÁG. 31 DE 129	PLAN DE TESIS/ARTICULO

POZZI: Son muy buenos y han comenzado a vender amortiguadores de buena gama a un costo razonable.

Fortune Auto: Es una nueva marca americana y han comenzado a sacar productos de bajo costo y buena calidad.

Koni: Son buenos y baratos y, además, dependiendo de la gama pueden ser muy buenos. El único problema son los repuestos, pues no se consiguen fácilmente. Se utilizan mucho en los Swift pero toca tener cuidado y evitar los bi-tubo.

KW: Son buenos pero un poco débiles. Toca tener cuidado con los bi-tubo, ya que tienden a volverse suaves después de que se calientan.

Amortiguadores Malos

Las siguientes marcas son malas y se deben evitar para cualquier tipo de vehículo, sin importar si es de calle o de competencia. Habrá muchos que adoran estas marcas, pero toca tener cuidado con sus colores bonitos y buena apariencia porque son de baja calidad y pueden llegar a ser peligrosos.




K Sport: Son amortiguadores baratos y su calidad deja mucho que desear. He tenido varios sets y los he probado en el dinamómetro de amortiguadores; solo un juego ha funcionado correctamente de seis en total. Vienen de fábrica con baja presión de aire, su ajuste no hace nada (de un click a 30 clicks es lo mismo) y no son iguales en cada lado (puede haber diferencias de 100 a 200 libras en unos delanteros, por ejemplo).

D2: Muy parecidos a K Sport. Son los más malos que he probado. Muy mala calidad, no sirve su ajustador, etc.

Megan: Problemas de ajuste y vástagos débiles.

TEIN: Su gama de bajo costo no es muy buena. Tienden a ser muy duros para nuestras pistas y su ajuste no es bueno. Solo comienzan a ser buenos cuando los precios pasan de 4000 usd, aproximadamente.

BC: Parecidos a K Sport. Se usan mucho en carro de calle pero no son precisos.

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
PÁG. 32 DE 129	PLAN DE TESIS/ARTICULO

La regla de oro con amortiguadores de carreras es la siguiente.

Excelentes: Mínimo 1500 usd por esquina. 6000 usd el juego completo.

Buenos: Mínimo 500 usd por esquina. 2000 usd el juego completo.

Malos: 200 usd por esquina. 800 usd el juego completo.

Mantenimiento de Amortiguadores

Con el tiempo todos los amortiguadores se desgastan o dejan de funcionar correctamente. La realidad es que internamente hay elementos como sellos, bujes, aceite, nitrógeno a presión y otros elementos que naturalmente se van desgastando.

Un amortiguador dañado siempre va a tener problemas, puede causar accidentes serios y volver al carro más lento. También las llantas duran menos y los bujes de las tijeras y otros elementos de la suspensión pueden sufrir innecesariamente.

Los intervalos de mantenimiento recomendados son los siguientes:

Amortiguadores de pista (autódromo o cuarto de milla) cada año

Amortiguadores de 4X4 de competencia o rally cada 6 meses


Amortiguadores de calle deportivos cada 2 años

El mantenimiento consiste en lo siguiente:

Desarmar, limpiar, e inspeccionar todas las piezas

Cambio de aceite por aceite nuevo sintético de alta calidad

Reemplazo de todas las piezas con desgaste

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
PÁG. 33 DE 129	PLAN DE TESIS/ARTICULO

Prueba en el dinamómetro de amortiguadores para establecer la fuerza producida por el amortiguador. Este último es opcional pero recomendado




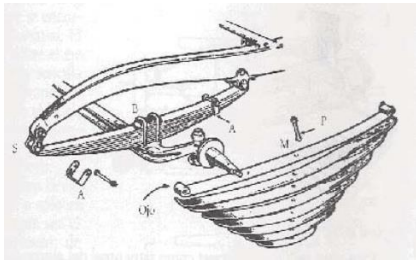
 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 34 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ PLAN DE TESIS/ARTICULO



Resortes de ballesta

Estos resortes de ballesta se forman con una serie de láminas las cuales se las denomina hojas, son de acero resistente y elástico. Como podemos observar en la figura se encuentra la ballesta con sus principales elementos denotados con letras.

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO



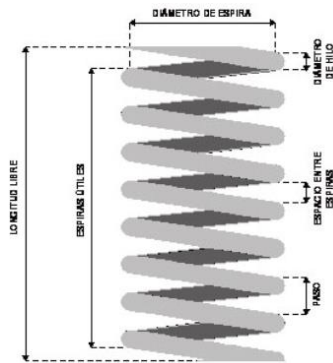
La primera hoja es la más larga es la hoja que se denomina maestra y su letra es la M, la cual termina en dos encorvaduras por las cuales y mediante casquillos de bronce se articula al chasis. Tenemos la segunda hoja puede ser de la misma longitud de la hoja maestra, pero las demás se van disminuyendo su tamaño y siendo más curvadas.

Las hojas son apretadas unas con otras por medio de un perno el cual se ha denominado P, y las mantiene alineadas por abrazaderas "A" de esta manera evitar que se abran en abanico. La ballesta es fijada dependiendo de su configuración va al eje o al bastidor por medio de bridas "B" ajustadas mediante tuercas, debido a la flexión de la ballesta varía su longitud, por ende, uno de sus extremos es articulado por medio de la llamada "gemela" o "biela de suspensión" "S" que debido a su oscilación permite el alargamiento de la ballesta.

Resortes helicoidales

Estos tipos de resortes como indica su nombre constan de un alambre enrollado en espiral el cual trabaja a torsión cuando se comprime su espiral en el sentido de su eje longitudinal. La forma más habitual para la forma de la sección transversal de dicho alambre es la circular a pesar de que hay hilos en sección elíptica o rectangular. De igual manera, el área de esta sección es constante o decreciente a lo largo de su longitud.

La rigidez de este tiene un carácter lineal y proporcional a la deflexión longitudinal del muelle, por lo cual cuenta con cierta constante de rigidez la cual dependerá del número de espiras con el que cuente, de igual manera de su diámetro y del material de cual este fabricado, a continuación, en la figura veremos sus características.

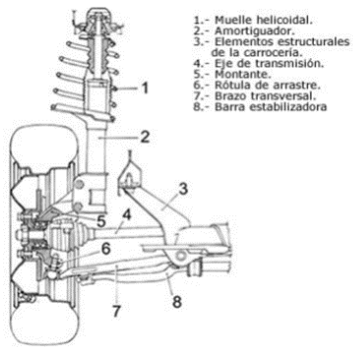


Los resortes helicoidales tienen una forma y ciertos requerimientos de desplazamiento los cuales hacen que sea apto para ser montado, su poder de absorción elástica de energía es idéntico en esencia al de la barra de torsión, pero cuenta con la ventaja de no perder la fricción en los cojinetes, por motivo que no los necesita, al poder ser únicamente apoyado sobre su asiento. Se considera uno de los sistemas mas ligeros, a la mitad de su masa se considera no suspendida. Por otro lado, dicho sistema es inútil para poder posicionar la rueda, no contiene una rigidez estructural suficiente para poder actuar como un miembro de la suspensión.

Suspensión para eje delantero: McPherson

Este tipo de suspensión es el más común hoy en día, diseñada por el ingeniero de Ford Earl S. McPherson, por el cual recibe su nombre. Esta geometría de suspensión fue creada uniendo el conjunto de amortiguador y muelle.

El muelle es montado rodeando al amortiguador que generalmente se sitúa concéntrico a este. Por la parte inferior se une la mangueta por medio de tornillos. La unión de la carrocería se realiza mediante una unión flexible y un cojinete axial que permite el giro del conjunto de la suspensión y rueda.

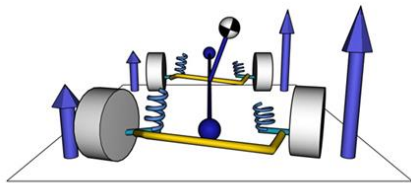


Este tipo de suspensión es bastante efectiva en vehículos de tracción delantera y habitual en vehículos pequeños o medianos.


Permite reducir las masas no suspendidas, por lo que las fuerzas que se generan son reducidas. Además, con esta suspensión se permite un ahorro de espacio. Por el contrario, se le achacan los siguientes inconvenientes:

- No son prácticas en vehículos con gran longitud y peso.
- Compromete en ocasiones la calidad de conducción.
- Las irregularidades de la carretera afectan directamente a la carrocería

Una de las desventajas de este tipo de suspensión, son las fuerzas que son aplicadas a las ruedas a la hora de frenar. Estas pueden flejar el amortiguador y ocasionar un accidente.



Copelas regulables

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 38 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ PLAN DE TESIS/ARTICULO

Las copelas, también llamadas corrientemente cazoletas o soportes de suspensión, son las piezas que van montadas en la parte superior de las suspensiones y sirven de elemento de unión solidario entre la suspensión y la torreta del chasis.

Las copelas rígidas se suelen suministrar de aluminio y su función es aportar mayor rigidez al conjunto.

Existen 3 tipos de copelas regulables:

Copelas regulables de cámber. – permiten la regulación de la caída hasta 1.5 o 2 grados en positivo o negativo, por medio de un mecanismo de corredera.

Copelas regulables excéntricas. – caracterizadas por tener rotulas esféricas excéntricas descentradas, y diversos agujeros roscados en la parte de la circunferencia exterior, lo que permite poder ir girando la posición de la copela en la torreta del chasis. Su desventaja es que no se puede ajustar el avance y la caída por separado. Cada posición implica una variación conjunta de ambos parámetros y es mucho más difícil de conseguir un ajuste preciso.

Copelas regulables 3D. – combinan 2 mecanismos para ajustar individualmente la caída y el ángulo de avance. Se emplean habitualmente en aplicaciones de competición, drift y otras disciplinas en las que el ángulo de avance cobre relevancia.




 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 39 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO



El camber, también llamado “caída”, del neumático, hace alusión al ángulo que adopta un neumático respecto al suelo al mirar de frente al coche. La inclinación, que este tiene respecto a la vertical del coche.

De este modo nos encontramos con 3 tipos de camber. Por un lado, la ausencia de inclinación, la alineación perfecta respecto a la vertical, que se traduce en un camber neutro. Por otro, las dos opciones de inclinación: el camber positivo y el camber negativo.

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 40 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO




Un camber negativo, implica que la parte inferior del neumático, la parte en contacto con el asfalto, se encuentra inclinada hacia el exterior, mientras que un camber positivo hace referencia a la disposición contraria, con la parte inferior del neumático, inclinada hacia el interior, hacía el eje central del coche.

Cómo incide una caída negativa o una caída positiva del neumático



El ángulo de inclinación del neumático se utiliza para optimizar la superficie de contacto en función de las necesidades, de ahí que su peso sea mayor en el mundo de la competición que en los coches de calle, aunque por supuesto, aquí, fuera de los circuitos, también tiene una gran relevancia, dado que su condición determina a fin de cuentas el comportamiento de nuestro coche.

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 41 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ PLAN DE TESIS/ARTICULO

De este modo, con un camber neutro, con un ángulo de caída de 0 grados en reposo, las ruedas cuentan con una mayor superficie de contacto, por tanto con mayor tracción, pero no en todas las condiciones, habitualmente, con esta configuración, sólo se consigue mantener esta mayor superficie de contacto en rectas.

En cambio, en curvas, con una conducción exigente, en competición, un camber negativo proporciona un extra de superficie de contacto, por tanto una mejor tracción, de ahí que en competición sea la norma encontrarnos con un camber negativo, es decir, con la parte inferior de la rueda alejada del centro del vehículo.



De la función a la estética y la última moda en el tuning japonés

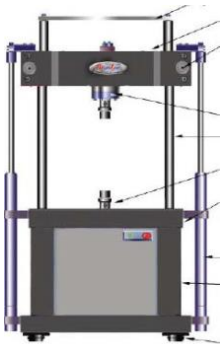
La inclinación de un neumático frente a una disposición de camber neutro hemos visto que tiene su origen en la necesidad, en la búsqueda, de una mayor capacidad de tracción, de una mayor superficie de contacto en situaciones extremas, para conseguir un mayor apoyo en zonas reviradas a un ritmo alto. Pero de esa función, especialmente en competición, no es raro encontrarnos también ejemplos de preparaciones que optan por un camber negativo muy marcado por una mera cuestión estética.

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 42 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO



También hemos hecho uso de equipos de protección para el análisis de los resortes en el automóvil en un taller automotriz, el uso de herramientas aptas para el desarrollo del estudio como llaves, tubos de torque, copas para las tuercas del neumático, una computadora, banco de ensayo y el vehículo.

El banco de ensayo utilizado para el estudio fue un banco de ensayo servo hidráulico, él se compone de maquinas de ensayo dotadas con uno o más actuadores servos hidráulicos que proporcionan una mayor fuerza que las electromecánicas. En general son muy versátiles, debido a que nos permiten realizar ensayos de fatiga y dinámicos con ciertas sollicitaciones en tracción, compresión y flexión.



 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
PÁG. 43 DE 129	PLAN DE TESIS/ARTICULO

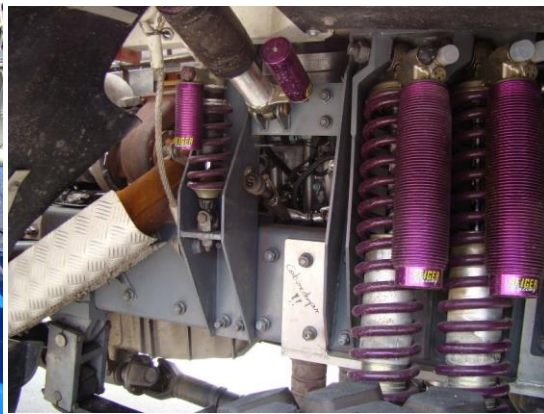
REIGER es uno de los fabricantes más prestigiosos de amortiguadores todo terreno del mundo. Esta firma holandesa pequeña pero muy efectiva en sus productos, se ha ganado una fama muy importante dentro del Dakar. Hoy es uno de los amortiguadores que equipa a la mayoría de los camiones que corren esta competencia de Rally Raid y es también el amortiguador de los camiones oficiales.

Estos amortiguadores regulables de aceite y gas mono tubos, son de 3 vías y poseen 4 válvulas. Equipos como Iveco, MAN, Kamaz e Hino, lo tienen como su amortiguador de serie para sus camiones T 4 de carreras. El amortiguador en un vehículo de competición, cumple una función mucho más importante de lo que se cree.



No solo debe cumplir con la capacidad de amortiguar, un buen amortiguador de competición debe soportar el aumento de temperatura, que en algunos casos y corriendo en pleno desierto con 60 grados centígrados, los amortiguadores superan los 250 grados centígrados de temperatura. Los amortiguadores de este fabricante tienen dos condiciones importantes, son livianos y poseen una alta capacidad de disipación de la temperatura que se obtiene por la energía que genera el amortiguador en su funcionamiento. Por lo que el aumento de temperatura licua el aceite y puede hacer perder eficacia al amortiguador. Igualmente este elemento parte del sistema de suspensión, sirve para mejorar la tracción y transmitir toda la potencia a las ruedas, más en estos camiones con potencias de entre 500 a 900 CV. También sirve para mejorar la estabilidad en línea recta, como a la hora de doblar y principalmente cuando se frena o acelera. El amortiguador es más importante de lo que se piensa y más en estos vehículos que pesan entre 7 a 10 TN, que circulan muchas veces a más de 100 Km/h por fuera de la carretera.

Los amortiguadores REIGER se han ganado la fama por su eficacia y resistencia en estos vehículos cuyo recorrido de la suspensión es muy grande, como consecuencia de su diseño para poder transitar cualquier tipo de terreno. Los camiones del Dakar en su mayoría utilizan doble amortiguador por rueda. Y pese a la resistencia de los mismos, muchas veces deben ser reemplazados en cada especial de la competencia, por el deterioro que tiene consecuencia de la solicitud a la que fueron sometidos. El constructor Holandés, es experto en este tipo de soluciones en suspensión y sus amortiguadores, que no solo son usados por los camiones de carrera, sino también por los vehículos de asistencia.



 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 45 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ PLAN DE TESIS/ARTICULO

BARATEC, es el área dedicada al diseño, desarrollo y fabricación de amortiguadores y partes especiales para vehículos de competición, Off Road, uso deportivo y aplicaciones industriales.


El proceso de fabricación y el cuidadoso ensamble de sus componentes hacen que el conjunto adquiera una excelente robustez estructural y confiabilidad pensada para que el amortiguador conserve todas sus prestaciones en condiciones extremas de uso, manteniendo el confort en manejo sobre cualquier tipo de superficie.

Son utilizados para aplicaciones especiales como el ámbito agropecuario, en minería, en la industria petrolera, para el tránsito sobre rutas y caminos en malas condiciones, o tan sólo por usuarios que deseen mejorar las prestaciones de su vehículo de serie.

Los amortiguadores BARATEC utilizan los espirales y elásticos originales del vehículo. Son de fácil colocación y no alteran la configuración del vehículo; por lo que no afectan la cobertura de garantía del fabricante del vehículo.

La línea OFF-ROAD está compuesta por amortiguadores monotubo presurizados con reservorio de nitrógeno independiente, adosado o remoto.



	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 46 DE 129	

Ventajas de la suspensión McPherson

La suspensión McPherson tiene muchas ventajas. La más importante es su simplicidad y bajo coste de fabricación. Pero es que además su aparición supuso la reducción de la masa suspendida del coche, una mejora en cuanto al apoyo de la rueda en el suelo y la reducción de volumen y peso del sistema.




La suspensión McPherson tiene otra particularidad comparada con otras suspensiones de la época. También actúa como eje de giro de la rueda cuando movemos la dirección del coche. Es decir, que la rueda pivota alrededor del eje vertical de la suspensión. Al menos según el diseño que tenía en sus formas iniciales.



Inconvenientes de la suspensión McPherson

Sin embargo, este tipo de suspensión también tiene algunas desventajas como por ejemplo, que debido a su diseño, la rueda no se puede mover de forma completamente vertical. Al estar sujeta mediante un brazo inferior y éste al coche mediante un eje, la suspensión modifica su ángulo vertical durante el movimiento. Para entenderlo, basta con saber que como dicho brazo está unido mediante un punto fijo, solo puede moverse describiendo un arco. Como la

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 47 DE 129	

suspensión está anclada al otro extremo del brazo, cambia su inclinación en función del punto del arco en el que esté.

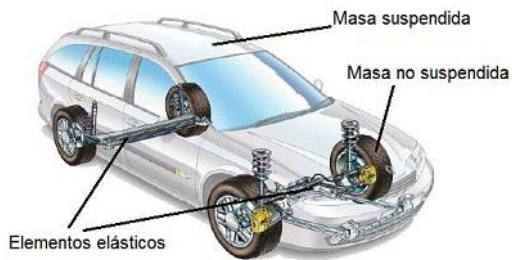


Partes básicas

- Conjunto del muelle helicoidal y el amortiguador: es el encargado de absorber las imperfecciones de la calzada y los baches. En concreto es el muelle el encargado de hacer esto, mientras que el amortiguador elimina el efecto rebote que tendría el muelle por sí solo. Va anclado al chasis por su parte superior, por lo que como en la mayoría de suspensiones hay que usar un compresor de resorte helicoidal para colocarlo.
- Mangueta: es donde se acopla el conjunto muelle helicoidal/amortiguador por su parte baja. A través de la mangueta pasa el eje de la rueda. Junto con el amortiguador, sería el lado vertical del triángulo que forma esta suspensión.
- El brazo inferior: va unido al bastidor por un lado y en la parte baja de la mangueta por el otro. En el triángulo que forman los elementos sería el lado inferior.

El conjunto de muelle y amortiguador tiene la copela superior e inferior para fijar uno a otro. Y en la barra inferior tiene una rótula y un casquillo para anclarla a la mangueta y al bastidor respectivamente. Además la barra estabilizadora ayudaba a mantener el conjunto en su sitio longitudinalmente, así que era un elemento importante para este tipo de suspensión.

Con el paso de los años, la suspensión McPherson ha sido perfeccionada hasta la suspensión que podemos ver hoy en día en la mayoría de los vehículos de clase media que nos encontramos en el mercado. En coches de gama premium se pueden encontrar otras como la de Paralelogramo deformable con resortes neumáticos.



El mantenimiento en suspensiones es indispensable, ya que sus fallas afectan a los amortiguadores y modifican los ángulos de suspensión, lo cual puede derivar en un accidente de gravedad, en el peor de los casos.

Para poder mantener estas piezas con idoneidad, se debe revisar este sector del automóvil luego de utilizarse por más de treinta mil kilómetros, ya que su tiempo de vida útil es cada cincuenta o sesenta mil kilómetros.



La suspensión es uno de los siete sistemas fundamentales del vehículo automotor, y tiene como cometido "absorber" las irregularidades del terreno sobre el que se desplaza, a la vez que mantiene las ruedas en contacto con el terreno, proporcionando a los pasajeros un adecuado nivel de confort y seguridad de marcha, protegiendo la carga y las piezas del automóvil ([Morello, Genta, Cavallino & Filtri, 2014](#)).

El vehículo automotor se ve sometido a factores que afectan su comportamiento, como son los cambios de velocidad del vehículo durante el proceso de frenado, la maniobrabilidad del piloto sobre la conducción, las condiciones topográficas, orográficas y climáticas de la región donde este trabaje. Las exigencias a las que se encuentre sometida la suspensión

 PÁG. 49 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

del automotor deben estudiarse a fondo, ya que de ella se desprende fundamentalmente todas las situaciones de comportamiento dinámico del vehículo.

El sistema de suspensión de un vehículo materializa la unión entre los conceptos de masa suspendida y masa no suspendida ([Mantilla, 2014](#)). La masa suspendida es aquella que integra todos los elementos cuyo peso es soportado por el bastidor del vehículo (grupo motriz, carrocería, pasajeros, etc.). Mientras que la masa no suspendida comprende los demás componentes no soportados por el bastidor (ruedas, elementos estructurales de la suspensión, amortiguadores, frenos, etc.).

En la actualidad, el sistema de suspensión de los vehículos debe cumplir con una serie de requerimientos en relación con las diferentes condiciones de funcionamiento, ya sea acelerar, frenar, girar o la combinación de estas condiciones respecto a las irregularidades del terreno; además, existen diferencias entre una suspensión para eje delantero y para eje trasero, variando los requerimientos de diseño ([Morello et al., 2014](#)). Por ello, existe una gran variedad de configuraciones en un sistema de suspensión. Los distintos tipos de suspensión pueden clasificarse en tres grandes categorías: independiente, semiindependiente y dependiente.

En esta investigación se trabajará una suspensión independiente de doble horquilla, la cual ofrece una mejor calidad de conducción y características de manejo, gracias al menor peso no suspendido y la capacidad de cada rueda para abordar la carretera sin estar sometida al comportamiento dinámico de la otra rueda existente sobre un mismo eje, como sucede con la suspensión dependiente ([Tanik & Parlaktas, 2015](#)). En la [figura 1](#) se muestra de forma esquemática las partes de una suspensión de doble horquilla.

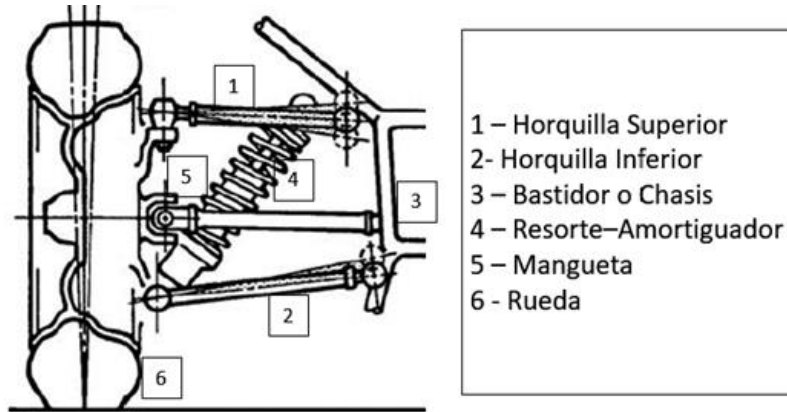


Figura 1

Suspensión de doble horquilla y sus componentes. Adaptada de Dixon (2009)

La función principal de los componentes flexibles en una suspensión es garantizar la adaptación a las irregularidades del terreno ([Buitrago, 2011](#)). Estos elementos garantizan el confort de la conducción almacenando la energía cinética generada por la carrera de la suspensión como energía elástica ([Morello et al., 2014](#)). Además, la posición de este elemento se diseña con el objetivo de que la fuerza máxima proveniente de un impacto se transfiera al resorte logrando proteger el bastidor ([Thakare, Antapurkar, Shah, Dhamangaonkar & Sapali, 2015](#)). El parámetro fundamental es el coeficiente de rigidez elástico, que se define como la relación entre la fuerza (o torque) que ejerce el componente elástico y su deformación lineal (o angular). Existen distintos tipos de soluciones aplicables al sistema de suspensión de un vehículo, entre ellos se encuentran los muelles de ballesta, helicoidal, de torsión, de goma y de gas, entre otros ([Morello et al., 2014](#)).

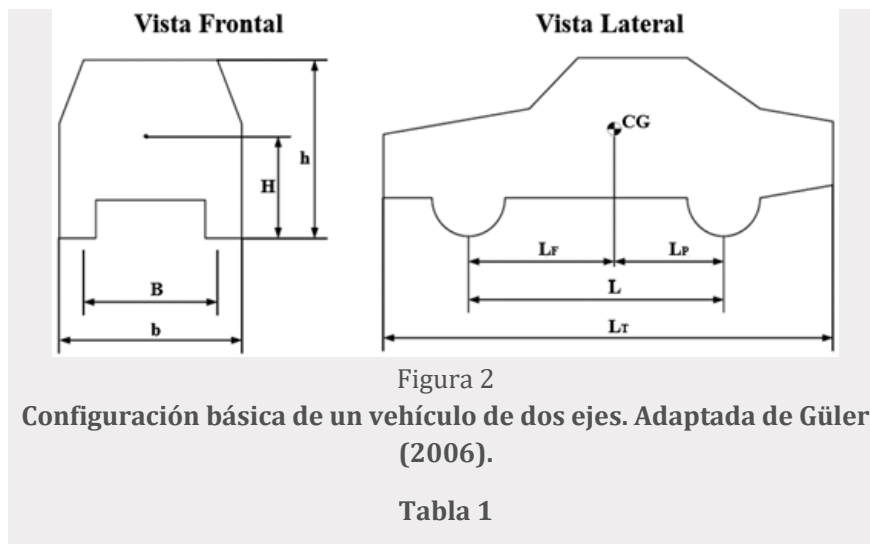
Por otro lado, los componentes de amortiguación tienen como función principal disipar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno. Quien materializa esta función, es el amortiguador, existen dos diferentes tipos de amortiguadores: por fricción sólida y los hidráulicos (fricción viscosa).


	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 51 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

Los amortiguadores por fricción sólida son muy poco usados en la actualidad gracias a la aparición de los amortiguadores hidráulicos, ya que estos ofrecen un mejor desempeño (Datte & Ross, 2016). El amortiguador más usado en la actualidad en los vehículos es el hidráulico con configuración telescópica. El parámetro fundamental que define a un amortiguador es el coeficiente de amortiguación. Este último varía de acuerdo con el tipo de vehículo debido a las condiciones de trabajo, se define como la relación entre la fuerza ejercida y la velocidad a la que se mueve el pistón del amortiguador.

Como componentes fundamentales se muestran los trapecios de suspensión, son los elementos que se encuentran anclados al bastidor o chasis del vehículo en la parte superior e inferior del sistema de suspensión por medio de cojinetes, lo que permite el movimiento de estos alrededor de un eje. En el otro extremo se ensambla la mangueta mediante rótulas que permiten el movimiento en tres direcciones (Sanz, 2015).

Todo vehículo tiene definidas unas dimensiones generales que establecen su configuración básica. En la figura 2 y con la ayuda de la tabla 1 se representan las dimensiones generales importantes para analizar un vehículo de dos ejes (Güler, 2006).



 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 52 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

Descripción de parámetros para la configuración básica del vehículo (Güler, 2006)

Parámetro	Descripción
b	Ancho del vehículo
B	Ancho de vía del eje delantero
h	Altura del vehículo
H	Altura del centro de gravedad del vehículo
LT	Largo del vehículo
L	Distancia entre ejes
LF	Distancia del eje frontal al centro de gravedad
LP	Distancia del eje posterior al centro de gravedad

Existen dos tipos de sistemas de coordenadas, como lo establece la ISO 8855 o la SAE (ISO 8855, 2011; Vega, Llanes-Cedeño & Molina, 2018). El común de las dos normas reside en que su origen se centra en el centro de gravedad del vehículo y se emplea un sistema de coordenadas cartesianas. En la figura 3 se representa el sistema coordinado y los giros asociados a cada eje para el análisis del comportamiento dinámico de un vehículo (Dixon, 2009).

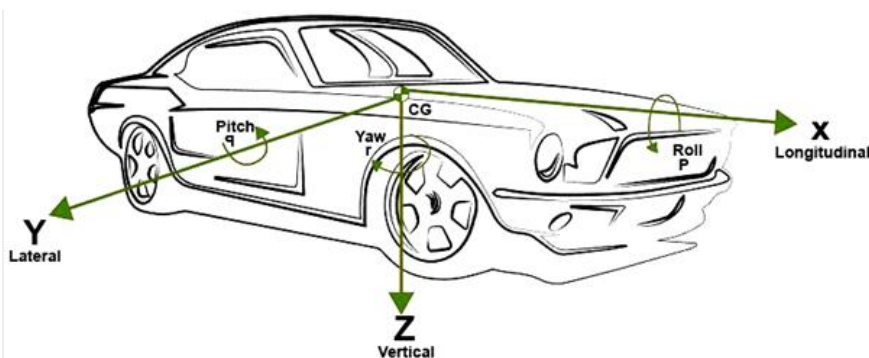


Figura 3

Sistema coordinado definido por la SAE y los ángulos de giro pitch, roll y yaw de un vehículo

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 53 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

Observando la suspensión desde la vista frontal del vehículo, y al prolongar las rectas que corresponden a los brazos de suspensión superior e inferior, existe un punto en el cual se intersecan, a este punto se le denomina el "centro instantáneo de rotación" (Dixon, 2009; Giovanni, 2012). El centro instantáneo de rotación de la suspensión es el punto sobre el cual girará la rueda y, por tanto, respecto a la posición espacial de este punto se realizará un cambio en el ángulo de caída (Camber) al desplazarse la rueda verticalmente. La representación geométrica de este punto se muestra en la figura 4. Además, es importante definir la ubicación del centro de balanceo (véase figura 4), el cual se encuentra realizando la unión desde el centro instantáneo de rotación al punto medio de contacto del neumático con el suelo; en el punto en el que se intersecan esta recta creada anteriormente con el eje vertical del vehículo se localiza el centro de balanceo (Blundell & Harty, 2014; Giovanni, 2012).

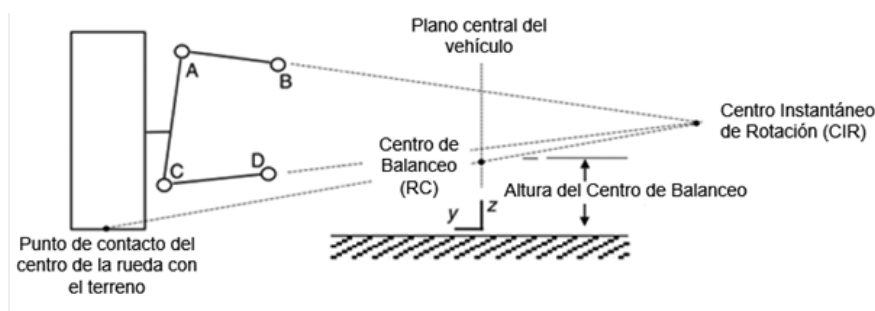



Figura 4

Diagrama que muestra la ubicación del centro instantáneo de rotación y del centro de balanceo. Adaptada de Blundell y Harty (2014)

Una medida de importancia es la distancia de este centro de balanceo al centro de gravedad del vehículo, el cual se denomina brazo de momento; esta distancia define el balanceo (roll) del vehículo. A mayor distancia, mayor balanceo, mientras que a menor distancia ocurre lo contrario (Giovanni, 2012).

El presente trabajo tiene como propósito realizar un estudio detallado sobre el comportamiento dinámico de un vehículo, mediante el desarrollo

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 54 DE 129	

de modelos teóricos y de simulación, los cuales son contrastados con resultados experimentales obtenidos con la ayuda de un banco de pruebas especialmente desarrollado para la presente investigación. La obtención de modelos matemáticos validados para una suspensión de doble horquilla es de gran importancia para una mejor comprensión del comportamiento en operación de una suspensión y el diseño de nuevas configuraciones o modificaciones sobre geometrías ya existentes en los sistemas de suspensión de los automóviles. Además, pueden realizarse predicciones y comprobaciones a un costo razonable sobre el comportamiento del vehículo respecto a ciertas condiciones dadas.

Materiales y métodos

PLANTEAMIENTO DEL MODELO DINÁMICO PARA LA SUSPENSIÓN

El modelo teórico del fenómeno se plantea con % de vehículo, para ello se han considerado modelos previos desarrollados por [Rojas y Arzola \(2013\)](#), [Thacker \(2015\)](#) y por [Yu, Evangelou y Dini \(2017\)](#); ya que cada configuración de suspensión tiene sus propios pros y contras cuando se trata de ganancias de inclinación respecto al centro de balanceo e inclinación debido al movimiento vertical de la rueda (*bump* y *rebound*) ([Schommer, Soliman, Farias & Martins, 2015](#)). Este modelo teórico puede desarrollarse para cualquier tipo de configuración geométrica de una suspensión de doble horquilla; esto contempla, por ejemplo, suspensiones con brazos paralelos e iguales, paralelos y con la misma inclinación, paralelos no iguales, y brazos convergentes o divergentes con longitudes de brazos diferentes. En la [figura 5](#) se muestran los parámetros geométricos de la configuración de la suspensión de doble horquilla, mientras que las variables asociadas a los esquemas mostrados anteriormente se encuentran descritas en la [tabla 2](#).

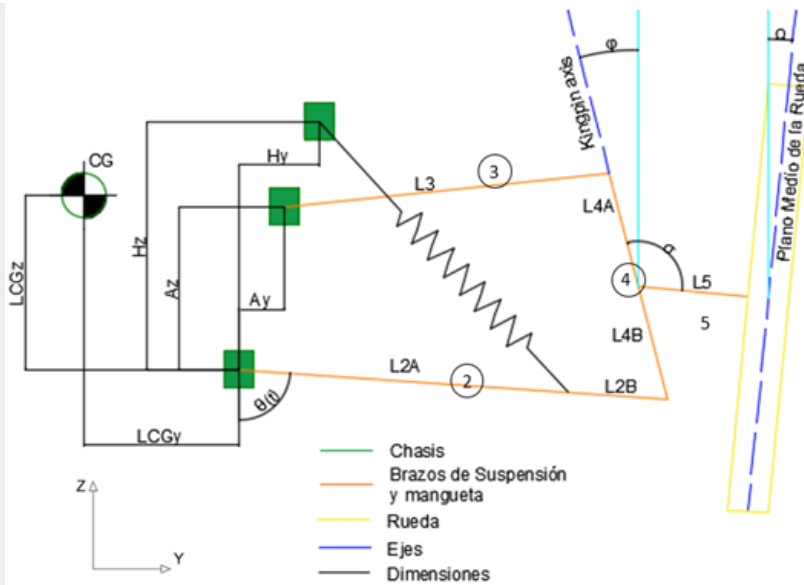


Figura 5

Parámetros geométricos de una suspensión de doble horquilla

Tabla 2

Definición de los parámetros necesarios para el modelo matemático

Parámetro	Descripción
m_s	Masa suspendida [kg]
m_{ns}	Masa no suspendida [kg]
LCGy	Distancia horizontal del CG al punto de articulación del brazo inferior [m]
LCGz	Distancia vertical del CG al punto de articulación del brazo inferior [m]
A_y	Distancia horizontal de la articulación del brazo inferior a la articulación del brazo superior [m]
A_z	Distancia vertical de la articulación del brazo inferior a la articulación del brazo superior [m]
H_y	Distancia horizontal de la articulación del brazo inferior a la articulación del conjunto resorte-amortiguador [m]
H_z	Distancia vertical de la articulación del brazo inferior a la articulación del conjunto resorte-amortiguador [m]
L2A	Distancia de la articulación del brazo inferior a la articulación del conjunto resorte-amortiguador sobre este mismo brazo [m]
L2B	Distancia entre la articulación del conjunto resorte-amortiguador sobre el brazo inferior hacia la mangueta [m]
L3	Distancia entre la articulación del brazo superior hasta la mangueta [m]
L4A	Distancia de la articulación superior de la mangueta hacia el eje de la rueda [m]
L4B	Distancia de la articulación inferior de la mangueta hacia el eje de la rueda [m]
L5	Medida del eje de la rueda [m]
σ	Ángulo entre la mangueta y el eje de la rueda [deg]
Ω	Ángulo Camber [deg]
$\theta(t)$	Inclinación del brazo inferior [deg]
φ	Ángulo Kingpin [deg]
k	Constante elástica del resorte [N/m]
C	Constante de amortiguación [Ns/m]
K_{rueda}	Constante elástica de la rueda [N/m]
C_{rueda}	Constante de amortiguación de la rueda [Ns/m]
$FP(t)$	Fuerza sobre la rueda (fuerza de entrada) [N]
ω_i	Velocidad angular del componente i [rad/s]
α_i	Aceleración angular del componente i [rad / s ²]
r_i	Vector de posición del par i al par j [m]
V_i	Velocidad lineal del par i [m/s]
a_i	Aceleración lineal del par i [m / s ²]
F_j	Fuerza del componente j ejercida sobre el componente i [N]
I_G	Momento de inercia de masa respecto al centro de gravedad [N]
m_i	Masa del componente i [kg]

Para describir la cinemática y la cinética del comportamiento de la suspensión es necesario encontrar las funciones que describen el movimiento de las juntas del mecanismo, así como las posiciones de los centros de masa de cada uno de los eslabones que componen el mecanismo. Para ello, se modela el comportamiento del mecanismo de cuatro barras usando mecánica vectorial para un movimiento plano. Esto debido a que los fenómenos más importantes ocurridos sobre una suspensión de doble horquilla se dan sobre el plano, además de que este estudio permite observar el comportamiento de parámetros como centro de balanceo, centros instantáneos de rotación, ángulo de caída, entre otros.

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 57 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

Como parte del análisis dinámico es importante definir la posición, velocidad y aceleración de los centros de masa de cada uno de los eslabones. En la [figura 6](#) se muestra el esquema general de cualquier eslabón del mecanismo. El centro de masa se ubica respecto a un sistema de referencia prima anclado al eslabón bajo estudio, luego se realiza la transformación de coordenadas para hallar la posición del centro de masa respecto al sistema de referencia global de la suspensión. El procedimiento se repite para cada uno de los eslabones de la suspensión mediante un análisis trigonométrico. Luego, con la primera y segunda derivada de las funciones obtenidas se hallan las funciones de velocidad y aceleración, respectivamente.

La matriz de análisis de las velocidades angulares para la suspensión queda expresada así:

$$\begin{bmatrix}
 r_{AB_z} & -r_{D/B_z} & 0 & 0 \\
 -r_{AB_y} & r_{D/B_y} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & r_{HE_z} & \frac{1}{|r_{EH}|} (r_{EH_y}) \\
 0 & 0 & -r_{HE_y} & \frac{1}{|r_{EH}|} (r_{EH_z})
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \omega_3 \\
 \omega_4 \\
 \omega_5 \\
 v_{E_5/E_6}
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 \omega_2 r_{CD_z} \\
 -\omega_2 r_{CD_y} \\
 -V_{E_y} \\
 -V_{E_z}
 \end{bmatrix} \quad (1)$$

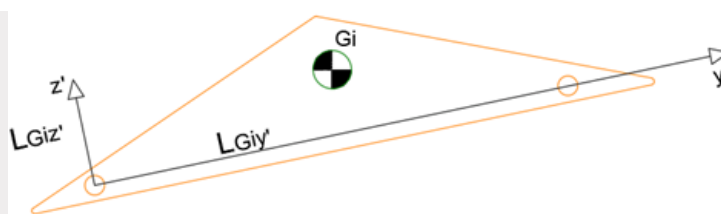


Figura 6
Centro de masa de un eslabón i sobre los ejes y - Z

Luego, mediante el análisis de las aceleraciones se obtiene la matriz de solución para las aceleraciones angulares de los eslabones que conforman el mecanismo de la suspensión:

$$\begin{bmatrix} r_{AB_z} & -r_{D/B_z} & 0 & 0 \\ -r_{AB_y} & r_{D/B_y} & 0 & 0 \\ & & r_{HE_x} & \frac{r_{EH_y}}{r_{EH}} \\ -r_{CE_z} & 0 & & \frac{r_{EH_z}}{r_{EH}} \\ r_{CE_y} & 0 & -r_{HE_y} & \frac{r_{EH_z}}{r_{EH}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_3 \\ \alpha_4 \\ \alpha_5 \\ \alpha_{E_5/E_6}^d \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$= \begin{bmatrix} -\omega \frac{2}{3} r_{AB_y} + \omega \frac{2}{2} r_{CD_y} + \alpha 2 r_{CD_z} + \omega 4 r_{D/B_y} \\ -\omega \frac{2}{3} r_{AB_z} + \omega \frac{2}{2} r_{CD_z} - \alpha 2 r_{CD_y} + \omega 4 r_{D/B_z} \\ -\omega 5 \frac{I_{s_z}}{E_{s_z}} + \omega 3 \frac{I_{E_z}}{E_z} + 2\omega 5 \frac{I_{E_5/E_6}}{E_{6_z}} \\ \omega 5 \frac{I_{s_y}}{E_{s_y}} + \omega 3 \frac{I_{E_y}}{E_y} + 2\omega 5 \frac{I_{E_5/E_6}}{E_{6_y}} \end{bmatrix}$$

El análisis de fuerzas en los pares cinemáticos se realiza basado en [Norton \(2013\)](#). El método de solución es el newtoniano y se aplican las leyes de movimiento para un mecanismo plano mediante las expresiones:

$$\sum \mathbf{F} = m\mathbf{a} \quad (3)$$

$$\sum \mathbf{M} = I_G \vec{\alpha} \quad (4)$$

Es necesario hacer el diagrama de cuerpo libre para cada uno de los eslabones del mecanismo. Las masas y los momentos de inercia principales de cada componente son determinados mediante el software CAD, considerando la geometría detallada y la densidad del material del que están contruidos. En la [figura 7](#) se muestra el análisis, la notación F_{ij} usada refiere a la fuerza ejercida del cuerpo i sobre el cuerpo j .

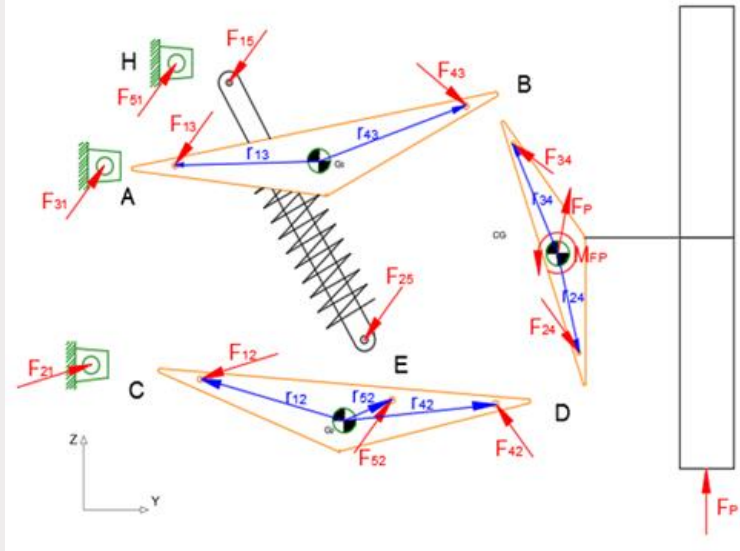


Figura 7

Diagrama de cuerpo libre de cada componente de la suspensión

Desarrollando para cada componente (3) y (4) de acuerdo con el diagrama de cuerpo libre de la [figura 7](#), se obtiene la matriz de solución de la cinética de la suspensión:

$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -r_{13z} & r_{13y} & -r_{43z} & r_{43y} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & r_{24z} & -r_{24y} & 0 & 0 & r_{34z} & -r_{34y} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 F_{12y} \\
 F_{12z} \\
 F_{42y} \\
 F_{42z} \\
 F_{13y} \\
 F_{13z} \\
 F_{43y} \\
 F_{43z} \\
 F_{15y} \\
 F_{15z}
 \end{bmatrix}
 \tag{5}$$

$$= \begin{bmatrix}
 m_2 \alpha_2 - F_{52y} \\
 m_2 \alpha_2 - F_{52z} \\
 m_3 \alpha_3 \\
 m_3 \alpha_3 \\
 \alpha_3 \\
 m_4 \alpha_4 - F_{54y} \\
 m_4 \alpha_4 - F_{54z} \\
 \alpha_4 - r_{43z} F_{43y} + r_{43y} F_{43z} \\
 m_5 \alpha_5 - F_{52y} \\
 m_5 \alpha_5 - F_{52z}
 \end{bmatrix}$$

Se encuentra a continuación la ubicación del centro instantáneo de rotación. La solución se obtiene aislando y analizando el triángulo CIR-B-D de acuerdo con la [figura 8](#). Además, otro asunto de interés es la determinación del centro de balanceo, el cual se obtiene aislando y analizando el triángulo formado por los puntos CIRz-CIRy-P.

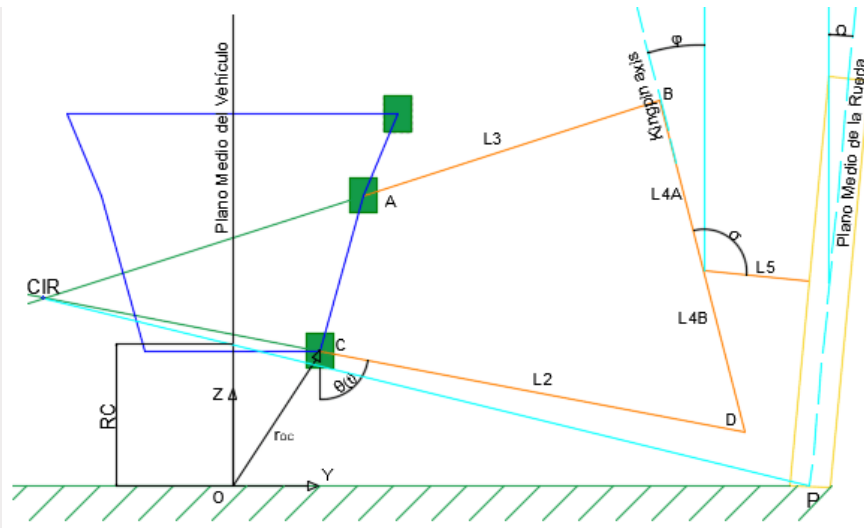


Figura 8

Análisis para determinar el centro instantáneo de rotación (CIR) y el centro de balanceo (RC)

La posición del centro instantáneo de rotación (CIR) sobre el sistema coordenado Y-Z puede hallarse por medio de:

$$CIR_Y = b \cos(\theta_2) - (r_{OC_Y} + L_2 \cos(\theta_2)) \quad (6)$$

$$CIR_Z = (b \sin(\theta_2) - L_2 \sin(\theta_2)) + r_{OC_Z} \quad (7)$$

Donde b es la longitud de la línea que unen los puntos CIR y P; θ_2 es el ángulo formado entre la línea horizontal y b ; r_{OC_Y} y r_{OC_Z} son las componentes del vector que define el punto material C dentro del sistema de coordenadas global; L_2 es la longitud del brazo inferior de suspensión y CIR_Y y CIR_Z son las componentes del vector que define el centro instantáneo de rotación dentro del sistema de coordenadas global.

Por otro lado, la ubicación del centro de balanceo (RC) respecto al sistema coordenado Y-Z se encuentra como:

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 62 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

$$RC = \frac{P_y + r_{oc_y}}{CIR_y + P_y + r_{oc_y}} \quad (8)$$


Donde P_y es la posición horizontal (sobre el eje Y) desde el punto C (articulación del brazo inferior en el chasis) al punto P (punto medio de contacto de la rueda con el terreno).

La programación del modelo teórico se basa en las ecuaciones desarrolladas (1-8), las cuales son implementadas y resueltas con el software Matlab. En la [figura 9](#) se muestra un diagrama de bloques con el flujo de información que utiliza el programa desarrollado, para alcanzar resultados tabulados y gráficas de comportamiento de la suspensión objeto de estudio.

DESARROLLO DE UN BANCO DE PRUEBAS DE UNA SUSPENSIÓN

Con el propósito de obtener información experimental sobre las variables cinemáticas y dinámicas de una suspensión se diseña y construye un banco de ensayos. Este banco permite la ejecución de pruebas con distintas configuraciones de suspensiones independientes de tipo doble horquilla. Se pueden lograr varias configuraciones variando, por ejemplo, su geometría (dimensiones de los brazos de la suspensión y de la mangueta), dando como resultado el cambio del comportamiento dinámico de la suspensión. Para el presente estudio se emplean brazos de suspensión, inferior y superior, iguales y paralelos, pero el banco podría ensayarse con otras configuraciones. Además, es posible probar numerosas combinaciones del conjunto resorte-amortiguador, intercambiando este subsistema, así como los puntos de fijación en la suspensión.

Para cada tipo de terreno o distintas circunstancias de funcionamiento del sistema de suspensión del vehículo, se tienen diferentes amplitudes y frecuencias de oscilación. Además de ello, según [Luna y Vallejo \(2017\)](#), los valores generales de amplitud de oscilación de una suspensión de vehículo se encuentran en torno a los 110 mm y recomienda para los ensayos controlados una frecuencia máxima de 20 Hz.

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 63 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

En la [figura 10](#) se muestra la vista lateral de la instalación experimental, junto con un diagrama que aclara los puntos de medición y la conexión al sistema de adquisición de datos. El banco de pruebas cuenta con la posibilidad de manejar dos factores experimentales independientes: amplitud del recorrido y la frecuencia de la oscilación. El primero de ellos puede ajustarse en un rango de 0 - 127 mm y el segundo en un rango de 0 - 10 Hz, respectivamente. Sin embargo, este rango de frecuencias que se reporta es general, descrito por varios autores para una amplia gama de suspensiones y vehículos. En la presente investigación se decidió experimentar con los dos niveles de frecuencia que se muestran en la [tabla 3](#), fundamentalmente para comprobar la resolución de la instrumentación implementada en la instalación experimental; si es capaz de encontrar diferencias en el funcionamiento, para valores relativamente cercanos de frecuencias de aplicación de carga, lo hará también para frecuencias aplicadas más alejadas entre sí. Las frecuencias utilizadas serían propias de un vehículo desplazándose por un terreno ondulado o baja/moderada velocidad. La magnitud de la fuerza aplicada en función del tiempo que se utiliza para validar el modelo teórico (véase [figura 13](#)) responde a las fuerzas que el banco experimental es capaz de soportar con seguridad. Igual que en el caso de la frecuencia, esta función de fuerza aplicada es consistente con las cargas que experimentaría una suspensión de vehículo monoplaza ligero.

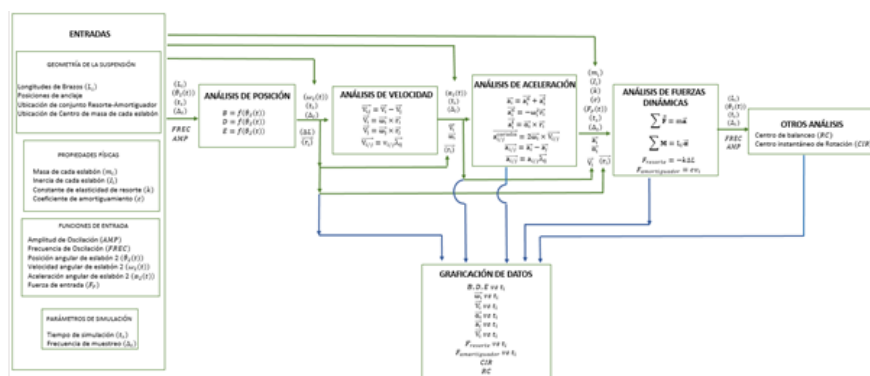
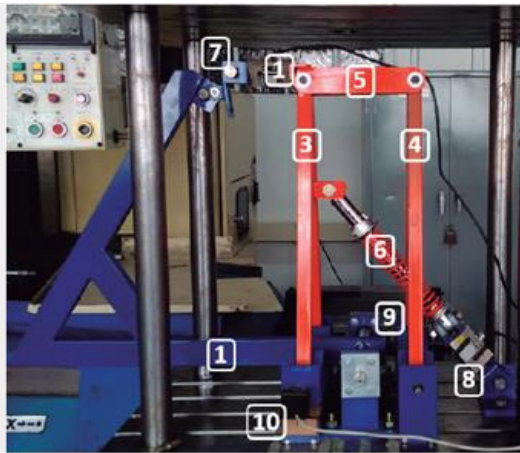


Figura 9
Diagrama de bloques guía para el desarrollo del programa en Matlab



- 1 - Mecanismo de Excitación.
- 2 - Mecanismo de Aplicación de Carga
- 3 - Brazo Inferior
- 4 - Brazo Superior
- 5 - Mangueta
- 6 - Conjunto Resorte Amortiguador
- 7 - Celda de Carga (Fuerza Aplicada)
- 8 - Celda de Carga (Fuerza del Conjunto Resorte amortiguador)
- 9 - Potenciómetro (Posición Angular del Brazo Superior)
- 10 - Potenciómetro (Posición Angular Brazo Inferior)

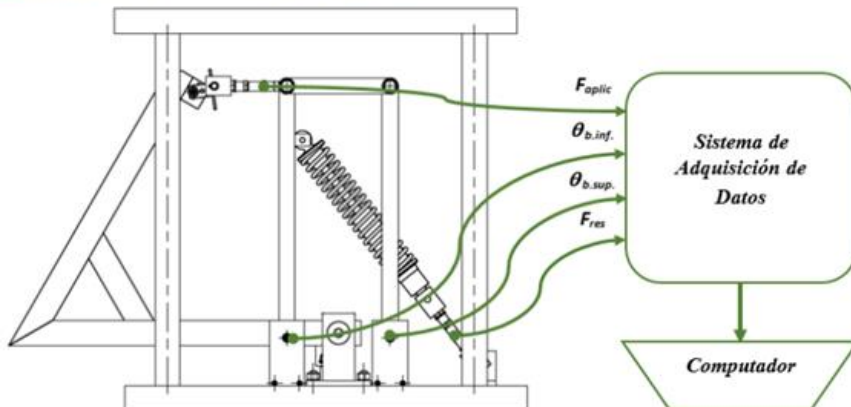


Figura 10

Banco de pruebas para el análisis dinámico de la suspensión de un vehículo y representación del sistema de adquisición de los datos medidos

Tabla 3

Niveles para los factores independientes del diseño de experimentos

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 65 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador	
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A	
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ	
	PLAN DE TESIS/ARTICULO	

Factor	Nivel inferior	Nivel superior
Amplitud [mm]	35	127
Frecuencia [Hz]	0.5	1.0

Debido a las condiciones de operación que se quieren estudiar, el diseño experimental es basado en un arreglo factorial completo, de dos factores con dos niveles cada uno. Este tipo de diseño permite el estudio del efecto conjunto de los factores amplitud y frecuencia del movimiento sobre las respuestas dinámicas de la suspensión.

El sistema de medición consta de cuatro puntos de medición, dos de ellos son celdas de carga, la primera ubicada en la entrada del sistema (mangueta) y la segunda en el conjunto resorte-amortiguador. Los otros dos sensores son potenciómetros calibrados para medir la posición angular de cada brazo de la suspensión. La información de los sensores es procesada con el software LabView y su registro es almacenado en un archivo tipo .xls. La señal de los cuatro sensores se toma a una frecuencia de muestreo de 15 Hz. Además, el sistema de medición cuenta con una calibración previa mediante software para minimizar el error de medición. La información medida es registrada y es útil para determinar el comportamiento en función del tiempo de la fuerza aplicada a la suspensión, fuerza en el resorte, fuerza en el amortiguador, posición angular, velocidad y aceleración angulares de los brazos de la suspensión.

Se necesita contar con la caracterización del conjunto resorte-amortiguador por medio de pruebas de movimiento cíclico. Se hacen dos tipos de ensayos, el primero para el conjunto resorte-amortiguador y el segundo solo para el amortiguador. Para el primer ensayo, se aplica una carga de compresión sobre el conjunto resorte-amortiguador de 0 a 1 kN, a una velocidad de 100 mm/s. Para esto se emplea una máquina universal de ensayos marca Shimadzu referencia AGX PLUS 300 kN. Los resultados de esta caracterización se muestran en la [figura 11](#). En el diagrama de carga contra desplazamiento se aprecian dos segmentos: el primer segmento corresponde al primer ciclo del ensayo donde es necesario que la máquina de ensayos supere la inercia propia del componente, por ende, su deformación es mayor, así como la fuerza ejercida; el segundo segmento, así como los ciclos posteriores, corresponde a un comportamiento estable,

 UIDE <small>Universidad Internacional del Ecuador</small> PÁG. 66 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

donde se evidencian los recorridos de acortamiento (*bump*) y alargamiento (*rebound*); para el primero de ellos es necesario aplicar más fuerza, debido a las especificaciones técnicas incorporadas en este componente de la suspensión.

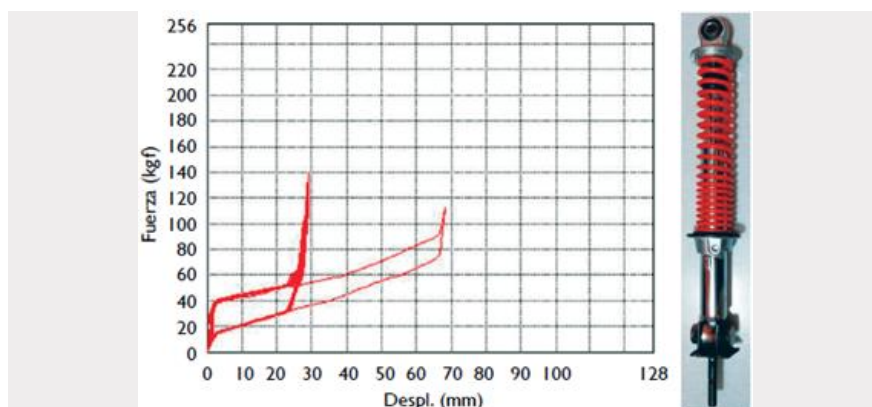


Figura 11

Curva de comportamiento para el conjunto resorte-amortiguador

Para el segundo ensayo, se aplicó de nuevo un movimiento cíclico, pero ahora solo sobre el amortiguador (el resorte fue removido). La [figura 12](#) muestra la fuerza ejercida en los recorridos de acortamiento (*bump*) y alargamiento (*rebound*) en función del desplazamiento (el primero de ellos con una fuerza mayor). Este segundo ensayo se hizo con las mismas condiciones del primero.

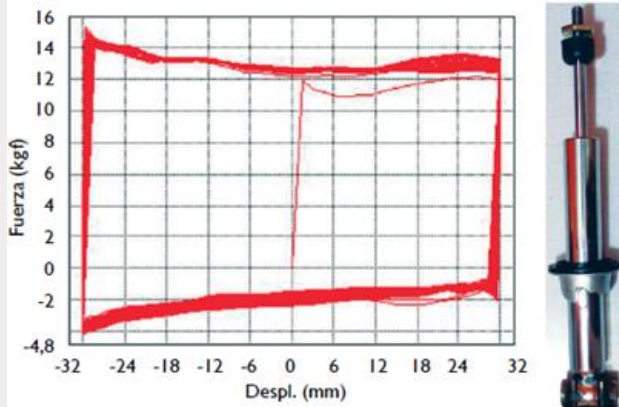


Figura 12

Curva de caracterización para el amortiguador

Con la información suministrada por estos dos ensayos fue posible caracterizar al conjunto resorte-amortiguador, obteniéndose la constante de rigidez elástica y los coeficientes de amortiguamiento en los recorridos de acortamiento y alargamiento, respectivamente.

Resultados

RESULTADOS PARA EL MODELO TEÓRICO

En la [figura 13](#) se muestran las curvas de posición, velocidad y aceleración angulares del eslabón 2 ($\theta(t)$, $\omega_2(t)$, $\alpha_2(t)$), así como la fuerza de entrada (F_p) a la suspensión. Las curvas son obtenidas para una condición de bache sobre el pavimento con perfil sinusoidal, con una única repetición.

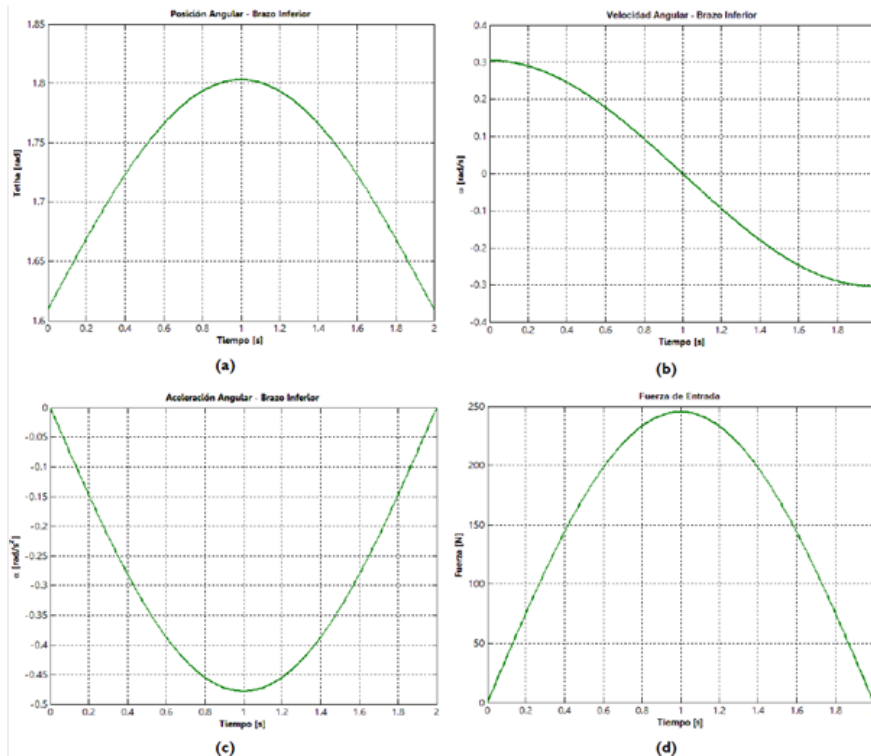


Figura 13

Funciones de entrada para el modelo teórico: (a) posición angular; (b) velocidad angular; (c) aceleración angular y (d) fuerza en el punto de contacto de la rueda con el pavimento

Las trayectorias que experimentan las juntas, centros de masa y el punto medio de la rueda con el suelo, es un resultado de importancia en el diseño y análisis del comportamiento de una suspensión. En la [figura 14](#) se muestra el movimiento de los puntos de interés cinemático sobre la configuración geométrica con la cual se realizaron las pruebas experimentales. Es de notar el recorrido pequeño que realiza el centro de masa del conjunto resorte-amortiguador. En el presente estudio se definió una ecuación de comportamiento del momento de inercia principal másico para este conjunto en función de su elongación.

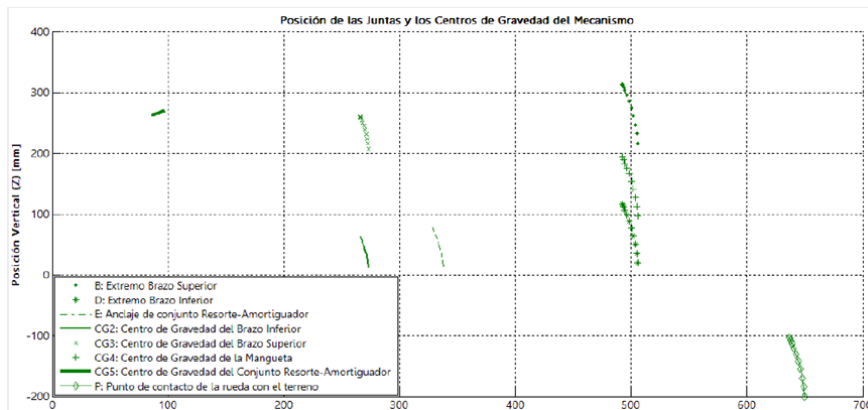


Figura 14

Trayectorias de los pares cinemáticos, centros de gravedad y punto de contacto medio de la rueda con el pavimento

No obstante, se encuentra que la influencia de la variación del momento de inercia efectivo de este componente sobre la dinámica de la suspensión resulta insignificante.

Las velocidades y aceleraciones angulares que experimentan los eslabones principales de la suspensión son calculadas resolviendo el sistema de ecuaciones obtenidas del análisis cinemático. Las curvas mostradas en la [figura 15](#), corresponden a las velocidades y aceleraciones angulares de cada uno de los elementos que integran el sistema de suspensión; estas curvas muestran el comportamiento para una amplitud de oscilación de 127 mm y una frecuencia de 0,5 Hz. La cinemática de ambos brazos, inferior y superior, coincide debido a que son iguales y paralelos, pero esto en general no es así. Estos resultados pueden contrastarse con los datos obtenidos mediante experimentación.

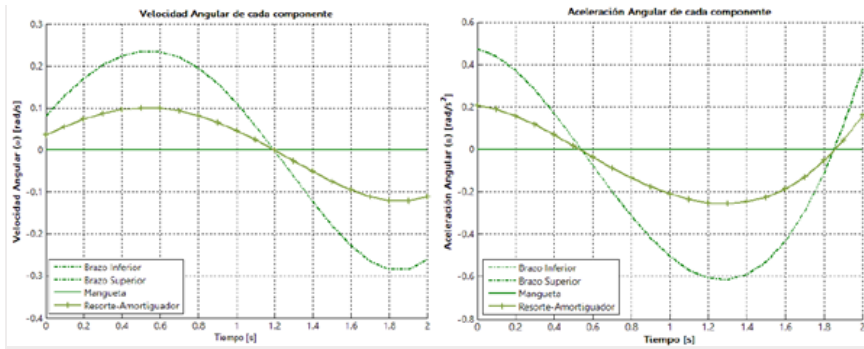


Figura 15

Velocidad y aceleración angulares para cada componente de la suspensión para condición de oscilación con amplitud de 127 mm y frecuencia de 0,5 Hz

Para realizar el estudio de los factores independientes de amplitud y frecuencia se usa una función de posición de entrada senoidal mostrada en la [figura 13](#), dado que al ser una función periódica suave permite observar de una mejor manera el comportamiento de las diferentes variables dependientes.

En las [figuras 16](#) y [17](#) se muestra el comportamiento de la velocidad y aceleración angulares de los brazos superior e inferior, para los dos niveles de la amplitud de la oscilación y los dos niveles de frecuencia, respectivamente.

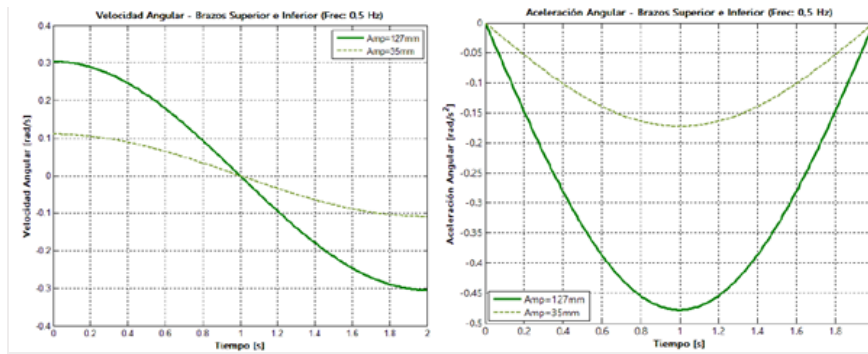


Figura 16

Velocidad y aceleración angulares que experimentan los brazos superior e inferior para una frecuencia de 0,5 Hz

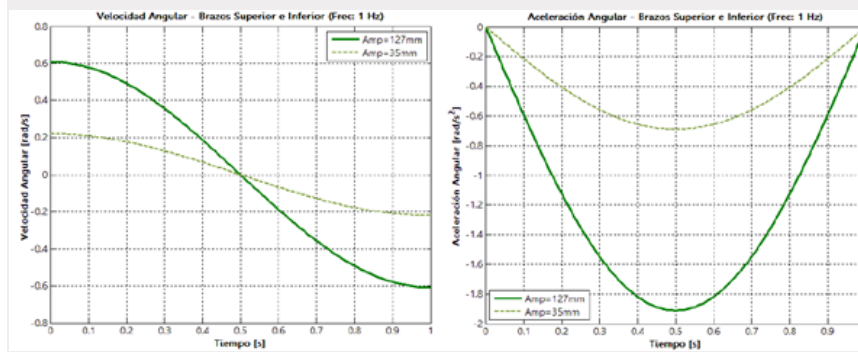


Figura 17

Velocidad y aceleración angulares que experimentan los brazos superior e inferior para una frecuencia de 1 Hz

También se obtienen las aceleraciones lineales, componente horizontal, componente vertical y resultante, que experimentan cada una de los pares cinemáticos y los centros de masa de los eslabones que conforman la suspensión. En la [figura 18](#) se muestra el comportamiento de las aceleraciones de los centros de masa del brazo inferior (a) y de la mangueta (b), respectivamente, para los dos niveles de la amplitud de la oscilación y los dos niveles de frecuencia.

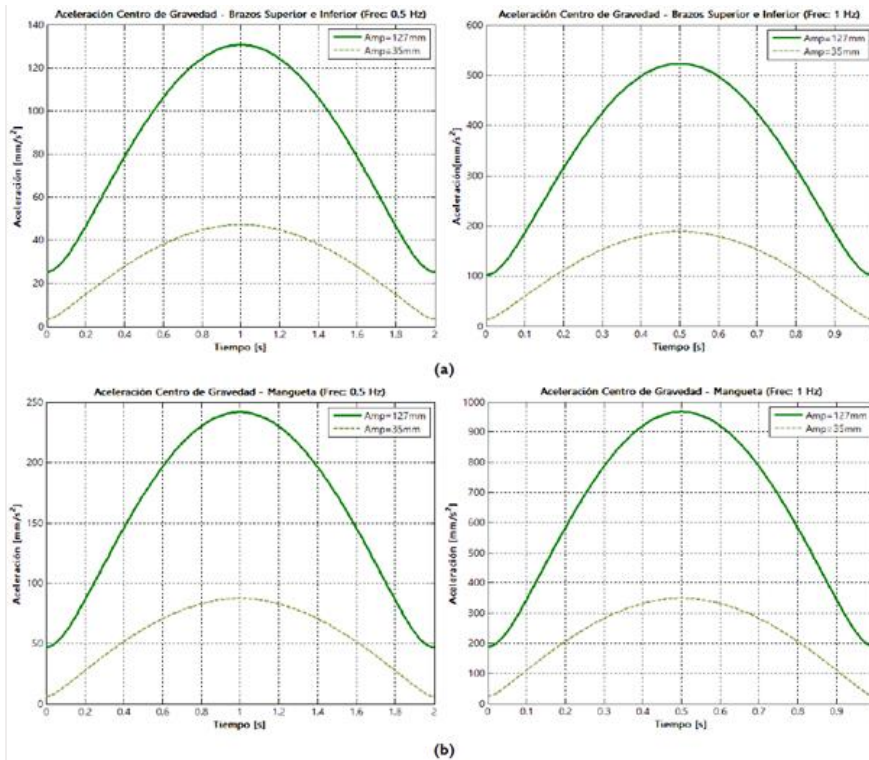
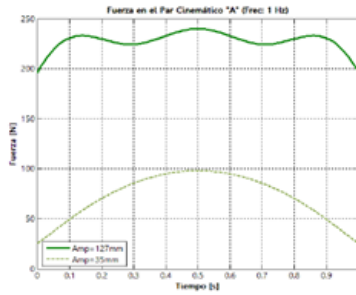
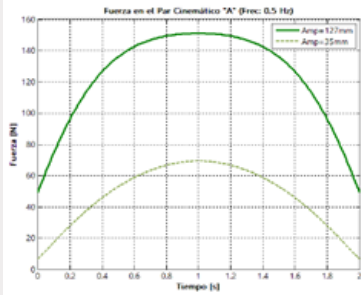


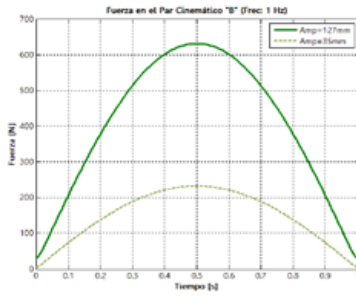
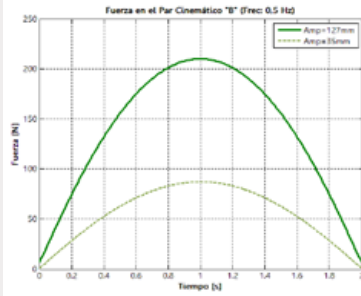
Figura 18

**Comportamiento de las aceleraciones de los centros de masa para:
(a) brazos superior e inferior y (b) mangueta**

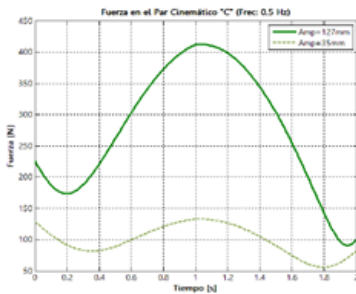
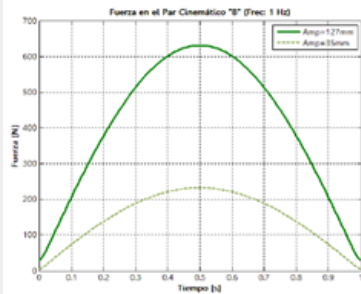
Luego de definir la cinemática del mecanismo de la suspensión se obtienen los resultados para el comportamiento dinámico. Por medio de la solución del modelo cinético es posible encontrar las fuerzas sobre cada uno de los pares cinemáticos, así como sobre el conjunto resorte amortiguador. En la [figura 19](#) es posible apreciar la evolución de las fuerzas resultantes sobre las cuatro juntas que posee la suspensión, para los dos niveles de la amplitud de la oscilación y los dos niveles de frecuencia definidos. Las letras empleadas para la identificación de las juntas se corresponden con las presentadas previamente en la [figura 7](#).



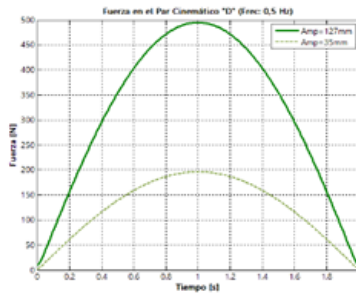
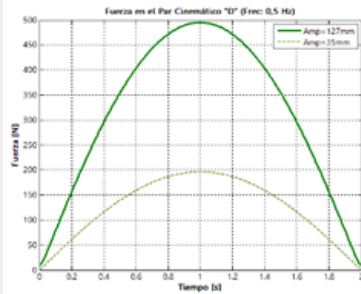
Junta A



Junta B



Junta C



Junta D

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 74 DE 129	

Figura 19

Comportamiento de las fuerzas en los pares cinemáticos

Se muestra en la [figura 20](#) el comportamiento de las fuerzas que actúan sobre los elementos que componen el conjunto resorte-amortiguador. Se puede apreciar que actúa sobre el conjunto resorte-amortiguador una pre-carga de 85 N, la cual provoca una deformación inicial y el consiguiente prehundimiento del componente elástico y el amortiguador, respectivamente.

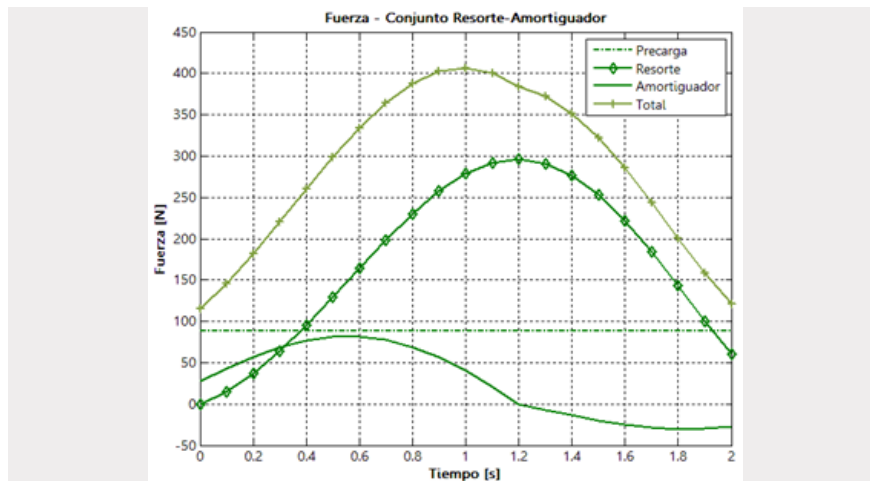


Figura 20

Fuerzas en los elementos del conjunto resorte-amortiguador para una amplitud de 127 mm y una frecuencia de 0,5 Hz

Como parámetros cinemáticos importantes en el estudio de la suspensión sobre el modelo matemático, se obtiene el comportamiento tanto en el tiempo como en el espacio del centro instantáneo de rotación (CIR) y centro de balanceo (RC). En la [figura 21](#) aparece, tanto la evolución del recorrido como el cambio de magnitud en función del tiempo, del centro instantáneo de rotación para la suspensión bajo estudio.

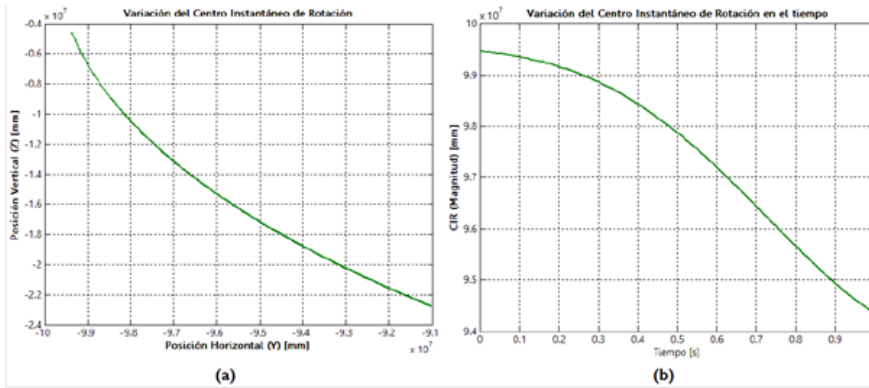


Figura 21

Variación del centro instantáneo de rotación (CIR), (a) en el espacio y (b) en el tiempo

Finalmente, en la [figura 22](#) se muestra el comportamiento del centro de balanceo para la suspensión bajo estudio respecto al tiempo.

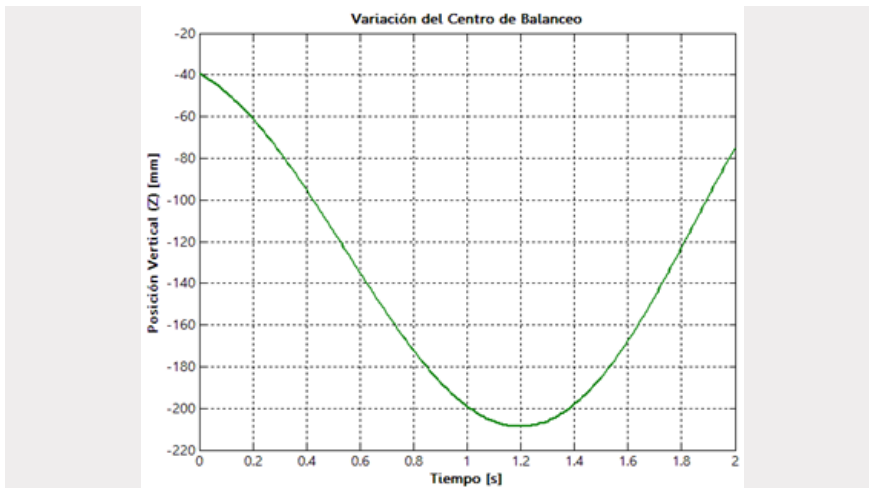


Figura 22

Variación del centro de balanceo respecto al tiempo

Resultados experimentales

Los datos de posición angular obtenidos con ayuda de la instalación experimental son utilizados para calcular las funciones de velocidad y aceleración angular de cada uno de los eslabones de la suspensión. En las [figuras 23](#) y [24](#) aparecen las curvas de aceleración angular de los brazos superior e inferior, para los dos niveles de la amplitud de la oscilación y una frecuencia de 0,5 Hz.

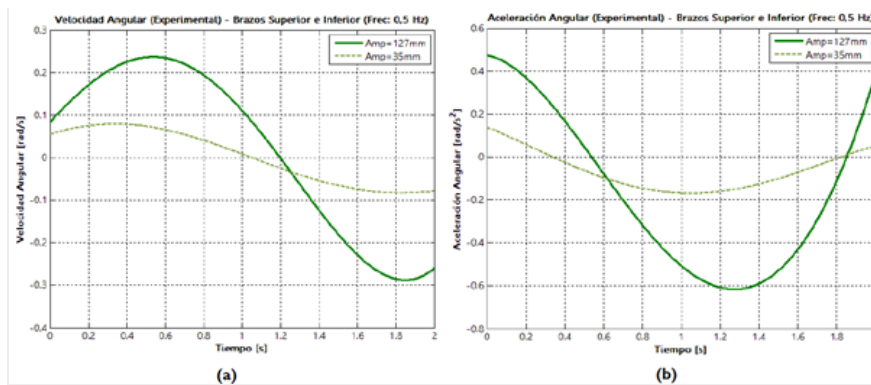


Figura 23

Velocidad y aceleración angulares (datos experimentales) que perciben: (a) brazos superior e inferior y (b) mangueta, para una frecuencia de oscilación de 0,5 Hz

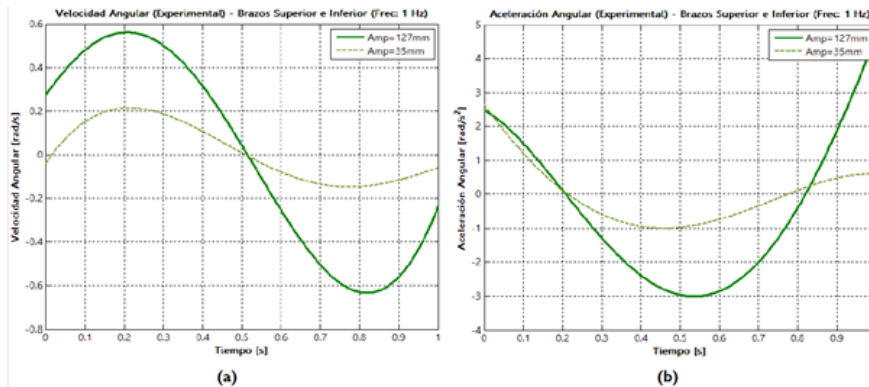


Figura 24

Velocidad y aceleración angulares (datos experimentales) que perciben: (a) brazos superior e inferior y (b) mangueta, para una frecuencia de oscilación de 1 Hz

En la [figura 25](#) se aprecia el comportamiento de la fuerza resultante que experimenta el conjunto resorte-amortiguador, para un nivel de amplitud de oscilación de 127 mm y una frecuencia de oscilación de 0,5 Hz. Este conjunto se encuentra precargado para que el modelo experimental emule la situación real. Se resalta la importancia de que en el modelo experimental se tenga en cuenta el valor predefinido de la masa suspendida del vehículo.

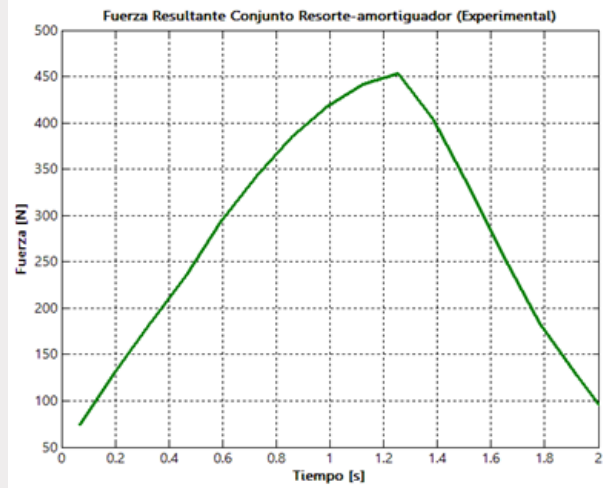


Figura 25

Fuerza resultante en el conjunto resorte-amortiguador (datos experimentales)

Con los resultados de todas las réplicas realizadas para cada tratamiento experimental, se hizo la construcción de los gráficos de distribución de datos, con el propósito de analizar tanto la dispersión como la tendencia de los valores de acuerdo con los niveles de los factores amplitud y frecuencia de la oscilación ([Mendoza & Bautista, n.d.](#); [Montgomery, 2013](#)). Los resultados para la velocidad angular máxima del brazo inferior se muestran en la [figura 26](#) para: (a) amplitud de la oscilación y (b) frecuencia de la oscilación, respectivamente. Mientras que en la [figura 27](#) se muestra la distribución de los datos experimentales para la aceleración angular máxima del brazo inferior para: (a) amplitud de la oscilación y (b) frecuencia de la oscilación, respectivamente.

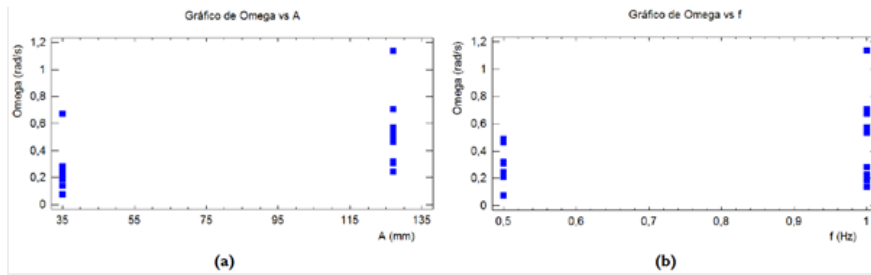


Figura 26

Velocidad angular máxima del brazo inferior en función de (a) amplitud de oscilación y (b) frecuencia de la oscilación

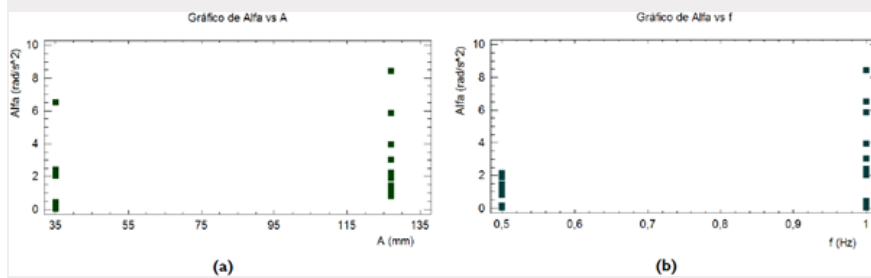


Figura 27

Aceleración angular máxima del brazo inferior en función de (a) amplitud de oscilación y (b) frecuencia de la oscilación

De manera similar resulta fundamental analizar el comportamiento de las fuerzas que actúan sobre los componentes principales de la suspensión de un vehículo ligero desplazándose por un terreno ondulado a baja o moderada velocidad. En la [figura 28](#) se muestra el comportamiento de la fuerza pico aplicada sobre la suspensión en función de la amplitud y de la frecuencia de la oscilación, de acuerdo con el espacio experimental definido.

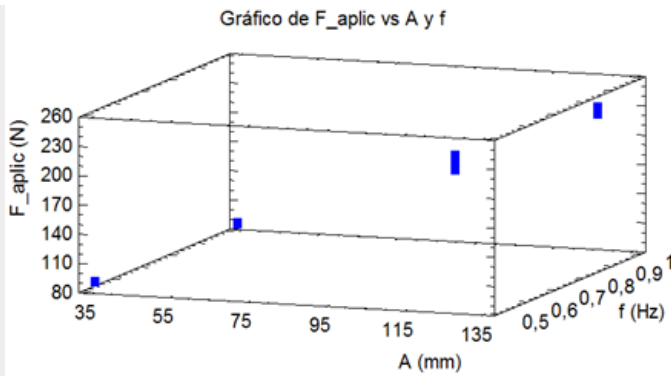


Figura 28

Fuerza pico aplicada a la suspensión en función de la amplitud y la frecuencia de oscilación

Por último, en la [figura 29](#) aparecen los comportamientos de las fuerzas máximas ejercidas por el resorte (a) y el amortiguador (b), respectivamente, en función de la amplitud y la frecuencia de la oscilación, de acuerdo con el arreglo experimental definido.

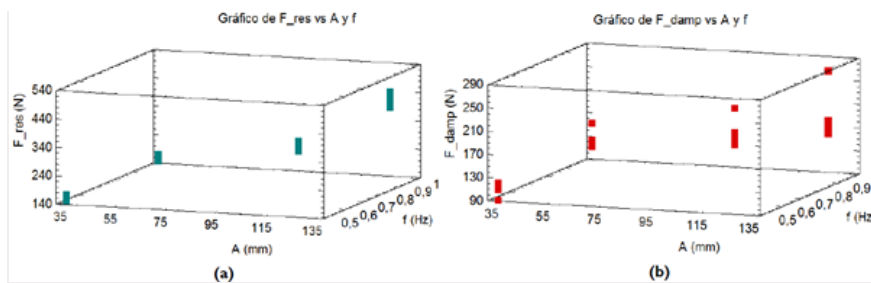



Figura 29

(a) Fuerza ejercida por el resorte y (b) fuerza ejercida por el amortiguador, en función de la amplitud y la frecuencia de oscilación

Discusión

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 81 DE 129	

El comportamiento de la posición, velocidad y aceleración angulares del brazo inferior descritas por el modelo teórico es similar al encontrado con las señales cinemáticas de entrada (posición angular y sus dos primeras derivadas) del modelo físico. Esto se corrobora con los porcentajes de variación límite, los cuales para la velocidad angular no exceden en ningún caso el 16% y para la aceleración angular no superan el 27%.

El movimiento del centro de gravedad del conjunto resorte-amortiguador es muy leve, ya que la amplitud de oscilación en términos generales no es muy alta. Se demuestra que la variación del momento principal de inercia del conjunto resorte-amortiguador es muy pequeña, provocando un efecto despreciable en el comportamiento dinámico de la suspensión. También se observa que la aceleración de menor magnitud para la suspensión se encuentra en el conjunto resorte-amortiguador, esto se debe a que es muy leve el movimiento rotacional de este componente.

El comportamiento de las fuerzas sobre cada uno de los pares cinemáticos del sistema de suspensión evidencia que sobre el brazo inferior se encuentran las mayores cargas, debido a que este componente es quien transmite las cargas al conjunto resorte-amortiguador y en gran parte hacia el chasis.

Respecto al conjunto resorte-amortiguador, se observa que el resorte posee un comportamiento lineal con la deformación, dado que en el rango de operación ninguna espira alcanza a cerrarse. Por su parte, el amortiguador experimenta comportamientos distintos en los movimientos de compresión y extensión. El comportamiento de la fuerza en el conjunto resorte-amortiguador es típico; se comprueba que el resorte ejerce comparativamente mayor fuerza, para las condiciones de amplitud y frecuencia estudiadas. El conjunto cumple con su función de atenuar la oscilación, además de disipar gran parte de la energía, que de otro modo sería transferida al chasis. Sin embargo, el comportamiento de la curva para la fuerza resultante teórica difiere un poco de la descrita por el modelo físico, aunque las formas son muy parecidas y los instantes en que se alcanzan los niveles extremos también prácticamente coinciden. En la [figura 30](#) se muestran los valores de la fuerza resultante, niveles máximos y mínimos, alcanzados por los modelos teóricos y físicos, respectivamente. El porcentaje de variación entre ambos modelos es

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 82 DE 129	

aceptable para valores altos de la fuerza sobre el conjunto resorte-amortiguador, pero en el rango bajo de esta fuerza el porcentaje de variación supera el 50%. Lo anterior es producto a la combinación de dos situaciones que acentúan el porcentaje de variación para valores bajos de la fuerza resultante. En primer lugar, la ligera diferencia entre la cinemática ideal (teórica) y la real que se genera en el banco de ensayos, provoca desviaciones entre los resultados para la deformación del resorte y la velocidad sobre el amortiguador; en segundo lugar, las pérdidas mecánicas (por ejemplo, los rozamientos en los pares cinemáticos) tienen mayor peso relativo para los valores de fuerzas que se miden.

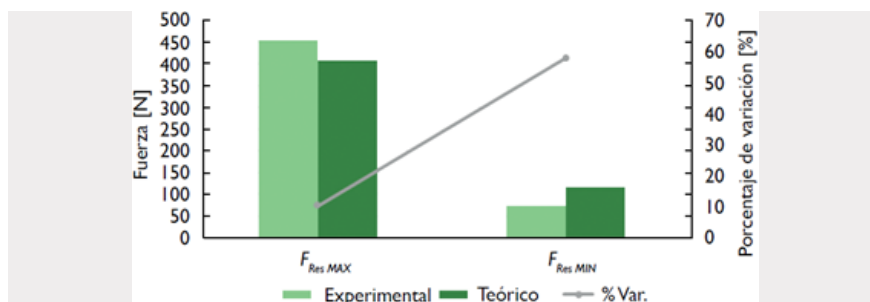



Figura 30

Comparación de la fuerza resultante sobre el conjunto resorte-amortiguador entre el modelo teórico y el experimental para valores máximos y mínimos

Las curvas de velocidad y aceleración angulares tienen el mismo comportamiento, sin importar los niveles de amplitud y frecuencia de la oscilación, las diferencias se observan en las magnitudes pico que se alcanzan. Al cambiar la amplitud de la oscilación del nivel inferior al superior y manteniendo la frecuencia constante, se aprecia un incremento en la velocidad angular de las barras de alrededor de 250%. Sin embargo, un cambio significativo se observa cuando se incrementa la frecuencia de oscilación del nivel inferior al superior en un factor de dos para una amplitud constante, ya que la velocidad angular de las barras incrementa su magnitud de forma proporcional a este factor experimental. Para la aceleración ocurre algo similar al cambiar el factor experimental de amplitud de la oscilación. Sin embargo, debe resaltarse que, al cambiar la

 PÁG. 83 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

frecuencia en un factor de dos, las aceleraciones como las velocidades ya no tienden a incrementarse sobre este mismo factor, sino en cuatro veces, pasando así de una aceleración angular de $0,15 \text{ rad/s}^2$ para una frecuencia de $0,5 \text{ Hz}$, a $0,6 \text{ rad/s}^2$ para una frecuencia de $1,0 \text{ Hz}$.

Si bien se encontraron factores de proporción entre las velocidades y aceleraciones con relación a la frecuencia y la amplitud de la oscilación, las fuerzas sobre los pares cinemáticos no tienen de una forma clara un mismo factor; aunque sí se evidencia que el factor experimental de mayor influencia sobre la magnitud de las fuerzas en los pares cinemáticos es la frecuencia de oscilación; este factor logra el incremento sustancial de cada fuerza en cada par sobre una misma amplitud de oscilación, en este caso para los valores de fuerza dados en el desarrollo experimental de esta investigación.

La fuerza elástica del resorte no se encuentra afectada por la frecuencia de oscilación, ya que la fuerza ejercida por este componente solo depende del desplazamiento que ocurra linealmente sobre su propio eje de simetría. En cambio, la fuerza de amortiguación sí es dependiente de la velocidad del émbolo, por lo que se aprecia que, a mayor frecuencia de oscilación, se incrementa esta fuerza. Por ello, cuando la frecuencia pasa del nivel inferior al superior la fuerza de amortiguación se incrementa en 100%.

Los resultados obtenidos por medio del modelo teórico desarrollado muestran un comportamiento similar cuando se comparan con las curvas obtenidas experimentalmente, así como la tendencia de los resultados obtenidos con el diseño experimental. La variación entre las curvas teóricas y las experimentales se debe a la función de entrada en el banco de pruebas que es aproximadamente senoidal, a la generación de pequeñas perturbaciones en el mecanismo generador del movimiento en el banco de ensayo y a errores propios del sistema de adquisición de datos.

Se evidencia que el factor que más afecta al comportamiento de la suspensión de un vehículo es la frecuencia de oscilación, representada en condiciones reales como la combinación entre la velocidad lineal del vehículo y el periodo de la ondulación de la vía. A mayor velocidad, para una misma amplitud, las magnitudes de las velocidades, aceleraciones y

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 84 DE 129	

fuerzas en los pares cinemáticos del mecanismo se incrementan. El factor de amplitud de la oscilación depende más de las condiciones del terreno y la aplicación específica del vehículo.


Los parámetros del centro instantáneo de rotación y del centro de balanceo son fundamentales para el estudio y el diseño de una suspensión. En las curvas obtenidas se observa un comportamiento adecuado de estos parámetros. Un factor geométrico que aporta a lo anterior, es el hecho de contar con brazos iguales y paralelos, por lo que la intersección de la prolongación de estos no ocurre en teoría. Además, el centro de balanceo se ubica por debajo del plano de referencia que es el terreno, teniendo su máxima variación sobre el punto máximo de compresión de la suspensión (*bump*).

En los gráficos de distribución de datos, se observa que la dispersión de los valores de fuerza en cada elemento del conjunto resorte-amortiguador, así como en los valores de la fuerza aplicada no es muy alta. Sin embargo, la dispersión para los valores de velocidad y aceleración angular pico de los brazos de la suspensión sí resulta algo alta. Una de las causas de esta dispersión observada podría deberse a que el sistema de medición de la posición angular de cada brazo de suspensión tiene una frecuencia de muestreo máxima de 15 datos por segundos, lo cual puede resultar algo baja. Se recomienda como trabajo futuro el mejoramiento del sistema de medición en cuanto al incremento de la frecuencia de muestreo.

El modelo teórico no posee limitaciones para los niveles de los parámetros físicos involucrados o de escalado dimensional, aunque los resultados requerirían de validación experimental. Por lo que el modelo puede alimentarse con información de entrada de otros tipos de configuración para suspensión de doble horquilla y condiciones de operación, obteniendo así los resultados correspondientes.

Conclusiones

El presente trabajo de investigación estuvo enfocado al análisis cinemático y cinético de una suspensión de vehículo independiente de doble horquilla. Con base en los objetivos propuestos se pueden enunciar las siguientes conclusiones:

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 85 DE 129	

El programa realizado con el software Matlab queda comprobado con la revisión de varios casos típicos y los resultados obtenidos en el banco experimental. Este programa muestra ser versátil y flexible, y permite realizar el procedimiento de análisis en dos dimensiones de este tipo de suspensiones, teniendo como entradas la geometría y un conjunto de propiedades mecánicas de sus componentes.

El diseño experimental implementado fue de gran importancia para la validación de los resultados obtenidos con el modelo matemático; se evidencia la tendencia de los datos frente a distintos niveles de amplitud y frecuencia de oscilación, obteniendo curvas características para cada uno de los componentes del sistema de suspensión.

Como primer modelo teórico propuesto los resultados son favorables, teniendo en cuenta su gran flexibilidad en cuanto a cantidad de parámetros de la suspensión que pueden definirse, donde se pueden modificar las masas, inercias, longitudes y posiciones iniciales de cada componente del sistema de suspensión, así como las constantes de rigidez y amortiguamiento del conjunto resorte-amortiguador. Por otro lado, las variables de entrada pueden modificarse a gusto del usuario, teniendo en cuenta que los parámetros fundamentales de amplitud y frecuencia de la oscilación emulan las condiciones reales sobre el terreno en el que el vehículo se desplaza, esencialmente el perfil geométrico del terreno y la velocidad del vehículo.

La metodología propuesta para los análisis de la suspensión a la luz del modelo teórico permite la modificación rápida de los parámetros de entrada, logrando así un primer acercamiento de forma sencilla a sistemas de suspensión existentes y modificaciones planteadas previamente que se deseen realizar, sin tener que recurrir en primera instancia a la experimentación.

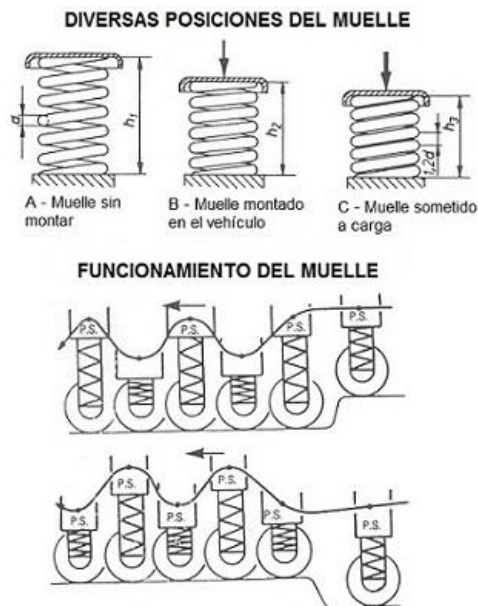
Se deberá desarrollar un modelo de vibraciones para el sistema mecánico existente, que considere las frecuencias naturales y formas modales del sistema. Con el cual se puedan estudiar las respuestas de cada elemento a las condiciones de entrada dadas por el usuario y comprobar el desempeño de la suspensión ante este fenómeno. A futuro, podrían implementarse en la instalación experimental un conjunto de

acelerómetros, con el fin de estudiar la influencia de los factores experimentales en el comportamiento vibracional de los componentes que constituyen la suspensión del vehículo.


ANEXOS

1.2- Funcionalidad del sistema de suspensión en los vehículos

Además de soportar el peso del vehículo, los sistemas de suspensión en los vehículos desempeñan dos funciones principales: almacenar y absorber energía.



Cada una de estas dos funciones las realizan componentes distintos de la suspensión: los elementos elásticos de la suspensión son los encargados de almacenar la energía generada por la marcha del vehículo debido a las

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 87 DE 129	

irregularidades del terreno, y los elementos amortiguadores de absorberla.

En efecto, los elementos elásticos del sistema de suspensión (muelles, ballestas, etc.) almacenan energía cuando se deforman (por ejemplo, en el caso de un muelle al comprimirse), devolviendo posteriormente esa energía mediante una fuerza de acción que se va emplear en tratar de mantener siempre unida la rueda con el pavimento, garantizando así una mejor adherencia entre el neumático y la carretera, y por tanto, garantizando también un mejor control sobre la dirección o, en caso de tratarse de una rueda del eje motriz, de garantizar que no se pierda la fuerza de tracción del vehículo.

Por tanto, los elementos elásticos del sistema de suspensión de los vehículos van a desempeñar una de las funciones primordiales que tiene que ver con garantizar los más altos niveles de seguridad y estabilidad en el vehículo, y esto se consigue asegurando que exista siempre un buen contacto entre la rueda y el piso de la carretera.

Por otro lado, los elementos amortiguadores del sistema de suspensión van a absorber parte de la energía generada por la circulación del vehículo sobre terrenos irregulares. De esta manera, los amortiguadores al ser elementos absorbedores de energía, van a encargarse de eliminar lo antes posible las oscilaciones del elemento flexible producidas por las irregularidades del terreno. Son, por tanto, elementos disipadores de energía, que hacen que decaiga el movimiento de balanceo provocado por cualquier tipo de perturbación que actúe sobre la suspensión.

Por último, y no menos importante, otras de las funciones de cualquier sistema de suspensión tiene que ver con la comodidad de los ocupantes. En efecto, una buena suspensión va a tratar siempre de transmitir el mínimo efecto de las irregularidades del terreno a los ocupantes del vehículo,

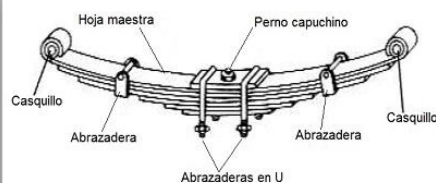
 UIDE <small>Universidad Internacional del Ecuador</small>	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 88 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

proporcionándoles un buen nivel de **confort** y seguridad. Pero además, el sistema de suspensión también va a proteger al propio vehículo y sus componentes de las vibraciones extremas que se puedan generar debida a la circulación sobre terrenos irregulares.

2- Componentes elásticos de la suspensión

2.1- Ballestas

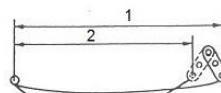
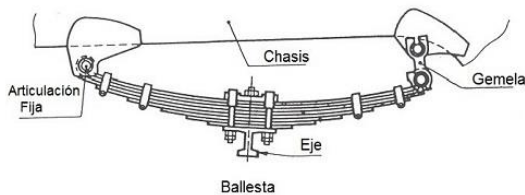
Las *ballestas* son un tipo de resorte constituido por un conjunto de hojas o láminas superpuestas fabricadas en acero especial para muelles, unidas en el **centro** por un tornillo pasante con tuerca, llamado "capuchino" y que se mantienen alineadas por una serie de abrazaderas que evitan que se abran en **abanico**, y a la vez permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman debida a la carga, formando todo ello un conjunto elástico de gran resistencia a la rotura. En la actualidad se suelen utilizar en los sistemas de suspensión de vehículos pesados (camiones, furgonetas), remolques y en vehículos **4x4**, entre otros.



La hoja superior y más larga, llamada hoja maestra, va curvada en sus extremos formando una especie de "ojos" para introducir en ellos unos casquillos o "silentblocks", que sirven para alojar los pernos o bulones que anclan la ballesta al soporte del **bastidor** del vehículo formando sendas **articulaciones**.

Las hojas que conforman la ballesta se deforman debida a las desigualdades del terreno y la carga del vehículo, de manera que las hojas tienden a ponerse rectas al deformarse, por ejemplo, cuando la rueda pasa por encima de cualquier irregularidad del terreno. Por este motivo, la forma de realizar el anclaje de la ballesta al chasis deberá disponer de un sistema que permita su alargamiento.

Este sistema consiste en realizar la unión de la ballesta al bastidor del vehículo mediante el empleo de dos tipos de apoyo distintos, uno fijo articulado mediante un perno pasador y otro móvil, realizado por medio de una pieza intermedia llamada gemela que se ancla al chasis por medio de un tornillo pasante.



Principio de Funcionamiento:

- 1 Ballesta bajo carga
- 2 Ballesta sin carga

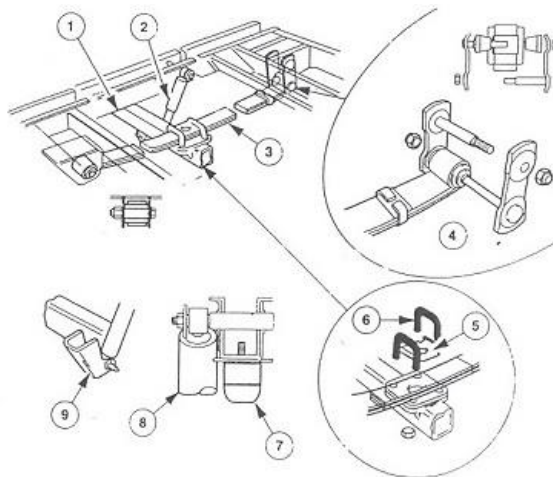
Con esta disposición se permite aumentar o disminuir la longitud de la ballesta favoreciendo los movimientos de flexión de sus hojas. Generalmente el apoyo móvil se coloca en la parte trasera de la ballesta.



Gemela montada en una ballesta




Esta solución constructiva en el montaje de la ballesta admite el alargamiento de las hojas que conforman la ballesta y las variaciones de curvatura, que se producen por las oscilaciones a que está sometida durante la marcha del vehículo.



- | | |
|--|----------------------------|
| 1 Cuerpo de eje trasero | 5 Chapa guía |
| 2 Amortiguador | 6 Brida en U |
| 3 Ballesta | 7 Tope de goma |
| 4 Soporte de ballesta con
compensación longitudinal | 8 Amortiguador |
| | 9 Soporte del amortiguador |

Recordar que en cada ojo de la ballesta se coloca un casquillo elástico, llamado "silentblock", formado por dos manguitos de acero unidos entre sí por un casquillo de caucho, que se interpone a presión entre ambos. De esta manera, el "silentblock" actúa como articulación para movimientos pequeños, reduciendo la generación de ruidos y sin que se requiera engrase.

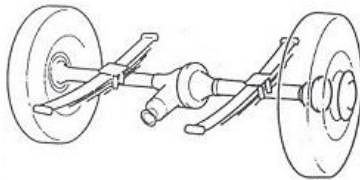
 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 91 DE 129	

Las ballestas, debido a su tipología de construcción formada por distintas hojas de acero superpuestas, también presentan un cierto rozamiento que actúa como amortiguamiento parásito que en realidad no se puede controlar, ya que depende del coeficiente de rozamiento entre láminas, y donde influye el estado de limpieza y engrase de las hojas.

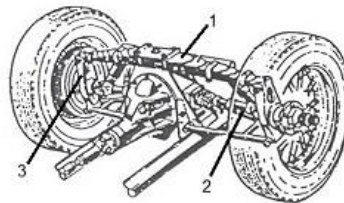
No obstante, es siempre preferible que la función de amortiguamiento la realice en su totalidad los elementos amortiguadores de la suspensión que son específico para ello.

Con la continua aparición cada vez de nuevos materiales con mejores prestaciones, la tendencia actual en las ballestas es a tener menos hojas y que sean menos curvas, llegando a fabricarse en la actualidad modelos de ballestas de una sola hoja fabricada de materiales compuestos, que pueden reducir en gran medida el problema del peso de la suspensión y el de la fricción entre hojas.

En otro orden de cosas, el montaje de la ballesta en la suspensión se puede realizar bien en sentido longitudinal, como se realiza en los vehículos industriales, como camiones, furgones, furgonetas y en vehículos todoterrenos, vehículos 4x4; o bien, en dirección transversal. El montaje de la ballesta en dirección transversal sólo se utiliza en vehículos ligeros o turismos. En este último caso, el montaje transversal de la ballesta se realiza uniendo los extremos de la ballesta al puente o brazos de suspensión, con interposición de elementos móviles o gemelas y la base de la ballesta a una traviesa del bastidor del vehículo.



Montaje longitudinal de la ballesta



Montaje transversal de la ballesta

- 1 Ballesta
- 2 Brazos de suspensión o puente
- 3 Gemelas de ballesta

La principal característica de las ballestas es su elevada rigidez para soportar carga, cuyo valor va a depender del espesor y ancho de las hojas, así como del número de hojas utilizadas. La rigidez de las ballestas es lineal en relación al desplazamiento de la rueda, por lo que a cada ballesta se le puede asignar una constante de rigidez, que se calcula de diferente modo según el tipo y configuración de la ballesta.

A continuación se expondrá una sencilla y práctica forma de calcular la carga máxima admisible que puede soportar una ballesta.

Los esfuerzos que soportan las hojas de acero de una ballesta son esfuerzos de flexión. La carga que puede soportar la ballesta está en función del número de hojas que conforman la ballesta, del espesor y ancho de las hojas, de la longitud de la ballesta y de la calidad del material de fabricación de las hojas de acero de la ballesta. Para la construcción de las ballestas y elección de los materiales a usar se recomienda consultar en las normas UNE 26 224-5-6-7 y 26 063.

Un método aproximado para calcular la carga a soportar por una ballesta se puede realizar con la siguiente formulación:

$$N \cdot b \cdot e^2 \cdot \sigma$$

$$F = \frac{\sigma \cdot b \cdot e \cdot N}{6 \cdot L}$$

donde,

F es la semicarga que actúa sobre cada extremo de la ballesta

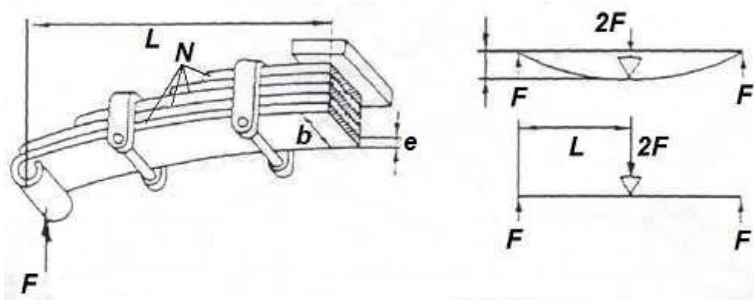
N es el número de hojas que conforman la ballesta

b es el ancho de las hojas que conforman la ballesta

e es el espesor de las hojas que conforman la ballesta

L es la longitud de la semicuerda de la ballesta

σ es la tensión admisible por esfuerzo de flexión de la hoja de la ballesta bajo carga. Su valor, que depende de la calidad del material del que esté fabricada la hoja, suele oscilar entre 40-60 kg/mm² para los aceros comúnmente empleados en la fabricación de ballestas.



Como ejemplo de aplicación de la fórmula anterior, se va a calcular la carga máxima admisible que puede soportar una ballesta de las siguientes características constructivas:

Número de hojas que conforman la ballesta, $N = 7$

Ancho de la hoja, $b = 50 \text{ mm}$.

Espesor de la hoja, $e = 8 \text{ mm}$.

Longitud de la semicuerda de la ballesta, $L = 400 \text{ mm}$.

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 94 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ PLAN DE TESIS/ARTICULO

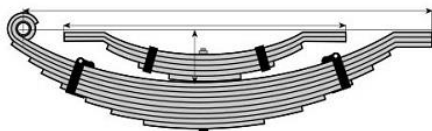
Tensión máxima admisible por flexión de la hoja de ballesta, $\sigma = 60 \text{ kg/mm}^2$.

Sustituyendo los valores en la fórmula anterior, se podrá obtener la carga máxima que podrá soportar la ballesta en cada uno de sus extremos, que resulta ser:

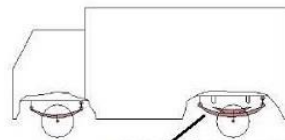
$$F = \frac{7 \cdot 50 \cdot 8^2 \cdot 60}{6 \cdot 400} = 560 \text{ kg}$$

Por lo que la carga total admisible que podrá soportar la ballesta anterior será el doble de la calculada, es decir, $2 \cdot F = 1120 \text{ kg}$.

En ocasiones, y con objeto de aumentar la capacidad de carga del eje trasero en los vehículos de carga, se suele realizar la instalación de una ballesta secundaria, también llamado *ballestín*, que se añade a la ballesta principal de la suspensión trasera del vehículo. De esta manera, al añadir a la ballesta principal un ballestín de refuerzo se consigue aumentar la capacidad de carga del sistema de suspensión del vehículo.




Ballesta y Ballestín



Ballesta + Ballestín

En las suspensiones constituidas por ballesta y ballestín, la ballesta principal trabaja permanentemente, mientras que el ballestín de refuerzo trabajará sólo cuando se haya producido una cierta deflexión de la ballesta principal, aumentando así la rigidez de la suspensión y permitiendo soportar una mayor carga. De esta manera la suspensión se adapta al peso,

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 95 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

evitando que sea muy dura con poca carga, o que resulte excesivamente blanda cuando se transporte mucha carga.

A continuación, y continuando con el ejemplo anterior, se procederá al cálculo de la carga máxima admisible de un ballestín de las siguientes características:

Número de hojas, $N = 3$
 Ancho de la hoja, $b = 50$
 Espesor de la hoja, $e = 8$
 Longitud de la semicuerda del ballestín, $L = 250$

Igualmente aplicando la fórmula anterior, se podrá obtener la carga máxima que podrá soportar el ballestín en cada uno de sus extremos, que resulta ser:

$$F = \frac{3 \cdot 50 \cdot 8^2 \cdot 60}{6 \cdot 250} = 384 \text{ kg (carga admisible en cada extremo del ballestín)}$$


Por lo que la carga total admisible que podrá soportar el ballestín anterior será el doble de la calculada, es decir, $2 \cdot F = 768 \text{ kg}$.

- Capacidad de carga del conjunto ballesta + ballestín y del eje total:

La capacidad de carga del conjunto ballesta + ballestín será igual a la suma de los dos anteriores valores:

• Capacidad de carga del conjunto ballesta + ballestín
 $= 1120 + 768 = 1888 \text{ kg}$.

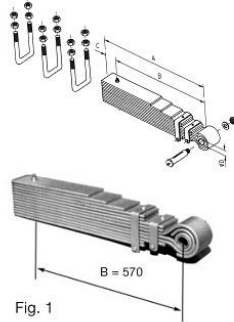
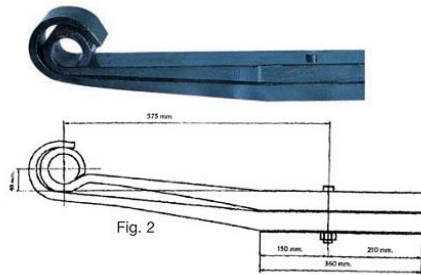
Finalmente, y para las características de ballesta y ballestín considerados para este ejemplo, la capacidad de carga de la suspensión trasera del vehículo, como el eje dispone de dos conjuntos ballesta+ballestín correspondiente a cada rueda del eje trasero, será de:

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 96 DE 129	

• Capacidad de carga total del eje trasero = $1888 \cdot 2 = 3.776 \text{ kg}$.

A continuación, en este tutorial se puede ver los catálogos de un fabricante de ballestas que incluye accesorios para sistemas de suspensión de vehículos, con objeto que el lector pueda consultar algunos datos técnicos:

BALLESTAS DE LANZA

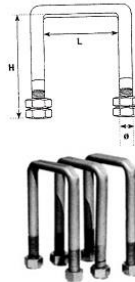


Código	Denominación	Sección	N.º de hojas	Carga vertical	B	D	Peso KG	Fig.
508512014007	Ballesta lanza 7 hojas	120 x 14	7	1.800 kg.	570	45	85	1
508512014008	Ballesta lanza 8 hojas		8	2.000 kg.			97	
508512014009	Ballesta lanza 9 hojas		9	2.200 kg.			102	
508512014011	Ballesta lanza 11 hojas		11	2.800 kg.			124	
508512014013	Ballesta lanza 13 hojas		13	3.300 kg.			144	
508510045785	Ballesta lanza 2H PB.	100 x 45	2	2.200 kg.	785	30	25,50	2

ACCESORIOS BALLESTAS DE LANZA

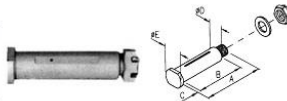
ABARCONES CON TUERCAS

Código	Denominación	Dimensiones en mm.			Rosca	Tipo ballesta	Peso
		D*	L	H			
139024120210	Abarcón de 180	24	121	180	M-24/2	7 h.	3
139024120230	Abarcón de 210			210		9 h.	3,3
139030121215	Abarcón de 215	215		9-10 h.	3,70		
139030121230	Abarcón de 230	30	121	230	M-30/2	11-12 h.	3,80
139030121260	Abarcón de 260			260		13 h.	4,00



BULÓN CON TUERCA, ARANDELA Y PASADOR

Código	Denominación	Dimensiones en mm.		Rosca	Peso
		D*	L		
138000001045	Bulón con tuerca	44,5	200	M-33/2	2 kg.

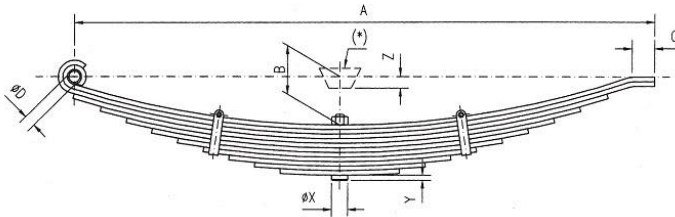


INDUSTRIAS MANRIQUE, S.A.
Ctra. Castellón, Km. 7
Pol. Ind. La Cartuja Baja, parc. 16
50720 ZARAGOZA (España)
E-mail: comercial@industriamanrique.com

Teléf.: 34 976 50 04 98
Fax: 976 50 05 16
http://www.industriamanrique.com

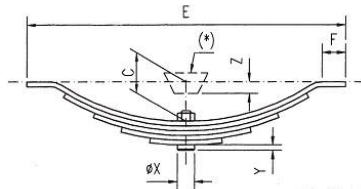
BALLESTAS Y BALLESTINES

BALLESTAS



Código	Referencia	Perfil	N.º hojas	A	B	D	G	Carga estática Ballesta	Peso KG
508140060400	V-4	40 x 6	4	600	80	14	60	400	4
508140060500	V-5		5					500	4,5
508140060600	V-6		6					600	5,5
508150080700	D-23	50 x 8	7	800	130	23		1500	14
508157080800	D-25		8					1500	18
508157081000	D-33		10					1800	25
508157081200	D-36		12					2100	28
508157081400	D-42	57 x 8	14	900				2400	32

BALLESTINES



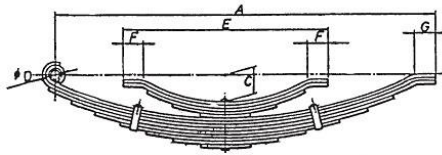
Código	Referencia	Perfil	N.º hojas	C	E	F	Carga estática Ballesta	Peso Kg.
508057080400	BT-4	57 x 8	4	100	600	60	1100	8
508057080500	BT-5		5				1300	9
508057080600	BT-6		6				1600	10
508057080700	BT-7		7				2000	12



INDUSTRIAS MANRIQUE, S.A.
Ctra. Castellón, Km. 7
Pol. Ind. La Cartuja Baja, parc. 16
50720 ZARAGOZA (España)
E-mail: comercial@industriamanrique.com

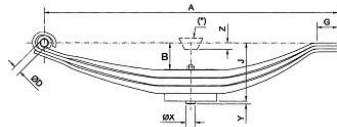
Teléf.: 34 976 50 04 98
Fax: 976 50 05 16
http://www.industriamanrique.com

BALLESTAS CON BALLESTÍN



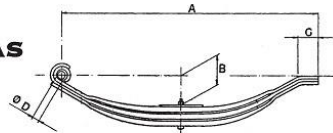
Código	PERFIL	N.º Hojas		A	Flecha			D	E	F	G	Carga estática Ballesta	Peso KG
		Ballesta	Ballestín		B	C							
508250080703	50 x 8	7	3	800	130	100	23	500	600	60	60	2000	17,5
508257080804	57 x 8	8	4									2600	23
508257081005		10	5									3100	30,8
508257081206		12	6	3700	35								
508257081406	70 x 10	14	7	900	1000	25	700	600	600	600	600	4100	40
508270101005		10	5									6000	48
508275101206		12	6									7300	56

BALLESTAS PARABÓLICAS



Código	Referencia	Perfil	N.º hojas	A	B	X	Y	Z	D	G	Carga estática Ballesta	Peso KG
508407025010	BP-70/1	70 x 25	1	1000	90	15	10	28	25	100	1750	18
508407025020	BP-70/2		2								3500	24
508407025030	BP-70/3		3								5300	31
508407025040	BP-70/4		4								7000	38
508410020030	BP-100/3	100 x 20	3	1100					30		7000	42
508410020040	BP-100/4		4								8500	47

BALLESTAS SEMIPARABÓLICAS



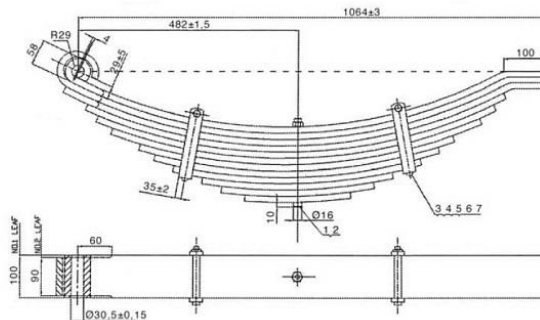
Código	Referencia	Perfil	N.º hojas	A	B	D	G	Carga estática Ballesta	Peso KG
508370140300	SP-70/3	70 x 14	3	1000	90	25	100	1700	20
508370140502	SP-70/5		5					3500	26
508370140701	SP-70/7		7					5300	36
508370140901	SP-70/9		9					7000	45



INDUSTRIAS MANRIQUE, S.A.
Ctra. Castellón, Km. 7
Pol. Ind. La Cartuja Baja, parc. 16
50720 ZARAGOZA (España)
E-mail: comercial@industriamanrique.com

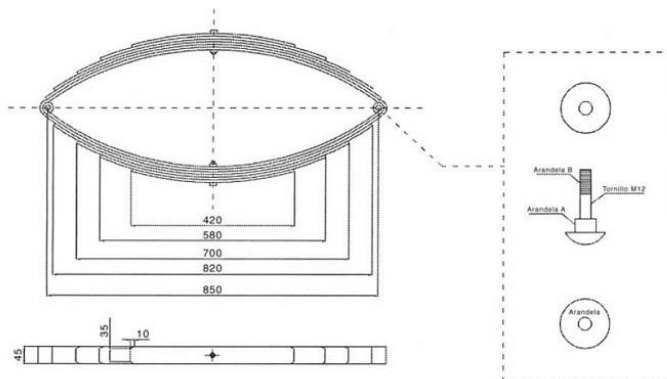
Teléf.: 34 976 50 04 98
Fax: 976 50 05 16
http://www.industriamanrique.com

BALLESTAS MULTIHOJA



Código	Referencia	Carga	Peso
508610012100	100 x 12 – 10H	7,000	70
508610012120	100 x 12 – 12H	7,500	74

BALLESTAS PARA CARRUAJES DE CABALLOS



Código	Referencia	Peso
508245070600	45 x 7 (6 + 6) L = 850	20 kg.
508257101407	45 x 7 (6 + 6) L = 980	24,50 kg.

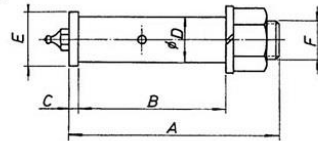


INDUSTRIAS MANRIQUE, S.A.
Ctra. Castellón, Km. 7
Pol. Ind. La Cartuja Baja, parc. 16
50720 ZARAGOZA (España)
E-mail: comercial@industriasmanique.com

Teléf.: 34 976 50 04 98
Fax: 976 50 05 16
<http://www.industriasmanique.com>

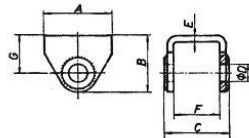
ACCESORIOS PARA BALLESTAS

BULONES PARA BALLESTA



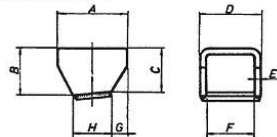
Código	Denominación	A	B	C	D	E	F	Peso KG
13800001022	Bulón Ballesta 22,5x70	100	70	5	22,5	26		0,2
13800001023	Bulón Ballesta 22,5x85	115	85	5	22,5	26	M-20x1,5	0,2
13800001025	Bulón Ballesta 25x105	140	105	6	25	28		0,4
13800001030	Bulón Ballesta 30x130	176	130	12	30	40	M-27	0,7

SOPORTE PARA OJO DE BALLESTA



Código	Denominación	A	B	C	D	E	F	G	Peso KG
13800002014	Soporte Ballesta *16/43	70	75	59	16,5	4	43	50	0,4
13800002020	Soporte Ballesta *23/53	80	70	69	23	5	53	45	
13800002023	Soporte Ballesta *23/62	90	75	84	23	8	62	50	0,8
13800002025	Soporte Ballesta *25/75	100	88	103	25	10	73	62	1,2
13800002030	Soporte Ballesta *30/105	110	85	133	30	14	105	55	1,6

SOPORTE PARA RESBALÓN DE BALLESTA



Código	Denominación	A	B	C	D	E	F	G	H	Peso KG
13800002040	Soporte Ballesta 43	70	50	46	51	4	43	15	40	0,2
13800002053	Soporte Ballesta 53	80	58	54	63	5	53	18	44	0,4
13800002060	Soporte Ballesta 60	90	63	59	80	8	64	20	50	1
13800002075	Soporte Ballesta 75	100	65	60	97	10	77	22	50	1,6
13800002099	Soporte Ballesta 100	115	120	120	120	8	104	25	90	2



INDUSTRIAS MANRIQUE, S.A.
Ctra. Castellón, Km. 7
Pol. Ind. La Cartuja Baja, parc. 16
50720 ZARAGOZA (España)
E-mail: comercial@industriasmanique.com

Teléf.: 34 976 50 04 98
Fax: 976 50 05 16
http://www.industriasmanique.com

SUSPENSIONES MODELO BOGIES

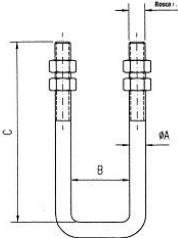


Código	Denominación	Carga (Kg.)	E (m.)	E1 (m.)	Ballesta		Soporte 300 x 300	Peso Kg.	
					Hojas	Secc.			
508901141200	Susp. Bogie 10 Tn 70/70	10.000	1.000	1.000	5	100 x 16	Chapa	350	
508901141201	Susp. Bogie 12 Tn 80/80	12.000	1.100	1.200	6	100 x 18		400	
508901141205	Susp. Bogie 14 Tn 80/80	14.000				120 x 20		425	
508911261360	Susp. Bogie 16 Tn 90/90	16.000	1.360	1.460		7	120 x 20 (4LM)	Fundición	450
508911271360	Susp. Bogie 18 Tn 100/100	18.000			480				
508911281360	Susp. Bogie 20 Tn 100/100	20.000			8				500
508911291500	Susp. Bogie 22 Tn 100/100	22.000			9				520

* En todos los casos el amarre se suministrará de acuerdo con el tipo de eje que determine el cliente.
 * **OTRAS CAPACIDADES DE CARGA:** Consultar.

ABARCONES PARA BALLESTAS

Velocidad: 25/40 km/h.



Código	Referencia	A	B	C	Rosca	Peso aprox. (Kg.)
139016060160	M-16 x 60 x 160	16	60	160	M-16/2	0,65
139016060180	M-16 x 60 x 180			180		0,7
139016060200	M-16 x 60 x 200			200		0,75
139016060220	M-16 x 60 x 220			220		0,85
139018070140	M-18 x 70 x 140	18	70	140	M-18/2	1
139018070160	M-18 x 70 x 160			160		1,05
139018070200	M-18 x 70 x 200			200		1,1

* Otras medidas consultar



INDUSTRIAS MANRIQUE, S.A.
 Ctra. Castellón, Km. 7
 Pol. Ind. La Cartuja Baja, parc. 16
 50720 ZARAGOZA (España)
 E-mail: comercial@industriasmanique.com

Teléf.: 34 976 50 04 98
 Fax: 976 50 05 16
<http://www.industriasmanique.com>

SUSPENSIONES TAMDEM

Velocidad máxima > 100 km/h.

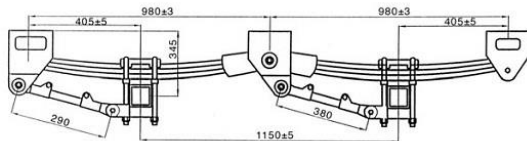


Fig. 1.

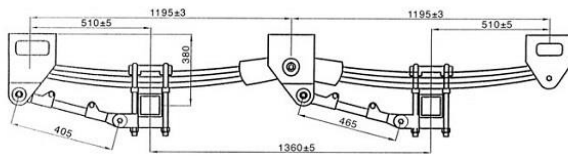


Fig. 2.

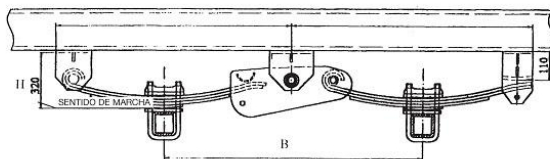


Fig. 3.




Código	Denominación	Fig.	Ballesta		Eje (mm.)	Dist. Ejes (mm.)	Carga aprox.	Peso Kg.
			N.º Hojas	Secc.				
508900021216	TAMDEM C/TIRANTE	1	3	75 x 23	□ 90-90	1.150	16 Tn	245
508900021111				90 x 25	□ 100-100	1.360	22 Tn	340
508900121303		2	4	90 x 25	□ 100-100	1.360	26 Tn	355
508900121304				70 x 25	□ 80-80	1.040	28 Tn	425
508900000100	TAMDEM S/TIRANTE	3	2	70 x 25	□ 80-80	1.040	10 Tn	195



INDUSTRIAS MANRIQUE, S.A.
Ctra. Castellón, Km. 7
Pol. Ind. La Cartuja Baja, parc. 16
50720 ZARAGOZA (España)
E-mail: comercial@industriamanrique.com

Teléf.: 34 976 50 04 98
Fax: 976 50 05 16
<http://www.industriamanrique.com>

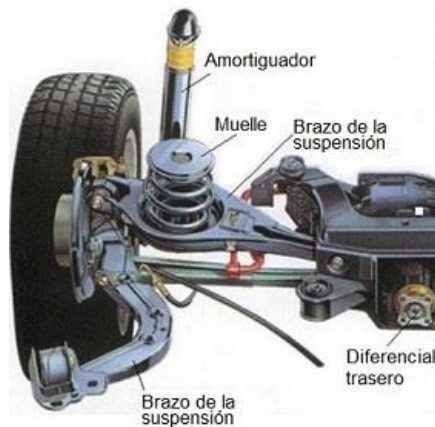
 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 104 DE 129	

2.2- Muelles

Continuando con los componentes elásticos de una suspensión, le toca el turno ahora a los *muelles helicoidales* o *resortes*. Estos elementos, básicamente formados por un alambre de acero enrollado en forma de espiral, tienen la función de absorber los golpes que recibe el vehículo, provenientes de las irregularidades de la carretera.



Los resortes helicoidales son probablemente los elementos elásticos más utilizados en las suspensiones de vehículos. Normalmente se utilizan trabajando a compresión y se fabrican a partir de varillas y/o hilos de acero de alta resistencia. Su tensión inicial es obtenida, durante el arrollamiento en frío, por una deformación permanente.



Los muelles helicoidales surgieron como sustitución de los sistemas elásticos de ballesta por una serie de ventajas que presentan con respecto a éstas, como son:

- La rigidez de los muelles helicoidales suele ser inferior que en el caso de las ballestas, consiguiéndose así un mejor seguimiento de las irregularidades de la calzada, proporcionando además un gran recorrido.
- En comparación con las ballestas, un sistema de muelles generalmente ocupa un menor espacio, y además, el peso del conjunto no se ve incrementado de manera excesiva.
- Otra principal ventaja del resorte helicoidal sobre la ballesta es la ausencia casi total de fricción interna, lo que permite confiar toda la absorción de energía al amortiguador, mucho más fácil de controlar.

Los muelles helicoidales son mucho más eficientes en su función de almacenar energía, pero necesitan reaccionar verticalmente entre sus puntos de anclaje.

Las suspensiones actuales son mayoritariamente a base de muelles helicoidales, sobre todo con amortiguadores telescópicos montados de manera concéntrica con ellos (disposición "coil-over"), lo que permite un importante ahorro de

 PÁG. 106 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

espacio, además de su poco peso y el hecho de no precisar de mantenimiento.

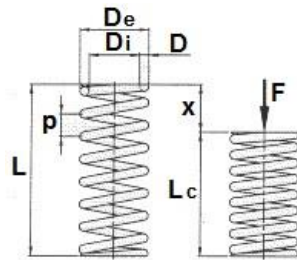


Disposición "coil-over"
Amortiguador telescópico + Muelle

Como se ha dicho, los resortes helicoidales consisten básicamente en un arrollamiento helicoidal de un material elástico formado por una varilla o hilo de acero con diámetro comprendido generalmente entre 10 y 15 mm, y que está enrollado en forma de hélice. Las últimas espiras de cada extremo del muelle se encuentran recortadas para crear una superficie plana y conseguir de esta forma un mejor asentamiento sobre los elementos de soporte.

Los muelles, al no trabajar ante esfuerzos laterales, no se encuentran diseñados para desempeñar dicha función. Sin embargo, sí deben poder desplazarse lateralmente de modo que absorban las reacciones provenientes de la rueda del vehículo. Para ello, se les acoplan unas bielas que proporcionan un cierto empuje lateral y transversal.

La rigidez del muelle dependerá del diámetro de la varilla utilizada, del número de espiras, del ángulo de inclinación de las mismas, del diámetro del resorte y de la calidad del acero empleado para su construcción. Variando sus características constructivas, se puede conseguir que la suspensión se comporte de una u otra manera diferente.



Los parámetros más importantes que van a caracterizar a un resorte helicoidal cilíndrico de compresión, que son los más utilizados en los sistemas de suspensión vehicular, son los siguientes:

- Número de espiras útiles (N): es el número de espiras utilizadas para obtener la flecha máxima del resorte, concepto éste último que se verá más adelante.

- Número total de espiras (N_t): es el número de espiras útiles más las espiras que forman los extremos (o espiras de apoyo). Se tiene que: $N_t = N + 1,5$

- Sentido de arrollamiento: sentido en el que gira la espira para un observador situado en uno de los extremos del resorte. El sentido es a la derecha (RH) si la espira gira, alejándose, en el sentido de las agujas del reloj; y a la izquierda (LH) si la espira gira, alejándose, en el sentido contrario al de las agujas del reloj.

- Paso (p): es la distancia entre dos espiras útiles contiguas del resorte en estado libre, medida axialmente entre los centros de las secciones transversales del hilo de material.

- Diámetro del hilo (d): es el espesor del hilo empleado en la fabricación del resorte. Generalmente, la forma más común de la sección transversal del hilo es la circular, aunque también hay hilos de sección elíptica o rectangular.

 PÁG. 108 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

- Diámetro exterior (D_e): diámetro de la superficie cilíndrica envolvente exterior del resorte.

- Diámetro interior (D_i): diámetro de la superficie cilíndrica envolvente interior del resorte.

- Diámetro medio (D): diámetro medio de las espiras que conforman el resorte. El diámetro medio del muelle se elegirá en función de la carga que ha de soportar. Se tiene que:

$$D = 1/2 \cdot (D_i + D_e)$$

- Longitud del hilo de alambre (l): longitud total del hilo de alambre una vez desarrollada la hélice.

- Longitud en estado libre o longitud libre (L): longitud total que presenta el resorte cuando no actúa ninguna fuerza exterior.

- Longitud de compresión (L_c): longitud del muelle sometido a una carga de valor F .

- Desplazamiento o deflexión del muelle (x): es la diferencia entre la longitud libre del resorte y la longitud en su deformación.

- Longitud a bloque (L_b): longitud total que presenta el resorte cuando todas las espiras están completamente comprimidas. Es importante tener en cuenta que nunca se debe alcanzar la longitud de bloqueo en compresión en un resorte de suspensión de un vehículo, dado que si esto ocurriera, las espiras contactarían entre sí, el muelle dejaría de trabajar y se perdería el contacto rueda-calzada. Para que esto no se produzca, se procurará siempre que el muelle de toda suspensión trabaje entre la mitad y los dos tercios de su carga límite de aplastamiento.

- Flecha máxima ($f_{m\acute{a}x}$): diferencia de longitud que presenta el resorte entre el estado libre y con la carga máxima. Para un resorte de compresión, se trata de la diferencia entre la longitud en estado libre y la longitud con las espiras unidas.

$$f_{m\acute{a}x} = L - L_b$$

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 109 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

En realidad, el muelle helicoidal es un tipo especial de muelle de torsión ya que la varilla de acero, cuando se estira, está trabajando a torsión. Así el muelle, al trabajar a torsión, se retuerce proporcionalmente a la carga soportada, almacenando energía mediante su acortamiento y desprendiéndose de dicha energía y recuperando su forma original al dejar de aplicarse dicha carga.

Para cuantificar el grado de flexibilidad de un resorte se emplea el concepto de *constante de rigidez*. La constante de rigidez de un muelle (K, N/m), se calcula con la siguiente ecuación:

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot N \cdot D^3}$$

donde,

G es el módulo de rigidez característico del tipo de material con el que está fabricado el muelle [N/m²]

d es el diámetro del hilo de acero [m]

D es el diámetro medio del resorte [m]

N es el número de espiras del muelle.

Otra forma diferente de calcular la constante de rigidez del muelle es mediante esta otra expresión, cuya constante recibe el nombre de constante de Wahl [N/m]:

$$K_{wahl} = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c}$$

donde,

$$c = D/d$$

 PÁG. 110 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

siendo,

d el diámetro del hilo de acero [m]

D el diámetro medio del resorte [m]

Mediante la constante de rigidez (K) se puede calcular el desplazamiento o deflexión del muelle cuando sobre él actúa una fuerza (F), que representa, por ejemplo, el peso del vehículo que gravita sobre cada una de las suspensiones.

Esta deflexión o desplazamiento (x) que sufre el muelle se puede calcular debido a que la rigidez del resorte tiene un carácter lineal, siendo precisamente la constante de rigidez (K) del resorte el factor de proporcionalidad que define la relación entre la fuerza (F) aplicada sobre el muelle y el desplazamiento (x) que origina en el muelle en la dirección de la carga:

$$F = K \cdot x$$

No obstante, la flexibilidad de un muelle no tiene por qué ser uniforme en todo su recorrido, es decir, existen tipos de resortes que pueden presentar una constante de rigidez (K) variable en función de la deflexión.

Tipos de muelles



En la figura adjunta se representan distintos tipos de muelles donde se muestran ejemplos usando distintas configuraciones para variar su flexibilidad.

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 111 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

Así, por ejemplo, una forma de conseguir variar la flexibilidad es con el empleo de muelles helicoidales cónicos, donde el diámetro de las espiras va disminuyendo progresivamente de un extremo a otro. Así se consigue una flexibilidad progresiva a medida que se comprime el muelle, de manera que presente un comportamiento blando inicial y una mayor dureza conforme se va comprimiendo las espiras.

También existen muelles progresivos en los que la distancia entre las espiras puede ser mayor en el centro que en los extremos del muelle para, de esta forma, aumentar la rigidez progresivamente al aumentar la compresión que soporta el muelle debida a la carga.


Existen tres principios básicos en el diseño de los muelles empleados en las suspensiones de los vehículos, a saber:

a) Cuanto más rígido sea el material empleado en la fabricación del resorte, mayor es el coeficiente de rigidez obtenido. Es decir, se puede obtener un resorte más rígido seleccionando un material para la fabricación del hilo del resorte con mayor módulo de rigidez (G), manteniéndose inalteradas las dimensiones y número de espiras.

b) Cuanto más pequeño sea el diámetro del muelle (no del hilo) mayor será el coeficiente de rigidez. Es decir, se puede obtener un resorte más rígido reduciendo el diámetro (D) del muelle, manteniéndose inalterado el tamaño de hilo y el número de espiras.

c) Cuantas menos espiras útiles tenga el muelle, menor será su coeficiente de rigidez. Es decir, se puede obtener un resorte más rígido aumentando el número de espiras activas, manteniéndose inalterado el tamaño del hilo y el diámetro del resorte.

Recordando de nuevo lo dicho anteriormente, todo sistema de suspensión en un vehículo tiene, por un lado, la misión de

 UIDE Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 112 DE 129	

asegurar que exista siempre contacto entre neumático y el terreno, proporcionando de esta manera mayor estabilidad en la marcha y dirección del vehículo, y por otro lado, proteger a los ocupantes y al propio vehículo de las irregularidades del terreno.

Los distintos ensayos realizados demuestran que el margen de comodidad para una persona está en torno a una oscilación por segundo. Una cifra superior excita el sistema nervioso y una cifra muy inferior puede provocar cierta sensación de mareo. Por tanto, para disponer de una suspensión ideal, el número de oscilaciones (o frecuencia, f) debería estar comprendido entre 30 y 60 oscilaciones por minuto.

Como se sabe, la frecuencia (f), expresada en Hz u oscilaciones/segundo, es la inversa al período (T):

$$f = \frac{1}{T}$$

Por otro lado, para el cálculo del periodo o tiempo de oscilación (T) de un resorte, habrá que tener en cuenta dos variables: el peso o carga que soporta el elemento elástico (F) y el coeficiente de elasticidad del mismo (K). Si se conoce el valor de estas dos variables, el periodo de oscilación (T) de todo resorte viene calculado por la siguiente formulación:

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{F}{K \cdot g}}$$

donde,

T es el período o tiempo de oscilación en segundos [s]

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 113 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

F es la fuerza o carga a la que está solicitado el muelle [N]
 K es la constante de rigidez del muelle [N/m]
 g es el valor de la gravedad, $9,81 \text{ m/s}^2$

Una vez calculado el valor del período (T), se obtendría la frecuencia ($f = 1/T$), que finalmente multiplicado por 60 nos daría las oscilaciones por minuto del muelle de la suspensión.

- Ejemplo de cálculo de la frecuencia de oscilación de un muelle:

Como aplicación de lo anterior, se va a calcular el número de oscilaciones que se produce en un muelle de la suspensión de un vehículo cargado con un peso de 4500 N, sabiendo que el coeficiente de elasticidad del muelle vale $K = 5980 \text{ N/m}$.

$F = 4500 \text{ N}$ (carga a la que está solicitado el muelle de la suspensión)

$K = 5980 \text{ N/m}$ (constante de rigidez del muelle)

Por lo tanto, el periodo de oscilación (T) del resorte vale:

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{4500}{5980 \cdot 9,81}} = 1,74 \text{ s}$$

Y por lo tanto, la frecuencia de oscilación por segundo sería de:

$$f = 1/T = 0,57 \text{ oscilaciones/segundo}$$

Finalmente, multiplicando por 60 nos daría el número de oscilaciones del muelle por cada minuto: $0,57 \cdot 60 = 34,2$ oscilaciones por minuto, que quedaría dentro del margen de confort.

 PÁG. 114 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

En ocasiones, en el diseño de los muelles de suspensión de los vehículos, es necesario calcular el número de espiras que hay que dotar al resorte para que soporte una determinada carga con una deflexión máxima que no debe superarse.

En este sentido, mediante la siguiente formulación, si se conocen la deflexión (x) del muelle y la fuerza (F) a la que está solicitado dicho muelle, se puede obtener el número de espiras (N) necesarias con las que habrá que fabricar dicho muelle:

$$N = \frac{G \cdot d^4 \cdot x}{8 \cdot F \cdot D^3}$$

donde,


G es el módulo de rigidez característico del tipo de material con el que está fabricado el muelle [N/m^2]
 d es el diámetro del hilo de acero [m]
 x es la deflexión del muelle [m]
 F es una fuerza a la que está solicitado dicho muelle [N]
 D es el diámetro medio del resorte [m]
 N es el número de espiras del muelle.

Por otro lado, la energía (E) que almacena un muelle cuando se deforma se puede obtener mediante la siguiente formulación:

$$E = K \cdot \frac{x^2}{2}$$

donde,

E es la energía almacenada en el muelle [J]

 Universidad Internacional del Ecuador	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
PÁG. 115 DE 129	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

K es la constante de rigidez de un muelle [N/m]
 x es la deflexión del muelle [m]

Por último, en la siguiente tabla se puede consultar los materiales más comúnmente empleados en la fabricación de resortes:

MATERIALES EMPLEADOS EN LOS RESORTES

Nombre común	Especificación	Módulo Elástico, E, psi	Módulo de elasticidad cortante, G, psi	Densidad, ρ lbf/in. ³	Máxima temperatura de servicio °F	Principales características
Aceros alto contenido en carbono						
Alambre de piano	ASTM A228	30×10^6	11.5×10^6	0.283	250	Alta resistencia; excelente vida a la fatiga
Estirado en frío	ASTM A227	30×10^6	11.5×10^6	0.283	250	Uso general; pobre vida a la fatiga
Aceros inoxidables						
Martensítico	ASTM A276	29×10^6	11×10^6	0.280	500	No satisfactorio para aplicaciones sub-cero
Austenítico	AISI 301, 302	28×10^6	10×10^6	0.282	600	Buena resistencia a temperaturas moderadas; baja relajación de esfuerzos
Aleaciones con base cobre						
Latón para resorte	ASTM B134	16×10^6	6×10^6	0.308	200	Bajo costo; alta conductividad; propiedades mecánicas deficientes
Bronce fosforado	ASTM B159	15×10^6	6.3×10^6	0.320	200	Capacidad para soportar flexiones repetidas; aleación muy común
Cobre al berilio	ASTM B197	19×10^6	6.5×10^6	0.297	400	Alta resistencia elástica y a la fatiga; Templable
Aleaciones con base níquel						
Inconel 600	-	31×10^6	11×10^6	0.307	600	Buena resistencia; Alta resistencia a la corrosión
Inconel X-750	-	31×10^6	11×10^6	0.298	1100	Endurecimiento por precipitación; para altas temperaturas
Ni-Span C	-	27×10^6	9.6×10^6	0.294	200	Módulo constante sobre un amplio rango de temperatura

2.3- Barras estabilizadoras

La *barra estabilizadora* de la suspensión de un vehículo es una barra de acero con propiedades de naturaleza elástica, que se encuentra fijada en sus extremos a cada soporte de la suspensión de cada lado del mismo eje.

 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 116 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO



Realmente las barras estabilizadoras, aunque se encuadra dentro del sistema de suspensión, son también elementos que forman parte de lo que se conoce como seguridad activa del vehículo.

Todo vehículo circulando a velocidad por una curva se ve sometido a una fuerza centrífuga que hace que se incline hacia un costado, que puede generar una sensación de molestia en los ocupantes del vehículo, además de poder existir un peligro real de vuelco del vehículo si la velocidad fuera inadecuadamente excesiva.

Esto es así debido a la fuerza centrífuga que actúa sobre el vehículo, que es de dirección radial y ejerce un empuje sobre el vehículo que tira de él hacia el exterior de la curva.

Esta fuerza genera una transferencia de carga en el vehículo que hace inclinar a la carrocería de tal forma que una parte de la suspensión, la situada en el lado exterior a la curva, se comprima, mientras que la otra parte de la suspensión del vehículo, la situada hacia el interior de la curva, se expanda corriendo el riesgo de despegar la rueda de este lado del pavimento.

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 117 DE 129	


Este hecho, es decir, que las ruedas de un lado del vehículo tiendan a subir, mientras que las ruedas del otro lado tiendan a bajar comprimiéndose contra el suelo, va a generar un par de torsión que es absorbido por la barra estabilizadora, impidiendo que la carrocería se incline excesivamente hacia un lado y ejerciendo una resistencia al balanceo del vehículo.



Así, el movimiento vertical hacia arriba de la rueda situada del lado interior de la curva se transmite a la otra rueda del eje a través de la barra estabilizadora, que tiende a bajar la carrocería de ese lado comprimiendo el muelle de la suspensión, de manera que se consigue sumar la acción de los dos muelles, ayudando a mantener la estabilidad del vehículo.

Por ello, la barra estabilizadora se considera un componente elástico de la suspensión dado que actúa en parte también como muelle, especialmente cuando actúa sobre la rueda del lado del eje que tiende a subir.

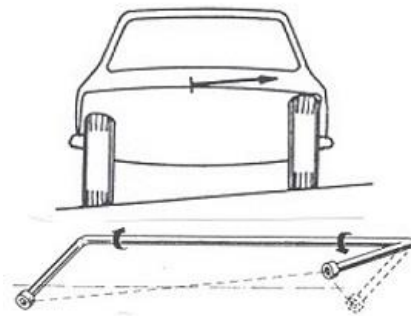
Este mismo efecto se produce, no sólo cuando el vehículo toma una curva, sino cuando por ejemplo, una de las ruedas encuentra un bache o cualquier obstáculo, creando, al bajar o subir la rueda, un par de torsión en la barra que hace que la carrocería se mantenga en posición horizontal. De esta forma,

 PÁG. 118 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

como se ha dicho, se consigue sumar la acción de los dos muelles.


Por tanto, la barra estabilizadora de la suspensión de un vehículo trabaja a torsión, compensando los esfuerzos generados de una rueda sobre la otra del eje mediante una transferencia de peso de la rueda que se comprime hacia la rueda del lado que tiende a elevarse, aumentando así su adherencia.

De este modo, se evita que el muelle de un lado de la suspensión se comprima excesivamente, mientras que el otro muelle se expanda, pudiendo hacer perder el contacto de la rueda con el piso.



Principio de funcionamiento de la barra estabilizadora

Según sea el diámetro de la barra estabilizadora, la rigidez propia del material de fabricación de la barra o la longitud de brazo de palanca que tengan las bielas en los extremos de la barra, su resistencia a la torsión variará, y por ende, se opondrá en mayor o menor medida a que la distancia relativa entre ambas ruedas de un mismo eje varíe y por tanto, que la carrocería se incline.

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 119 DE 129	

El montaje de la barra estabilizadora dependerá de tipo de suspensión, aunque puede instalarse tanto en el eje delantero como en el trasero, suele colocarse en la mayoría de los vehículos en la suspensión trasera.

De todas maneras, su montaje es siempre transversal al vehículo, pudiendo adoptar, entre otras, alguna de las siguientes configuraciones:

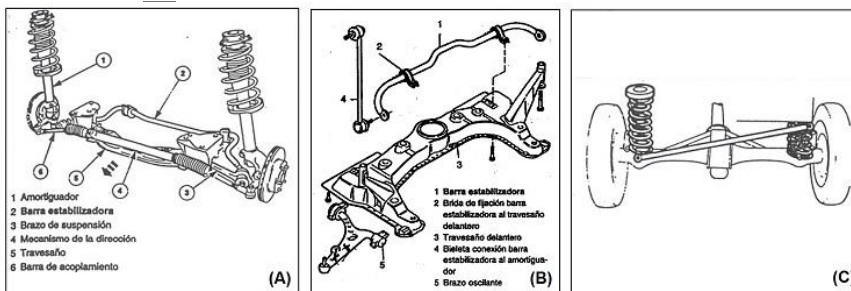
- (A): en vehículos con suspensión independiente, la barra estabilizadora va unida al chasis con cojinetes elásticos y cada extremo sujeto a un brazo de suspensión a través de un cojinete elástico de caucho.

- (B): en ocasiones, se une un extremo de la barra estabilizadora con una bieleta de conexión y ésta se une por el otro extremo con el brazo superior de la suspensión. Las uniones se realizan mediante rótulas.

- (C): en vehículos con eje rígido, la barra estabilizadora va colocada transversalmente, unida al eje por un extremo y al chasis por el otro. Este tipo de barra es totalmente recta y lleva sujeciones elásticas en los extremos. También se le conoce como "barra Penhard". En esta configuración, la barra estabilizadora también trabaja a tracción y a compresión.

- [4x4](#)
- [Abanico](#)
- [Absorber](#)
- [Acero](#)
- [Apoyo](#)
- [Barra](#)
- [Bastidor](#)
- [Biblioteca](#)
- [Caballos](#)
- [Componente](#)
- [4x4](#)
- [Abanico](#)
- [Absorber](#)
- [Acero](#)

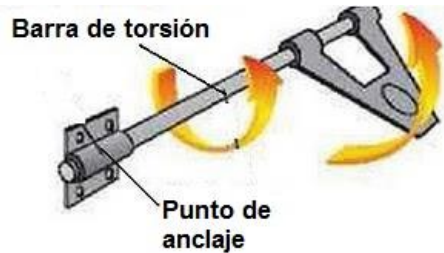
- [Apoyo](#)
- [Barra](#)
- [Bastidor](#)
- [Biblioteca](#)
- [Caballos](#)
- [Componente](#)
- [4x4](#)



2.4- Barras de torsión

La introducción de nuevos aceros reforzados, con mejores propiedades elásticas, ha permitido sustituir en determinadas ocasiones las ballestas y los muelles helicoidales por las *barras de torsión*, sobretodo en vehículos con suspensión semi-independientes, como se verá más adelante.

En comparación con las ballestas, las barras de torsión apenas disipan energía por fricción, por lo que poseen una capacidad de absorción de energía mayor que las ballestas. Y en lo relativo al peso, y concretamente al peso no suspendido, se suele considerar menos de la mitad del peso de la barra de torsión como peso no suspendido, lo que sitúa este sistema de suspensión como el más favorecido en este aspecto.




Su principio de funcionamiento es muy simple y se basa en la capacidad del acero de recuperar su forma tras una deformación debida a la aplicación de una fuerza de torsión. Así, si a una barra de acero elástico, que está anclada por uno de sus extremos, se le aplica por el otro un esfuerzo de torsión, ésta tenderá a retorcerse, volviendo a su forma primitiva cuando cese el esfuerzo de torsión, siempre y cuando no se supere el límite elástico del material.

En el caso de aplicación en la suspensión de los vehículos, el extremo fijo de la barra de torsión se ancla a la carrocería, de modo que se impide todo movimiento, mientras que el otro extremo libre se une a una palanca solidaria al eje de la rueda.

Debido a las irregularidades de la carretera, la rueda subirá y bajará, y este movimiento se transmitirá por la palanca hacia la barra de torsión, provocando en ésta un esfuerzo torsor, que tenderá a deformarla.

Aunque las barras de torsión pueden tener diversos tipos de sección transversal, la más utilizada es la sección en forma circular.

Las barras de torsión pueden disponerse de dos formas distintas en el vehículo: longitudinalmente (en dirección al avance del vehículo) y transversalmente (en perpendicular al avance del vehículo).

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 122 DE 129	

3- Componentes amortiguadores de la suspensión

3.1- Tipos de amortiguadores

Como ya se ha dicho, los *amortiguadores* son los elementos absorbedores de energía, encargados de eliminar lo antes posible las oscilaciones del elemento flexible de la suspensión producidas por las irregularidades del terreno, de manera que hacen que decaiga el movimiento de balanceo en el vehículo, reduciendo la amplitud de las oscilaciones que siguen cuando la rueda pasa por encima de un bache.

En efecto, cuando el vehículo encuentra una irregularidad en el terreno, al pasar la rueda se comprime o bien se alarga el muelle (elemento elástico) de la suspensión, almacenando la energía producida en esta oscilación. Sin embargo, los elementos elásticos de la suspensión no tienen capacidad de absorción, por lo que devuelven esta energía inmediatamente, rebotando sobre la carrocería. Este rebote, que se traduce en forma de oscilaciones posteriores, es el que tiene que frenar el amortiguador, recogiendo en primer lugar el efecto de compresión y luego el de extensión del muelle, actuando de freno en ambos sentidos.

Si no existieran los amortiguadores, la carrocería del vehículo oscilaría continuamente con cada irregularidad del terreno. La función del amortiguador es pues controlar esas oscilaciones transformando la energía mecánica que almacena el resorte en calor, mediante fenómenos de rozamientos, como se verá más adelante al estudiar su principio de funcionamiento.

De entre todos los elementos, los amortiguadores son un componente común que forma parte de la suspensión de cualquier vehículo. Pueden ser de fricción (poco usados), de gas o amortiguadores de tipo hidráulicos, que a su vez se dividen en giratorios, de pistón y telescópicos, que son los más usados.

No obstante, también se pueden clasificar los amortiguadores atendiendo a otros criterios, como son:

 UIDE Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 123 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

a) Según su sentido de trabajo:

- *Amortiguadores de simple efecto*: sólo amortiguan en un sentido.

- *Amortiguadores de doble efecto*: amortiguan en extensión y compresión.

b) Según el fluido de amortiguación empleado:

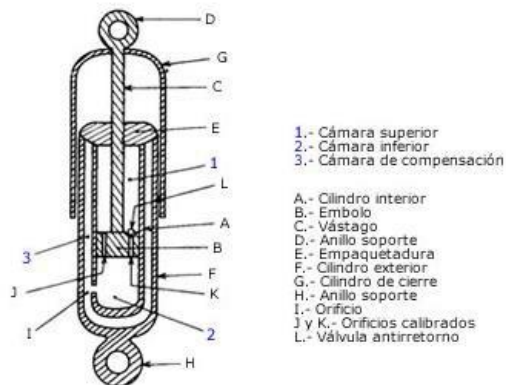
- *Amortiguadores de gas*.

- *Amortiguadores hidráulicos*.

De entre todos los tipos, los amortiguadores de doble efecto, hidráulicos y telescópicos, actualmente son los más utilizados y que más aplicaciones tienen en los vehículos.

3.2- Amortiguador hidráulico convencional

En los *amortiguadores hidráulicos convencionales*, el efecto de amortiguamiento se consigue forzando el paso de un fluido (aceite hidráulico) a través de unos pasos calibrados de apertura diferenciada, de manera que permite dotar al amortiguador del grado de flexibilidad o rigidez necesaria, según las diferentes situaciones.



 Universidad Internacional del Ecuador PÁG. 124 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

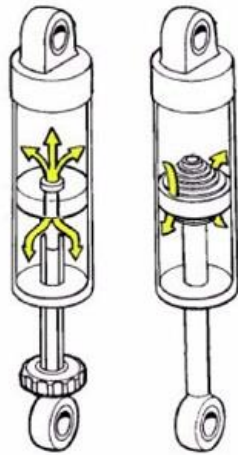
Así, la fuerza amortiguadora que se consigue con los amortiguadores hidráulicos es variable y función creciente con la velocidad. Entre los distintos tipos existentes de amortiguadores hidráulicos, los más ampliamente usados en automoción son los de tipo telescópico.

Como ventaja, los amortiguadores hidráulicos convencionales presentan un precio de coste de fabricación muy competitivo. Sin embargo, tienen como inconveniente una vida limitada de funcionamiento, que conlleva una pérdida importante de sus prestaciones con el uso, debido principalmente al aumento de la temperatura alcanzada por el fluido hidráulico, que termina perdiendo propiedades con el tiempo de uso.

Como ya se ha comentado anteriormente, el funcionamiento de los amortiguadores hidráulicos convencionales se basa en el paso de un fluido entre cámaras internas del amortiguador para provocar el frenado de los cilindros de los que se compone. La energía generada en este proceso será absorbida por el fluido de trabajo, que hace que aumente su temperatura.

Los amortiguadores hidráulicos telescópicos constan de un pistón que trabaja dentro de un cilindro en cuyo interior se encuentra el aceite hidráulico. Sobre el pistón existen una serie de orificios y unas válvulas precomprimidas que permiten el paso de aceite de una parte a otra del pistón cuando la presión supera un valor dado. Los orificios representan el paso permanente y las válvulas, el paso de apertura por presión.


El paso permanente son orificios fijos que restringen el flujo del caudal. En el caso de las válvulas de apertura por presión, para que éstas se abran es necesario ejercer sobre ellas una determinada presión. A medida que la presión aumenta, la apertura irá haciéndose cada vez mayor.



En la figura adjunta se pueden observar el flujo de aceite a través del pistón con los discos que componen las válvulas de apertura por presión y la aguja que regula el diámetro de la válvula de apertura, cuando el amortiguador es variable.

Así, si se mueve la rosca de ajuste de la dureza del amortiguador para ablandarlo, la aguja abrirá el orificio, y de esta manera se facilita el paso del aceite, disminuyendo la rigidez del amortiguador. Y por otro lado, actuando de manera inversa sobre la rosca, se obtendrá un funcionamiento del amortiguador más rígido.

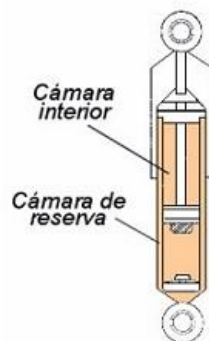
Resumiendo, el esquema de funcionamiento de un amortiguador hidráulico telescópico, el cual presenta una fuerza amortiguadora creciente con la velocidad, es el siguiente: cuando la velocidad entre ambos extremos del amortiguador es baja, las válvulas de apertura por presión permanecen cerradas, y en este caso el aceite sólo pasa a través de los orificios del paso permanente. Sin embargo, cuando la velocidad entre los extremos del amortiguador supera cierto valor, la presión del aceite alcanzará el umbral de apertura de las válvulas de presión, las cuales empiezan a abrirse y dejan pasar el aceite. Cuanto más aumenta la presión, las válvulas se abren más

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 126 DE 129	

hasta que su apertura es completa y la ley de fuerza en el amortiguador queda controlada nuevamente por el paso del aceite a través del orificio del paso permanente.

Los amortiguadores hidráulicos convencionales son de doble efecto, y sin embargo, su comportamiento va a ser diferente, según trabajen en expansión o en compresión. Normalmente, las válvulas de extensión y compresión son diferentes, lo que va a posibilitar que el esfuerzo en compresión pueda ser menor para una misma velocidad. Esto es así porque en los vehículos interesa utilizar una característica de amortiguamiento más blanda en compresión, con objeto de evitar que la transmisión reciba la acción de grandes fuerzas compresivas que se generarían cuando la rueda se encuentra con un obstáculo. De esta manera, cuando la rueda sube, el efecto del amortiguador es pequeño, casi todo el trabajo lo realiza el elemento elástico de la suspensión, mientras que cuando la rueda baja, el efecto de amortiguamiento es muy superior, consiguiéndose así disminuir las oscilaciones.

Existen dos tipos de amortiguadores hidráulicos:



a) *Amortiguadores de doble tubo:*

Son los más comunes. Los hay de dos tipos: no presurizados (aceite) y presurizados (aceite y gas). Los *amortiguadores de doble tubo* constan de dos cámaras: una

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

llamada interior y otra de reserva, como se aprecia en la figura adjunta. Disponen de válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, llamada válvula de pie.

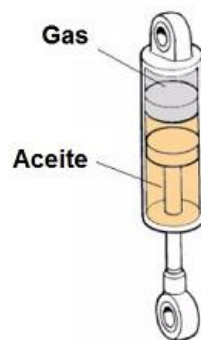
En este tipo de amortiguadores, cuando el vástago penetra en el interior del cuerpo del amortiguador, el aceite contenido en la cámara interior fluye sin resistencia a través de los orificios del pistón hacia el espacio generado al otro lado del mismo.

Simultáneamente, una cierta cantidad de aceite se ve desplazada debido al volumen ocupado por el vástago en la cámara interior. Este aceite forzosamente pasa por la válvula de pie hacia la cámara de reserva (llena de gas en caso de los presurizados).

La fuerza de amortiguamiento viene dada por la resistencia que impone la válvula de pie al paso del aceite.

b) *Amortiguadores monotubo:*

De aparición más tardía que los de doble tubo, su uso cada vez está más extendido, sobretodo en vehículos de altas prestaciones y vehículos de competición.



Los *amortiguadores monotubo* constan de dos cámaras principales, una contiene el aceite y la otra gas a presión,

	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO
PÁG. 128 DE 129	

estando separadas ambas cámaras por un pistón flotante. Por tanto, este tipo se considera también como amortiguadores hidráulicos presurizados, con la salvedad que tienen sólo válvulas en el pistón.


En este tipo de amortiguadores, cuando el vástago penetra en el interior del cuerpo del amortiguador, ocupa un espacio en el interior de la cámara de aceite que se compensa con una cámara de volumen variable, generalmente rellena de gas presurizado a presión.

Al empujar el vástago, la presión que ejerce el aceite sobre dicho pistón flotante hace que la zona del gas se comprima, aumentando la presión a ambos lados (gas y aceite). A su vez, el aceite se ve obligado a pasar a través de las válvulas del pistón principal.

La fuerza de amortiguamiento en los amortiguadores monotubo viene dada por la resistencia que oponen dichas válvulas al paso del aceite.

Los amortiguadores monotubo presentan algunas ventajas con respecto a los de doble tubo no presurizados:

- Disponen de una buena refrigeración debido a que la cámara está en contacto directo con el aire. Esto se traduce en una mayor eficiencia, dado que el amortiguador es un sistema que convierte la energía cinética en energía calorífica.
- Mayor diámetro de pistón a igual diámetro de carcasa, lo que permite reducir las presiones de operación en el interior del amortiguador, que hace alargar su vida útil de trabajo.
- El nivel de aceite no baja al quedar el vehículo estacionado, lo que evita funcionamientos deficientes cuando se vuelve a poner en marcha el vehículo.
- Debido a la presurización, el aceite no forma espuma, evitando problemas de cavitación y resultando un buen amortiguamiento incluso con pequeñas vibraciones de alta frecuencia.

 PÁG. 129 DE 129	Universidad Internacional del Ecuador
	DOCUMENTO N°: UIDE- MAT-FIA-18-INF-0006A
	INGENIERIA AUTOMOTRIZ
	PLAN DE TESIS/ARTICULO

- Gracias al pistón separador, no queda restringida la posición de montaje, pudiéndose colocar el amortiguador en cualquier posición, incluso tumbados.

(ingemecanica,2017)