

REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS " CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ "
FACULTAD DE INGENIERÍA
COLECTIVO DE MECÁNICA APLICADA

TRABAJO DE DIPLOMA

Análisis y Validación de Elemento Suplementario a la
Suspensión Trasera del Ómnibus Girón VI en ETEP
Cienfuegos.

Autor: Roberto Medina Gómez.

Tutores: Msc Juan Gabriel Noa Águila. (UCF)
Ing. Yabiel Pérez Gómez. (UCF)

Junio 2016
"Año 58 de la Revolución"

Declaración de autoridad.



Facultad de Ingeniería

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos, al finalizar mis estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica; autorizando a que este sea utilizado para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total, además teniendo siempre en cuenta que el mismo no podrá ser presentado en eventos ni publicado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del Autor

Los que firmamos a continuación certificamos que el presente trabajo ha sido revisado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y cumples los requisitos que debe tener un trabajo en tal envergadura.

Información Científico-Técnica, Firma

Firma del Vicedecano

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyectos

Pensamiento

Hay hombres que luchan un día y son buenos, hay hombres que luchan un año y son muy buenos, hay hombres que luchan muchos años y son mejores. Pero hay hombres que luchan toda la vida, esos son los imprescindibles.

Bertolt Brech.

AGRADECIMIENTOS

Quisiera agradecer a todas las personas que directamente e indirectamente han procurado que esta investigación y trabajo se diploma haya podido ver la luz y en especial a la UCF por permitirme una segunda oportunidad.

DEDICATORIA

*A los hombres de ciencia, mi familia y a todos los obreros
innovadores de Cuba.*

Índice

Pág.

Introducción.....	9
Capítulo 1: Generalidades	
1.1 Función de las suspensiones.....	11
1.2 Evolución de los sistemas de los sistemas de suspensión.....	17
1.3 Elementos de un sistema de suspensión.....	20
1.3.1 Elementos elásticos.	
1.3.2 Neumáticos.	
1.3.3 Ballestas.....	21
1.3.4 Muelles.....	23
1.3.5 Barra de Torsión.....	24
1.3.6 Cojines Neumáticos	
1.3.7 Elementos de amortiguación.....	25
1.3.8 Amortiguadores	
1.4 Descripción de los amortiguadores y su funcionamiento.....	26
1.4.1 Función del amortiguador.....	27
1.4.2 Tipo de amortiguador	
1.5 Elementos de guiado de la suspensión.....	31
1.6 Modelos de suspensión mecánica.....	35
1.7 Clasificación de las de las suspensiones.....	37
1.8 Suspensión neumática en automóviles.....	40
1.9 Conclusiones parciales.....	41
Capítulo 2: Análisis y Cálculo de las cargas que actúan sobre el sistema de suspensión del Ómnibus Girón V9.	
2.1 Cálculo de esfuerzo en el juego de ballesta.....	46
2.1.2 Cálculo del momento máximo de las ballestas.....	47

2.1.3	<i>Cálculo de las reacciones del juego de ballestas</i>	
2.1.4	<i>Cálculo del momento flector máximo</i>	48
2.1.5	<i>Cálculo de la deformación del juego de ballestas</i>	49
2.2	<i>Cálculo de la deformación del neumático</i>	50
2.2.1	<i>Cálculo de la deformación estática</i>	52
2.2.2	<i>Cálculo del coeficiente de carga dinámica a desnivel de la rueda trasera en una zanja de profundidad H</i>	
2.2.3	<i>Cálculo del coeficiente de carga dinámica provocada por impacto</i>	
<i>Capítulo 3: Cálculo de diseño a elemento suplementario de la suspensión adicionado al Omnibus Girón V9.</i>		
3.1	<i>Deformación del resorte</i>	56
3.1.2	<i>Cálculo del índice del resorte</i>	58
3.1.3	<i>Cálculo del factor de curvatura del resorte</i>	59
3.1.4	<i>Cálculo de la frecuencia natural del resorte</i>	
3.1.5	<i>Cálculo de la energía absorbida por el resorte</i>	60
3.2	<i>Cálculo de la rigidez del sistema</i>	
3.2.1	<i>Cálculo de la deformación del sistema</i>	
3.2.2	<i>Cálculo del esfuerzo del sistema</i>	
3.3	<i>Cálculo de factores dinámicos del conjunto</i>	61
3.3.1	<i>Cálculo del coeficiente dinámico del resorte</i>	
3.3.2	<i>Cálculo del coeficiente dinámico del conjunto a caída en desnivel</i>	
3.3.3	<i>Cálculo del coeficiente dinámico del conjunto provocado por impacto</i>	
3.4	<i>Valoración económica</i>	62
<i>Conclusiones Generales</i>		63
<i>Recomendaciones</i>		64
<i>Bibliografía</i>		65
<i>Anexo</i>		67

Resumen

Este proyecto de diploma se propone realizar un estudio y validación de los trenes traseros, suspensiones y sistemas de amortiguación existentes en Cuba y el resto del mundo en especial de los Ómnibus Girón de la empresa de transporte ETEP debido a las continuas fallas y averías que presentaban estos equipos como solución a esta disyuntiva se realizó la implementación de un elemento de amortiguación suplementario. Basado en este hecho el primer capítulo mostrará los diferentes tipos de sistema de suspensión y amortiguación existentes en el mundo siguiendo la secuencia cronológica según su desarrollo tecnológico a lo largo de la historia. El segundo capítulo se analiza la teoría general de cálculo del funcionamiento de las suspensiones y amortiguadores en especial la metodología de cálculo para los Ómnibus Girón con la presencia e implementación del sistema de amortiguación suplementaria. En el tercer capítulo se esclarecerán los cálculos de diseño del elemento suplementario (resorte) y las condiciones tecnológicas que permiten la demostración de su factibilidad, durabilidad y confiabilidad para su empleo e instalación. El análisis económico y el aporte económico al país y en especial a la empresa ETEP.

Introducción.

La Empresa de Transporte de Equipos Pesados (ETEP) es una UEB cuyo objeto social es el transporte de equipos y materiales de la Unión Eléctrica de Cuba (UNE) esta empresa presta servicios a lo largo del país contando con un parque de 44 equipos de ellos 12 son ómnibus de diferentes denominaciones, 6 equipos para la administración y 26 de transporte pesado. Un importante objetivo es la transportación de personal hacia empresas de la zona industrial proporcionando así un impulso económico y puntualidad en la calidad de los servicios. A partir del año 2014 se producen fallas en el sistema de suspensión auxiliar de los ómnibus GIRON VI dando como resultado paralizaciones sucesivas en el taller de la entidad. Producto a estas fallas se producen averías (roturas por esfuerzos de flexión) en el sistema de suspensión trasero específicamente en el juego de ballesta auxiliar a causa de la fatiga del metal e irregularidad de los terrenos por los cuales transitan estos vehículos (GIRON VI). Debido a la falta de recursos para la reparación de estos sistemas de suspensión (hoja maestra de la ballesta auxiliar), se introdujo un resorte que nivelaba la rigidez y confort a los pasajeros de forma adecuada. Ante toda esta Situación Problemática se formuló la Hipótesis siguiente:

Si es posible realizar cálculos metodológicos para la implementación de un aditamento suplementario a la suspensión trasera comprobando la factibilidad, durabilidad y confiabilidad de dicho aditamento suplementario (resorte helicoidal plano).

El Objetivo General del presenta trabajo de diploma es: Aumentar el conocimiento de las suspensiones de los ómnibus GIRON VI garantizar un coeficiente de disponibilidad técnica (CDT) por encima del 95%.

Los Objetivos Específicos son:

1. Buscar bibliografía autorizada de las características generales de los trenes traseros y suspensión de los ómnibus GIRON VI.
2. Establecer un método de cálculo específico para la suspensión de estos equipos.
3. Comprobar a través de parámetros de diseño la idoneidad del suplemento de amortiguación (resorte).
4. Realizar comparación técnica y económica de antes y después de implementado dicho sistema.

Las tareas de investigación serán las siguientes:

1. Profundizar en la literatura acerca de los aspectos constructivos y del cálculo de las suspensiones de ballesta.
2. Tomar todas las medidas de los elementos de la suspensión y el resorte estando el equipo a plena capacidad de carga y descargado.
3. Calcular reacciones, deformaciones y coeficientes dinámicos a los que esta sometido el equipo cargado y descargado.
4. Calcular los coeficientes de cargas dinámicas que se producen sobre el vehículo cuando el mismo cae en un bache o los neumáticos chocan con un obstáculo a una velocidad determinada.
5. Analizar los cálculos de diseño según la literatura especializada para comprobar si las dimensiones de resorte son idóneas para su implementación.
6. Construirlos diagramas de fuerzas cortante y momentos flectores del juego de ballesta y resorte.
7. Realizar el análisis económico de la producción de los ómnibus GIRON VI en la ETEP a partir de la instalación del nuevo aditamento de suspensión.

Capítulo I: Generalidades.

1.1 Función de las suspensiones

La función principal del sistema de suspensión en un vehículo automóvil es absorber las reacciones producidas en las ruedas al pasar sobre las irregularidades del terreno evitando que se transmita a la carrocería, asegurando de esta forma la comodidad del conductor y los pasajeros del vehículo al mismo tiempo asegurar el contacto de las ruedas con el suelo para obtener una estabilidad y direccionalidad del vehículo que permita al conductor y los ocupantes tener un alto grado de seguridad en los desplazamientos (Alberdi, 1990).

Cuando un vehículo circula por un terreno irregular, las ruedas están sometidas a una serie de impactos que son transmitidos a la carrocería a través de los elementos de unión. Si las irregularidades presentes en el terreno son pequeñas, estas son absorbidas por la elasticidad de los neumáticos, en cambio si las irregularidades existentes son grandes la unión elástica del sistema de suspensión debe ser capaz de absorber dichas irregularidades evitando que se transmitan a la carrocería. El sistema de suspensión esta compuesto por una serie de elementos elásticos que se interponen entre la masa suspendida y las más no sus pendidas la principal diferencia entre las masas:

Masa suspendida: Se compone de los mecanismos soportados por el chasis o bastidor del vínculo, grupo moto propulsor, carrocería, elementos auxiliares y de confort de pasajeros.

Masa no suspendida: Generalmente consta de los componentes no incluidos en el apartado anterior (disco de frenos, zapatas de frenos, llantas, neumáticos).

En la figura 1.1 se muestran los elementos que conforman la masa no suspendida en un sistema de suspensión de un automóvil del tipo pesado.

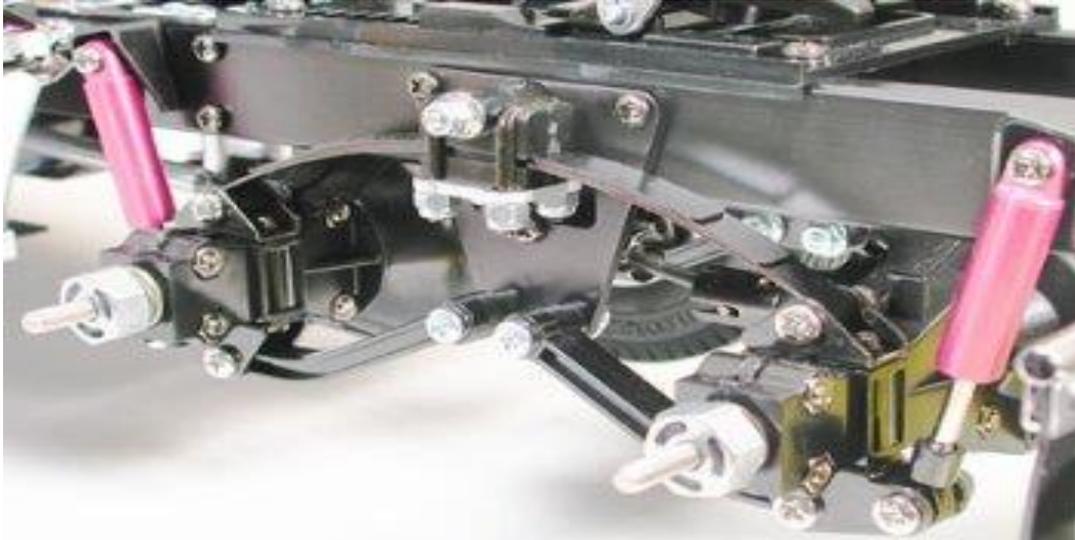


Figura 1.1. Elementos que conforman la masa no suspendida

El diseño de un sistema de suspensión se realiza alcanzando un compromiso entre el confort necesario para los pasajeros, suspensión blanda y un control óptimo del vehículo atenuando o incluso impidiendo cualquier movimiento de la carrocería con relación al suelo de manera que el vehículo se mantenga durante la marcha en la posición más horizontal posible, suspensión dura. El comportamiento de un vehículo viene determinado en gran medida por el sistema de suspensión y los elementos elásticos que incorpore, pudiendo variar el comportamiento del vehículo mediante el reglaje de los elementos, pasando de un vehículo con una suspensión blanda a una suspensión dura. Además de las características ya descritas es necesario que el sistema de suspensión cumpla con otras funciones complementarias:

Transmitir las fuerzas de aceleración y de frenada entre los ejes y chasis.

Resistir el par del motor y de frenada junto con las aceleraciones producidas en las curvas. Conservar el ángulo de dirección en todo el recorrido.

Conservar el paralelismo entre los ejes y la perpendicularidad del chasis. Proporcionar una estabilidad adecuada ante el balanceo. Soportar el peso y carga del vehículo.

El sistema de suspensión también debe absorber las oscilaciones producidas durante la propia conducción del vehículo incluyendo las oscilaciones creadas por distribuciones incorrectas de carga. Estos movimientos se generan en el centro de gravedad del equipo y se propagan en distintos sentidos. Los tres tipos de oscilaciones que pueden darse en el automóvil son:

Empuje: oscilaciones que se producen en torno al eje vertical y se producen al pasar por un terreno ondulado.

Cabeceo: oscilaciones producidas a lo largo del eje transversal del vehículo y se producen principalmente en las frenadas y aceleraciones bruscas.

Balanceo: oscilaciones producidas entorno al eje longitudinal del vehículo y se producen al tomar curvas a alta velocidad.

Para cumplir todos los objetivos anteriormente, la suspensión deberá tener dos propiedades importantes:

Elasticidad: evita que las desigualdades del terreno se transmitan al vehículo en forma de golpes secos.

Amortiguación: impide un balanceo excesivo de la carrocería y mantiene los neumáticos en contacto con el terreno.

La elasticidad en un sistema de suspensión depende principalmente del elemento elástico y del peso suspendido. Estos dos parámetros caracterizan en una primera aproximación, la amplitud de las oscilaciones y su frecuencia f que se producen en un vehículo. Estos parámetros se deben obtener en cuenta en el diseño de una suspensión porque pueden ser molestas e incluso perjudiciales tanto para los pasajeros como para los órganos mecánicos de los vehículos. Si en un vehículo de aumenta la compresión producida en los propios amortiguadores debido al peso del propio vehículo en estático, se aumentará el período de la oscilación T , inversa de la frecuencia f . Hay que considerar este efecto al estar relacionado directamente con el confort y la seguridad debido a que cuanto menor sea la rigidez del muelle que montemos (más blando), mayor será el período de las oscilaciones debido a la mayor compresión del muelle. Este fenómeno ocurre de manera inversa. A continuación se expone la tabla 1.1 donde se ha calculado el

período de oscilación T a partir de la compresión de los amortiguadores en estático, junto con la sensación producida por los ocupantes del vehículo.

Tabla 1.1. Oscilación T a partir de la compresión de los amortiguadores

Periodo T(s)	Frecuencia (Hz)	Confort (pasajeros)	Tolerancia física
0.2	5	Muy mala	Intolerable
0.4	2.5	Muy mala	Intolerable
0.5	2	Suspensión seca (sport)	Tolerable por poco tiempo
0.9	1.1	Confortable	Tolerable indefinidamente
1.0	1	Confortable	Tolerable indefinidamente
1.26	0.8	Excesivamente confortable	Tendencia al mareo

La conclusión que se extrae de la tabla es que al utilizar frecuencias de oscilaciones más rápidas (período de oscilación inferiores) las aceleraciones verticales que sufre el cuerpo son intolerables en una utilización continuada del vehículo pero aumentaría la seguridad del vehículo, este el motivo de que se utilicen únicamente en competición, esto son períodos cortos de utilización por personas con un entrenamiento físico previo. Si se reduce la frecuencia de oscilación por debajo de 1 Hz, la sensación que siente el pasajero es tan lentamente acompasada que puede llegar a producir mareo (sensación similar a la producida en un barco) por lo tanto es aconsejable sobrepasar este valor. Todo

ello hace que los sistemas de suspensión deben tener unas frecuencias de oscilación de entre 0.5 y 1 segundos (1...2 Hz), correspondiente al balanceo normal del cuerpo humano al caminar. Durante el diseño de un sistema de suspensión a parte de la elasticidad y amortiguamiento hay que considerar otros aspectos que afectan directamente a la estabilidad y confort del propio automóvil, los más importantes son la resonancia y la amortiguación crítica.

a. Resonancia

Una suspensión entra en resonancia cuando la frecuencia de la masa suspendida coincide con la frecuencia producida por las oscilaciones de la carretera, llegando en teoría a amplificar infinitamente la amplitud, siendo esto totalmente incompatible con el confort y la seguridad ya que la rueda podría perder el contacto con el suelo. Para que una suspensión entre en resonancia basta con que las oscilaciones estén formadas a distancia simétricas, o que no más de dos accidentes de la carretera se tarden en recorrer el mismo tiempo que el período de oscilación de la propia suspensión. Para evitar este fenómeno es necesario instalar un amortiguador cuya misión es disipar la energía potencial acumulada en el elemento elástico, evitando que el sistema de suspensión entre en resonancia.

b. Amortiguación

Otra forma de comprobar el confort y la estabilidad de un vehículo es en una función del valor de la amortiguación que tenga el vehículo respecto a la amortiguación crítica. Una amortiguación es crítica cuando ante una compresión de la suspensión hasta el final de su recorrido y de suelta repentinamente, la amortiguación impide una nueva oscilación. Es decir, la amortiguación crítica bajo la cual, al comprimir la suspensión hasta el final de su recorrido y soltarla, no se produce la menor oscilación debido a que la fuerza de amortiguación es superior a la energía potencial acumulada por el muelle en la compresión. A continuación se presenta la tabla 1.2 donde se dan valores porcentuales de la amortiguación crítica sobre la amortiguación total del vehículo. Si un sistema de suspensión se aproxima más al valor crítico menos confortable será el vehículo en cambio más estable. Este efecto como es de esperar, también ocurre de forma inversa.

Tabla 1.2 valores porcentuales de la amortiguación crítica

suspensión	Compresión (%)	Extensión (%)	Amortiguación crítica (%)
Auto cómodo	25-30	75-70	15-25
Semideportivo	30-35	70-65	25-30
Deportivo	40-45	60-65	30-35
Competición	50-60	50-40	35-40

De la tabla anterior de un menor porcentaje de la amortiguación crítica que la amortiguación total del vehículo de encuentra en el extremo opuesto a la amortiguación crítica es decir permite algunas oscilaciones y por lo tanto más confortable será, aunque el vehículo es menos controlable desde el punto de vista de la amortiguación y más difícil su utilización en una conducción deportiva.

En la figura 1.2 la curva de línea continúa corresponde a la oscilación de un sistema de masa suspendida sometido a la oscilación de un muelle de rigidez k amortiguado. La curva de trazos se corresponde con la amortiguación crítica.

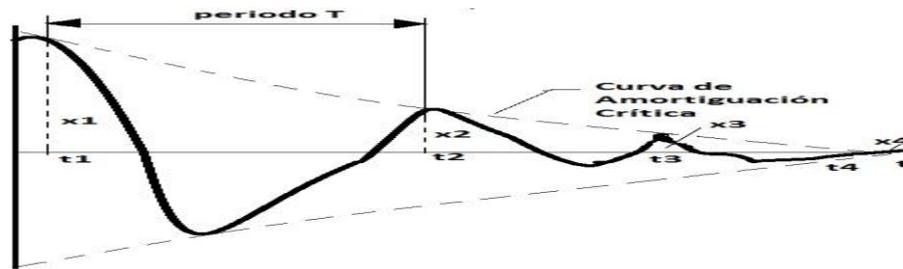


Figura 1.2. Curva característica de una amortiguación crítica.

1.2. Evolución de los sistemas de suspensión.

En los inicios de la industria de automoción, los sistemas de suspensión fueron apareciendo según las necesidades existentes, considerándose que este aspecto no era fundamental en los primeros automóviles (Bruzos, 2010).

En los primeros carruajes los fabricantes ya intentaron hacer más cómodos los vehículos, donde los caminos empedrados de la época debieron ser una tortura para los ocupantes de los antiguos carros de tracción animal, pues cada hoyo o piedra que las ruedas pasaban, creaban un impacto que se transmitía directamente a los ocupantes. Se hicieron varios intentos para reducir los impactos por las dificultades de los caminos de la época, acolchonando los asientos o poniendo unos resortes en el pescante del cochero pero el problema aún no se resolvía hasta que alguien tuvo la idea de colgar la cabina del carruaje, con unas correas de cuero, desde unos soportes de metal más o menos acerado que venían de los ejes de modo que la cabina quedaba suspendida por cuatro correas.

El resultado fue que aunque los golpes del rodaje eran parcialmente absorbidos por el sistema, resultó ser una verdadera tragedia pues se mecía y balanceaba sin control, añadiendo al relativo confort los problemas de mareo. Sin embargo, en estricto sentido, se puede decir que ahí nació el concepto de suspensión: Un medio elástico que además de sostener la carrocería absorbía las irregularidades del terreno. En la medida que las suspensiones fueron evolucionando se hacían más eficientes, las ruedas disminuyeron su tamaño. Esto se entiende porque las ruedas de gran diámetro limitan el efecto de las irregularidades del terreno, las ruedas pequeñas las registraban más debido a que entraban en los hoyos en

Mientras los especialistas en suspensión perfeccionan los muelles y amortiguadores hasta conseguir los sistemas que utilizamos hoy en día, algunos fabricantes buscaron otros sistemas de suspensión alternativos.

1.3. Elementos de un sistema de suspensión

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento flexible o elástico (ballesta, muelle helicoidal, barra torsional, cojín neumático) encargado de absorber la energía generada en los impactos debido a las irregularidades del terreno y un elemento de amortiguación (amortiguador), cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento flexible al devolver la energía acumulada del impacto (Bruzos, 2010)

Los sistemas de suspensión incorporan elementos que mejoran el comportamiento dinámico del vehículo, como barras estabilizadoras, tirantes de reacción, barras transversales. A continuación se describen los distintos elementos que componen el sistema de suspensión en la mayoría de los automóviles.

1.3.1. Elementos elásticos

La misión de los elementos elásticos es impedir que las oscilaciones del terreno lleguen a la carrocería en forma de golpes, mejorando el confort y la seguridad del vehículo al asegurar el contacto de las ruedas con el terreno, mejorando la estabilidad y la capacidad para dirigir el vehículo.

1.3.2. Neumáticos

El neumático es considerado uno de los elementos más importantes del automóvil, debido a que tiene que soportar el peso del vehículo, las fuerzas de inercia producidas en las distintas aceleraciones, debe transmitir el par producido

por el motor al firme .Todo ello produce grandes esfuerzos tangenciales en la banda de rodadura, y además, es el encargado de mantener la trayectoria del vehículo en las ruedas directrices. El neumático debe estar en permanente contacto con el suelo. Esto hace que sea el primer elemento que entra en contacto con las irregularidades del terreno, debido a su baja elasticidad solo absorbe las pequeñas irregularidades del terreno, como por ejemplo las juntas de dilatación de los puentes.

1.3.3. Ballestas

Las ballestas permiten absorber las irregularidades del terreno, evitando que se transmitan a la carrocería. Cuando el vehículo pasa por una irregularidad, la ballesta convierte ese impacto en una oscilación. Las ballestas se componen de una serie de hojas de acero elástico unidas por el centro, formando un conjunto elástico de gran resistencia a la rotura. Las ballestas pueden ser montadas en un vehículo de forma longitudinal o transversal:

Montaje longitudinal: es el más utilizado. Se coloca una ballesta por cada rueda dispuestas en el sentido de avance del vehículo. La ballesta une por un lado a un punto fijo y por el otro a uno móvil para permitir los movimientos oscilantes.

Montaje transversal: utilizado principalmente en turismos y vehículos todoterreno. Se realiza uniendo los extremos de la ballesta al puente, mediante gemelas y la base de la ballesta al chasis. En la figura 1.5 muestra una ballesta instalada en el eje posterior de un vehículo de tracción integral y su descripción técnica según sus elementos figura 1.4.

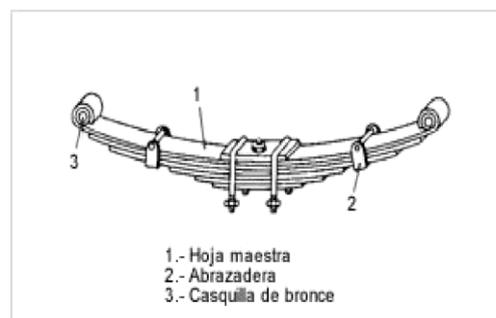


Figura 1.4. Elementos de la ballesta.



Figura 1.5. Ballesta instalada sobre el eje posterior.

Las principales ventajas que aportan las ballestas son:

Solo se deforman en el sentido vertical y no horizontal, por lo cual al usarlas, los puentes se mantienen alineados sin otros elementos. Transmiten la propulsión y tracción. Son de fácil construcción y baratas. Sin embargo, su principal inconveniente es que el eje delantero (montadas longitudinalmente) limitan el ángulo de orientación de la rueda y son relativamente pesadas, además requieren limpieza y lubricación en los extremos de las hojas para que no se endurezca la suspensión. En vehículos pesados para variar la elasticidad de la suspensión cuando aumenta la carga, se puede montar una ballesta auxiliar o ballestín que entra en acción cuando se comprime en exceso la ballesta principal. Las ballestas se pueden clasificar en dos grandes grupos (Bruzos, 2010; Cuesta, 2009).

Semielípticas: Se denominan así porque sus hojas forman parte de una elipse imaginaria. Se caracterizan y distinguen por tener las hojas unas en contacto con las otras formando un paquete, que precisa de lubricación periódica.

Parabólicas: Las ballestas parabólicas tienen las hojas con forma de parábola. Se distinguen porque sus hojas no se tocan entre sí, existiendo un espacio importante entre ellas. Para compactar las hojas y hacer un único conjunto, se intercalan entre ellas unos separadores de material compuesto o nylon. Estas ballestas tienen mayor flexibilidad y no requieren mantenimiento.

Las características que posee una ballesta (número de hojas, espesor de las mismas, cargas que soportan) se encuentran en las normas UNE 26 224 5 6 7 y la norma 26063. Las ballestas, muy utilizadas antiguamente, se han visto gradualmente sustituidas por otro tipo de muelles, limitándose en la actualidad su uso a vehículos de gran tonelaje, todo terreno y algunos turismos de tipo comercial.

1.3.4. Muelles

Los muelles tienen la misma misión que las ballestas, absorber las irregularidades del terreno. La sustitución de las ballestas por los muelles es debido a que estos presentan la ventaja de poseer una elasticidad blanda debido al gran recorrido del resorte sin apenas ocupar espacio ni sumar peso excesivo. Están contruidos por un hilo de acero de diámetro comprendido generalmente entre 10 y 15 mm enrollado en forma de hélice, cuyas espiras extremas se hacen planas para conseguir un buen asiento en la carrocería como el amortiguador. La flexibilidad del muelle es función del diámetro del muelle y calidad del acero utilizado en su construcción. Los muelles helicoidales trabajan por torsión del hilo que lo constituye, bajo el efecto de la carga, las espiras se aproximan entre ellas, conservando intervalos idénticos. El inconveniente que presentan los muelles helicoidales es que poseen una rigidez transversal muy pequeña, por lo que es necesario completar la suspensión con dispositivos destinados a impedir los desplazamientos de la carrocería con relación a los ejes en la figura 1.6 se muestran los tipos de muelles que se comercializan en la industria automovilística.

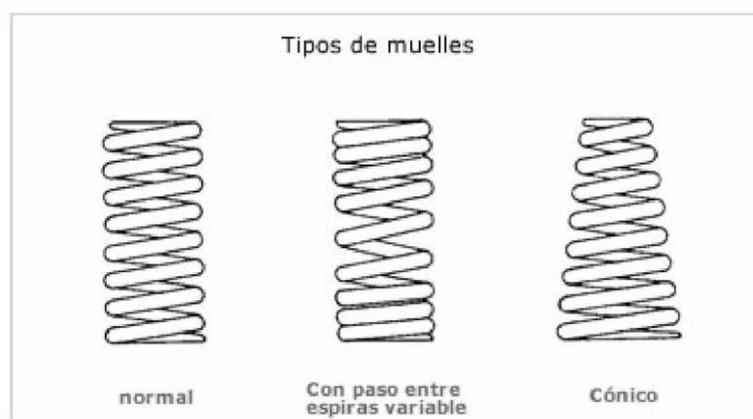


Figura 1.6. Muelles

1.3.5. Barra de torsión

Tienen las mismas aplicaciones que el muelle helicoidal y la ballesta. Se basan en el principio de que si una varilla de acero elástico sujeta por uno de sus extremos se aplica por el otro un esfuerzo de torsión, esta varilla tendrá que retorcerse, volviendo a su forma inicial debido a su elasticidad cuando cesa el esfuerzo de torsión.

1.3.6. Cojines neumáticos

Los cojines neumáticos, denominados bolsas de aire, se utilizan como elementos flexibles debido a que cada vez son más resistentes los cauchos y las fibras de refuerzo. En esta suspensión se sustituye el muelle helicoidal por un fuelle o cojín neumático (Cuesta, 2009). Estos elementos se utilizan principalmente en los vehículos dotados de frenos de aire comprimido debido a que este elemento ya está disponible en el vehículo o en turismos de alta gama debido al elevado costo de estas suspensiones. Estas bolsas de aire comprimido proporcionan una suspensión suave y suficientemente duradera. La ventaja principal de las bolsas de aire comparadas con el resto de los muelles es que su presión interior puede ser modificada de acuerdo a la carga y con ello mantener la misma altura con el vehículo cargado, además de proporcionar casi la misma suavidad de marcha aprovechando la compresibilidad del aire interior. En la figura 1.7 puede verse un típico montaje de las bolsas de aire en un camión pesado. Estas bolsas de aire no sostienen el eje en su sitio tal cual lo que hace necesario, igual que en los muelles helicoidales, diversos dispositivos que cumplan con este propósito.



Figura 1.7.Bolsas de aire.

1.3.7. Elementos de amortiguación.

Los elementos de amortiguación absorben las oscilaciones producidas por los elementos elásticos, evitando que se transmitan a la carrocería (Cuesta,2009; Alberdi,1990; Pichardo, 2009). Los elementos elásticos tienen excelentes propiedades elásticas pero poca capacidad de absorción de energía mecánica, por lo que es necesario montar un elemento que frene las oscilaciones producidas en su deformación. Debido a este efecto, los resortes se deben montar con un amortiguador de doble efecto para frenar las oscilaciones producidas tanto en la compresión como en la expansión.

1.3.8. Los amortiguadores.

El principio del amortiguador se le adjudicó al ingeniero James Watt, quien creó un dispositivo que regulaba las vibraciones de la máquina de vapor. Al principio se le conoció como “regulador de bolas” e introdujo los requerimientos básicos de operación que son usados actualmente en el amortiguador. El amortiguador tiene por finalidad reducir las oscilaciones del elemento flexible, reduciendo de esta manera tanto el número de oscilaciones como la amplitud de las mismas .Evitando la transmisión de las oscilaciones a la carrocería que se produzcan el efecto de resonancia en el elemento elástico. En la figura 1.8 se muestra unos amortiguadores hidráulicos telescópicos usados en la mayoría de los automóviles fabricados en serie.



Figura 1.8 Amortiguador hidráulico.

1.4. Descripción de un amortiguador y su funcionamiento.

Un amortiguador es básicamente una bomba de aceite .A un extremo del vástago se conecta un pistón que funciona contra el fluido hidráulico del tubo interior .A medida que la suspensión se desplaza arriba y abajo, el fluido hidráulico es empujado a través de unos orificios calibrados hacia dentro de pistón. El amortiguador transforma en calor la energía potencial almacenada por el muelle durante el movimiento de compresión. La resistencia que un amortiguador desarrolla depende de la velocidad de la suspensión y el número y tamaño de los orificios del pistón junto con la cantidad y el espesor de los discos de válvula.

Otra característica que es que la resistencia es inversa a la velocidad, cuanto más rápido se mueva la suspensión, más resistencia suministra el amortiguador.

1.4.1. Función del amortiguador.

Como ya se ha visto el sistema de suspensión debe diseñarse alcanzando un compromiso entre la comodidad de los ocupantes y la propia estabilidad del vehículo. Con estas condiciones las funciones principales que debe acometer un amortiguador son las siguientes:

- Controlar el movimiento del muelle y de la suspensión, incluyendo los rebotes, oscilaciones (inclinación y balanceo), cabeceo en la frenada y hundimientos (en la aceleración).
- Ofrecer una conducción y frenada consistentes.
- Ayudar a mantener las ruedas en contacto con la carretera.
- Mantener la alineación dinámica de las ruedas.
- Hacer que el desgaste de los neumáticos y los frenos esté equilibrado.
- Reducir el cansancio del conductor.

1.4.2. Tipos de amortiguador

Actualmente existen dos tipos de amortiguadores en el mercado: los amortiguadores bitubo o de doble tubo y los amortiguadores monotubo. A continuación se describen las características principales de los amortiguadores bitubo y monotubo.

a. Amortiguador bitubo.

Los amortiguadores bitubo son los más extendidos en la actualidad. Se dividen en presurizados (aceite) y no presurizados (aceite y gas). El pistón y el cilindro se encuentran en el interior de una cámara mayor. El aceite fluye por el cilindro a través del pistón y también a la segunda cámara a través de una válvula situada entre ambas. En la figura 1.9 se muestra un amortiguador convencional bitubo utilizado en la industria del automóvil.

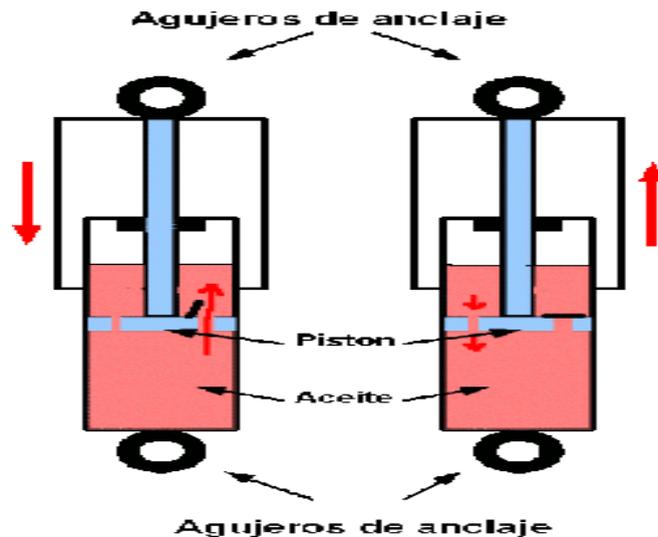


Figura 1.9 Amortiguador bitubo

Hoy en día los amortiguadores bitubo más usados en automoción son los bitubos de gas a baja presión. Esta disposición es similar a un amortiguador convencional, pero con este sistema se consigue mejorar las prestaciones de los amortiguadores de doble tubo convencionales. La diferencia que presenta el amortiguador de gas a baja presión es la incorporación en el tubo de una cámara con nitrógeno a una presión de 2,5 a 8 bares en la figura 1.10 es introducido este gas una vez fabricado el amortiguador.



Figura 1.10 Amortiguador bitubo de gas a baja presión.

Las ventajas que se obtiene con el amortiguador bitubo de gas a baja presión son:

- Respuesta de la válvula más sensible para pequeñas amplitudes.
- Mejor confort de marcha.
- Mejores propiedades de amortiguación en condiciones extremas (grandes baches)
- Reducción del ruido hidráulico.
- Siguen operativos aunque pierdan el gas.

Los amortiguadores bitubo presurizados tienen la ventaja añadida, respecto a los monotubo, de poseer una menor longitud y fricción para las mismas condiciones de operación.

Amortiguador monotubo

De aparición más tardía que los amortiguadores bitubo, aunque cada tiene una mayor implantación, consta de dos cámaras principales, una con aceite y otra con gas (normalmente nitrógeno) que están separados por un pistón flotante. El volumen de la cámara es variable, según la compresión que sobre el gas ejerzan las fuerzas que actúan sobre el pistón. Solamente hay válvulas en el pistón. La figura 1.11 muestra un esquema simplificado de un amortiguador monotubo.

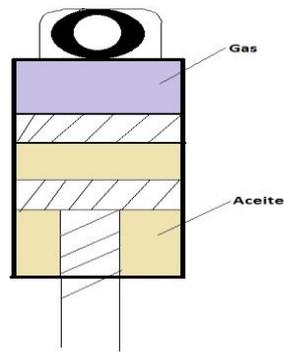


Figura 1.11 Amortiguador monotubo.

Actualmente existe una gran variedad de amortiguadores monotubo, debido a la evolución en la industria automovilística. A continuación se comentan las tres evoluciones más importantes que han sufrido este tipo de amortiguador:

-Hidráulicos: Constan de un pistón insertado en un cilindro en el que hay aceite. Distintos orificios permiten el paso del aceite de un lado a otro del pistón. Su ventaja es su sencillez que permite la ausencia de mantenimiento y la capacidad para ejercer mayor amortiguación cuanto mayor es la presión.

-Hidráulicos con válvulas: Los agujeros del amortiguador hidráulico son sustituidos por unas válvulas que permiten el paso del aceite bajo una determinada presión. Ofrecen un comportamiento algo más suave y eficaz.

-Amortiguador de gas a alta presión monotubo: En el extremo de estos amortiguadores se dispone de una pequeña cantidad de de nitrógeno a alta presión (de 25 a 30 bares).El gas se comprime por la acción del fluido hidráulico almacenando la energía.

1.5. Elementos de guiado de la suspensión.

Para que el vehículo esté suspendido sobre las ruedas y no apoyado en ellas por ejemplo en un kart o karting hace falta además de los elementos elástico y de amortiguación, elementos de unión entre la pieza que soporta la rueda y el chasis que al mismo tiempo deben permitir el movimiento relativo entre ellas. Los

elementos de guiado se encargan de absorber los esfuerzos de tracción del motor propulsor y transmitirlos a la carrocería, así como los esfuerzos del eje directriz y los esfuerzos producidos durante la conducción. En cualquier caso, son la única unión física de los ejes y el chasis y soportan todos los esfuerzos excepto la carga.

Barra de torsión.

Este tipo de resorte utilizado en algunos turismos con suspensión independiente, está basado en el principio de que si a una varilla de acero elástico sujeta por uno de sus extremos se le aplica por el otro un esfuerzo de torsión, esta varilla tenderá a retorcerse, volviendo a su forma primitiva por su elasticidad cuando cesa el esfuerzo de torsión como se muestra en la figura 1.12

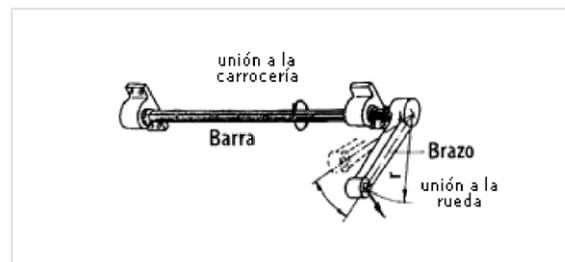


Figura 1.12 Barra de torsión.

El montaje de estas barras sobre el vehículo se realiza como se muestra en la figura 1.13, fijando uno de sus extremos al chasis o carrocería, de forma que no pueda girar en su soporte, y en el otro extremo se coloca una palanca solidaria a la barra unida en su extremo libre al eje de la rueda. Cuando ésta suba o baje por efecto de las desigualdades del terreno, se producirá en la barra un esfuerzo de torsión cuya de formación elástica permite el movimiento de la rueda. Las barras de torsión se pueden disponer paralelamente al eje longitudinal del bastidor o también transversalmente a lo largo del bastidor

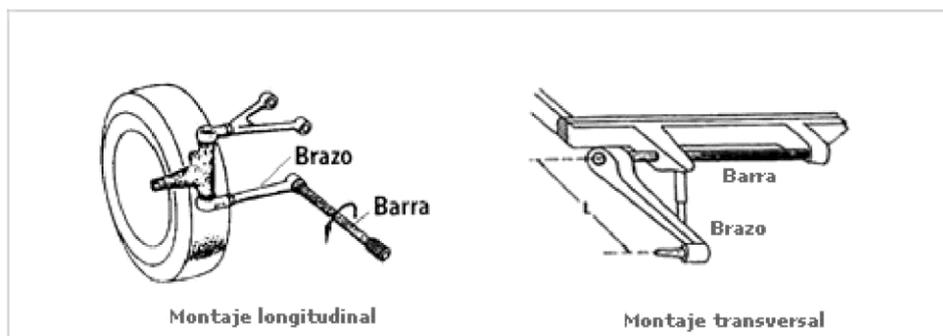


Figura 1.13. Montaje de la barra de torsión.

En vehículos con motor y tracción delanteros se montan una disposición mixta con las barras de torsión situadas longitudinalmente para la suspensión delantera y transversalmente para la suspensión trasera.

Barras estabilizadoras.

Cuando un vehículo toma una curva, por la acción de la fuerza centrífuga se carga el peso del coche sobre las ruedas exteriores, con lo cual la carrocería tiende a inclinarse hacia ese lado con peligro de vuelco y la correspondiente molestia para sus ocupantes.

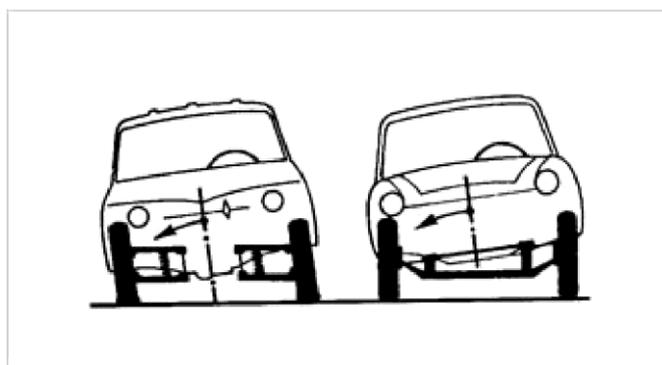


Figura 1.14. Efecto de una curva.

Para evitar estos inconvenientes se montan sobre los ejes delantero y trasero las barras estabilizadoras, que consisten esencialmente en una barra de acero elástico cuyos extremos se fijan a los soportes de suspensión de las ruedas; de esta forma, al tomar una curva, como una de las ruedas tiende a bajar y la otra a subir, se crea un par de torsión en la barra que absorbe el esfuerzo y se opone a que esto ocurra, e impide, por tanto, que la carrocería se incline a un lado, manteniéndola estable. El mismo efecto se produce cuando una de las ruedas encuentra un bache u 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. En caso de circular en línea recta y en condiciones normales la acción de la barra es nula en la figura 1.15 se muestra el principio de funcionamiento de una barra estabilizadora y su respectivo montaje en un vehículo turismo comercial.

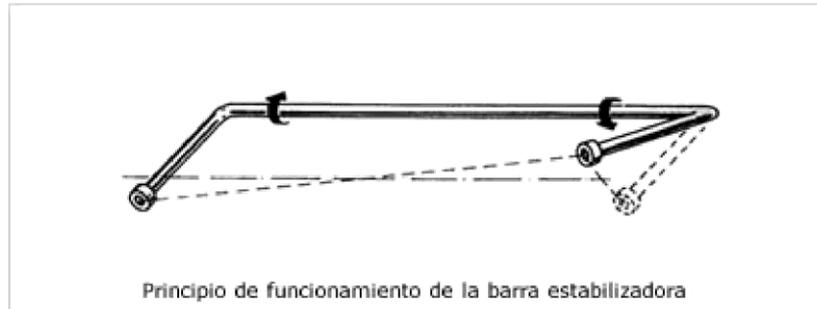
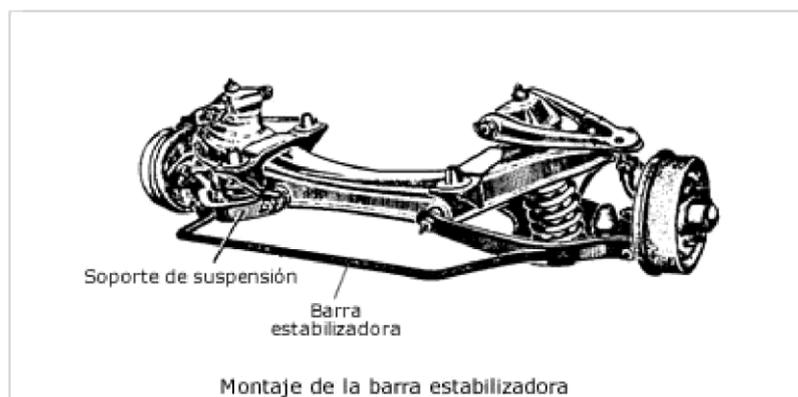


Figura1.15 Barra estabilizadora.



1.16. Montaje de la barra estabilizadora.

Silentblock y cojinetes elásticos.

Son aislantes de caucho u otro material elastómero que se encargan de amortiguar las reacciones en los apoyos de la suspensión. Su misión es amortiguar los golpes existentes entre dos elementos en los que existe movimiento. Suelen montarse a presión o atornillados. Su sustitución debe realizarse cuando el caucho esté deteriorado o exista holgura en la unión. Los cojinetes elásticos son elementos de caucho que permiten la unión de los componentes de la suspensión facilitando un pequeño desplazamiento. Su montaje suele realizarse mediante bridas o casquillos elásticos. Estos cojinetes son muy utilizados para el montaje de las barras estabilizadoras. En la figura 1.17 se muestra la ubicación y partes de un cojinete elástico en la barra estabilizadora.

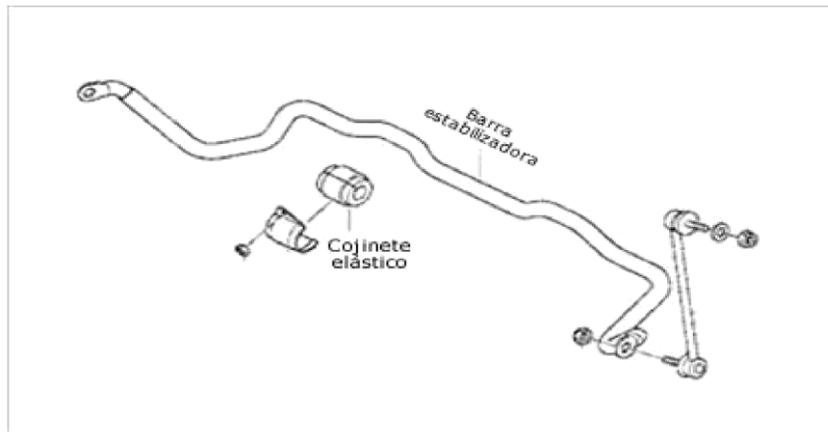
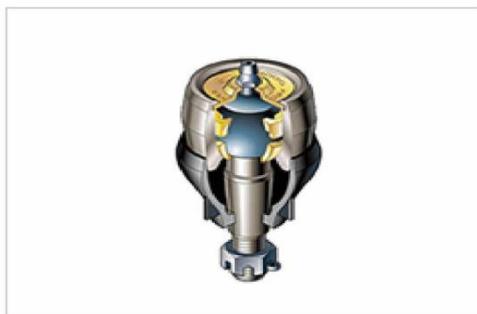


Figura 1.17. Ubicación de los cojinetes elásticos y rótulas.

Las rótulas constituyen un elemento de unión y fijación de la suspensión y de la dirección, que permite su pivotamiento y giro manteniendo la geometría de las ruedas. La fijación de las rótulas se realiza mediante tornillos o roscados exteriores o interiores.



1.18 .Rótula convencional.

Mangueta y buje.

La mangueta de la suspensión es una pieza fabricada con acero o aleaciones que une el buje de la rueda y la rueda a los elementos de la suspensión, tirantes, trapecios, amortiguador, etc. La mangueta se diseña teniendo en cuenta las características geométricas del vehículo. En el interior del buje se montan los rodamientos o cojinetes que garantizan el giro de la rueda en la figura 1.19 se muestra la ubicación y función de la mangueta.

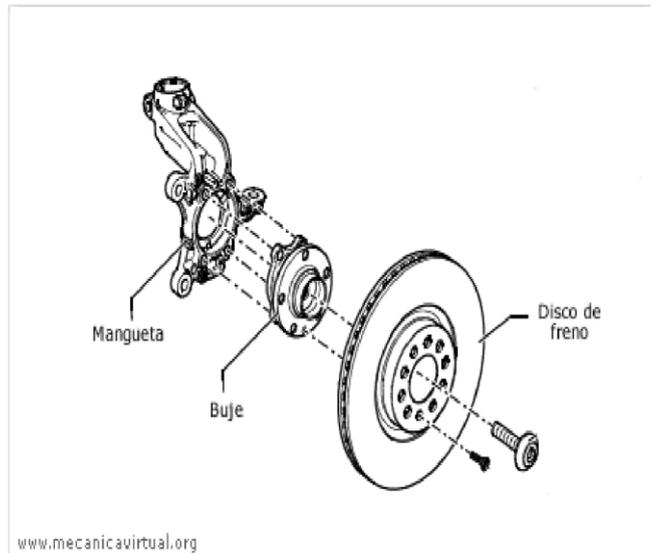


Figura 1.19 Función de la mangueta.

Trapecios o brazos de suspensión.

Son brazos articulados fabricados en fundición o en chapa de acero embutida que soportan al vehículo a través de la suspensión. Unen la mangueta y su buje mediante elementos elásticos (silentblocks) y elementos de guiado (rótulas) al vehículo soportando los esfuerzos generados por este en su funcionamiento.

1.6. Modelos de suspensión mecánica.

Según el tipo de elementos empleados y la forma de montajes de los mismos, existen varios sistemas de suspensión, todos ellos basados en el mismo principio de funcionamiento. Constan de un sistema elástico, amortiguación y barra estabilizadora independientes para cada uno de los ejes del vehículo. Actualmente existen distintas disposiciones de suspensión cuyo uso depende del tipo de comportamiento que se busca en el vehículo: mayores prestaciones, comodidad, sencillez, economía. Principio básico. Las primeras suspensiones estaban formadas por un "eje rígido" en cuyos extremos se montaban las ruedas. Como consecuencia de ello, todo el movimiento que afecta a una rueda se transmite a la otra del mismo eje. En la figura 1.20 podemos ver como al elevarse una rueda, se extiende su inclinación al eje y de este a la otra rueda. Como el eje va fijado directamente sobre el bastidor, la inclinación se transmite a todo el vehículo. Este montaje es muy resistente y más económico de fabricar, pero tiene la desventaja de ser poco cómodo para los pasajeros y una menor seguridad.

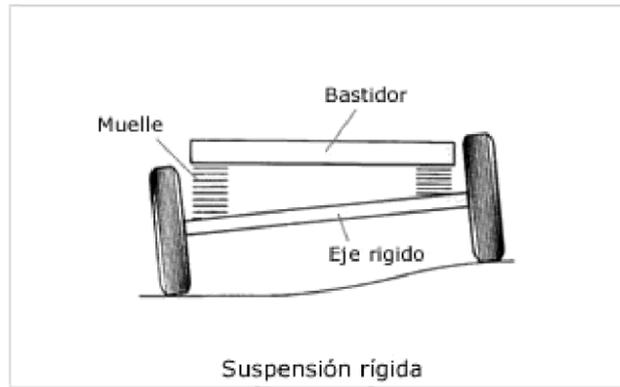


Figura1.20. Suspensión semirrígida.

El sistema de suspensión "independiente" tiene un montaje elástico independiente que no está unido a otras ruedas. A diferencia del sistema rígido, el movimiento de una rueda no se transmite a la otra y la carrocería resulta menos afectada así lo muestra así lo muestra la figura 1.21.

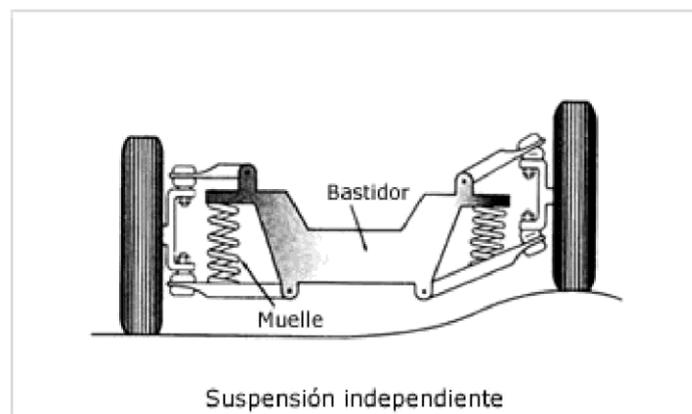


Figura1.21. Suspensión independiente.

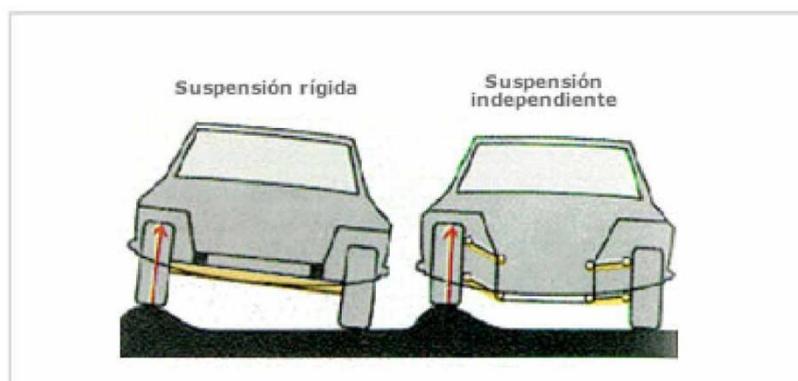


Figura 1.22. Comparación entre los sistemas de suspensión al superar un obstáculo.

Suspensiones delanteras y traseras.

No todos los modelos de suspensiones pueden ser montados en el eje delantero o trasero indistintamente; la mayor o menor facilidad de adaptación a las necesidades específicas de los dos ejes ha determinado una selección, por lo que cada tipo de suspensión se adapta mejor a uno de los dos ejes.

1.7. Clasificación de las suspensiones.

Se pueden clasificar las suspensiones mecánicas en tres grupos:

Suspensiones rígidas: en las que la suspensión de una rueda va unida a la otra mediante un eje rígido, se transmiten las vibraciones de una rueda a la otra.

Suspensiones semirígidas: similares a las suspensiones rígidas pero con menor peso no suspendido.

Suspensiones independientes: en esta disposición las ruedas tienen una suspensión independiente para cada una de ellas. Por lo tanto no se transmiten las oscilaciones de unas ruedas a otras.

Suspensiones rígidas.

Esta suspensión tiene unidas las ruedas mediante un eje rígido formando un conjunto. Presenta el inconveniente de que al estar unidas ambas ruedas, las vibraciones producidas por la acción de las irregularidades del pavimento, se transmiten de un lado al otro del eje. Además el peso de las masas no suspendidas aumenta notablemente debido al peso del eje rígido y al peso del grupo cónico diferencial en los vehículos de tracción trasera. En estos últimos el grupo cónico sube y baja en las oscilaciones como un parte integrador a del eje rígido. Como principal ventaja, los ejes rígidos destacan por su sencillez de diseño y no producen variaciones significativas en los parámetros de la rueda como caída, avance, etc. El principal uso de esta disposición de suspensión se realiza sobre todo. En vehículos industriales, autobuses, camiones y vehículos todo terreno. En la figura 1.23 se muestra un modelo de eje rígido actuando de eje propulsor. En estos casos el eje está constituido por una caja que contiene el mecanismo diferencia (Pichardo, J. M.) y por los tubos (Pichardo, J. M.) que contienen los palieres. El eje rígido en este caso se apoya contra el bastidor

mediante ballestas (Pichardo, J. M.) que hacen de elemento elástico transmitiendo las oscilaciones. Completan el conjunto los amortiguadores (Pichardo, 2009).

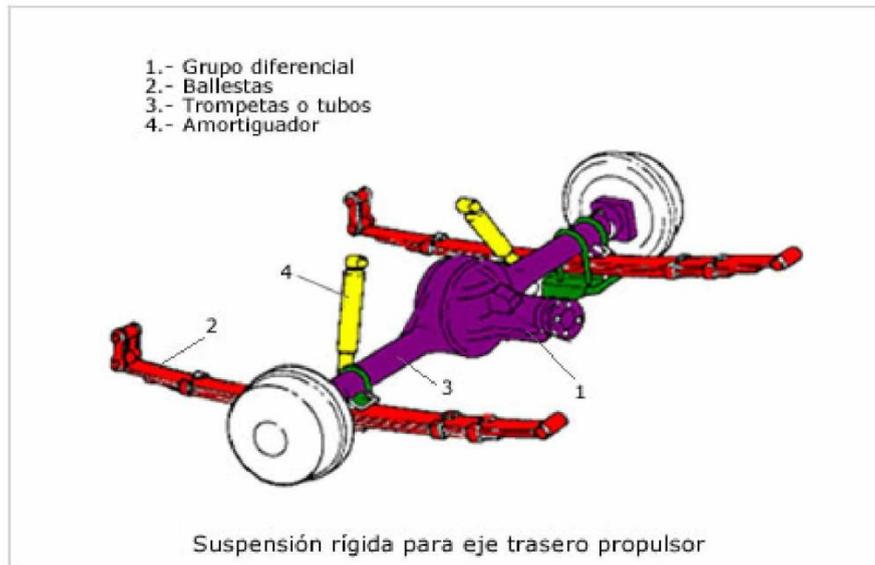


Figura 1.23. Suspensión rígida para eje trasero propulsor.

En la figura 1.24 vemos una suspensión rígida trasera montada en el vehículo de la marca Lada Niva, que sustituye las ballestas por muelles. Esta suspensión no presenta rigidez longitudinal, de forma que el eje rígido lleva incorporada barras longitudinales que mantienen el eje fijo en su posición.

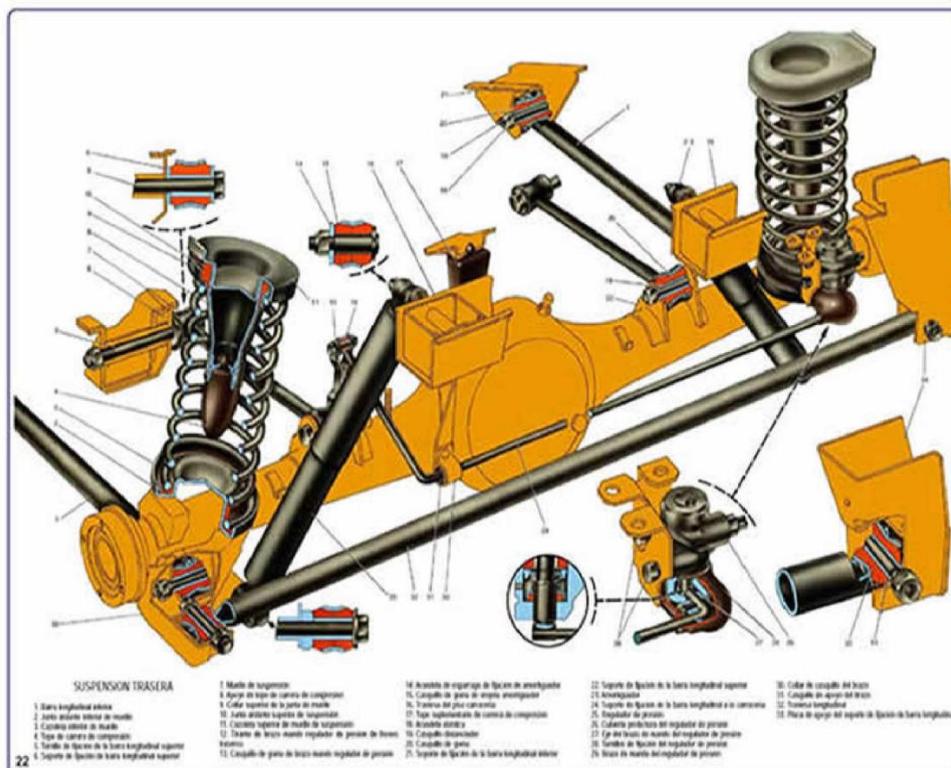


Figura 1.24. Suspensión de un Lada Niva.

Además para estabilizar el eje y generar un único centro de balance o de la suspensión, se añade una barra transversal que une el eje con el bastidor. A esta barra se le conoce con el nombre de barra "Panhard". Tanto las barras longitudinales como la barra Panhard dispone de articulaciones elásticas que las unen con el eje y la carrocería, figura 1.25.

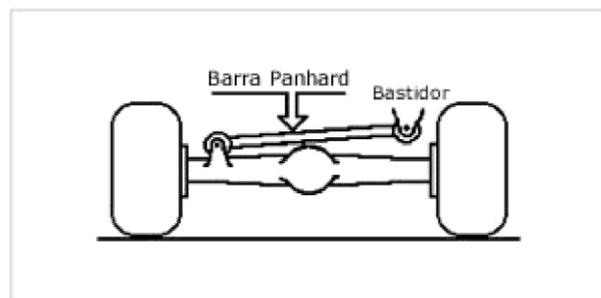


Figura 1.25. Barra Panhard.

Suspensión semirrígida.

Estas suspensiones son muy parecidas a las anteriores su diferencia principales que las ruedas están unidas entre si como en el eje rígido pero transmitiendo de una forma parcial las oscilaciones que reciben de las irregularidades del terreno. En cualquier caso aunque la suspensión no es rígida total tampoco es independiente. La función motriz se separa de la función de suspensión y de guiado o lo que es lo mismo el diferencial se une al bastidor, no es soportado por la suspensión.

1.8 Suspensión neumática en automóviles.

Este tipo de suspensión se esta utilizando desde hace pocos años sobre todo en vehículos de alta gama. La suspensión neumática basa su funcionamiento en las propiedades que ofrece el aire sometido a presión. En esta suspensión, se sustituye el resorte mecánico (muelle, ballesta o barra de torsión) por un fuelle o cojín de aire que varía su rigidez.

La suspensión neumática permite:

-Adaptar la carrocería a distintas alturas en función de las necesidades de marcha. Adaptar la suspensión y la amortiguación a la situación de la carretera y a la forma de conducir. Se caracteriza por su elevada flexibilidad, notable capacidad de amortiguación de las vibraciones y por la autorregulación del sistema que permite mantener constante la distancia entre el chasis y la superficie de carretera

independientemente de la carga presente en el vehículo. La suspensión neumática es un sistema complejo y de coste elevado, ya que integra numerosos componentes y necesita de una instalación de aire comprimido para su funcionamiento. Estas suspensiones muy utilizadas en vehículos industriales (autobuses, camiones, etc.). Automóviles que utilizan esta suspensión tenemos: AudiA8, Mercedes de la Clase E, S, R, etc. Y algunos todos terrenos como el VWTouareg, el Range Rover y el AudiQ7 entre otros.

La suspensión neumática se puede aplicar tanto en el eje trasero o integral a las cuatro ruedas. Con esta suspensión se puede variar la altura de la carrocería manual o automáticamente en función de la velocidad, de las características de la y el estilo de conducción. Se conecta o desconecta la suspensión en las patas telescópicas con un volumen de aire adicional.

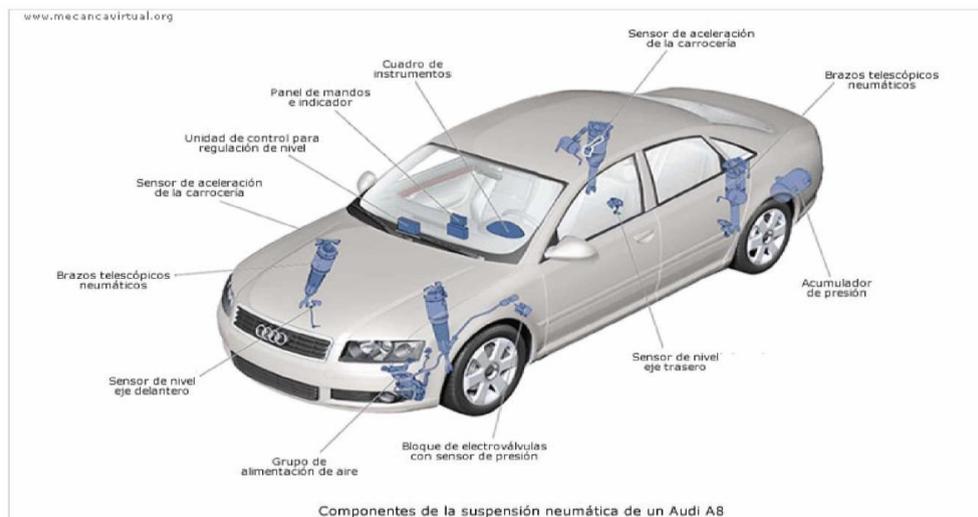


Figura1.26. Componentes de la suspensión neumática de un Audi A8.

En la figura 1.26 se muestra el complejo y costoso sistema de suspensión neumática de un Audi A8.

1.9 Conclusiones parciales.

Podemos concluir que la función principal de los sistemas de suspensión a lo largo de su evolución ha sido:

1- Garantizar el confort y seguridad de los ocupantes de cualquier elemento de automoción.

2- Estos sistemas constan de dos partes importantes, elementos elásticos (muelles, ballestas, barras torsoras) y elementos de amortiguación (amortiguadores).

3- Cada uno de estos elementos se han modificado de manera tal que sean empleados para distintas denominaciones según las necesidades requeridas para cada tipo de equipo según la carga a la que sea sometido.

4- Todo este desarrollo ha creado la seguridad suficiente para realizar casi cualquier maniobra en el mundo de la industria automotriz y en particular de la conducción óptima.

Capítulo 2

Análisis y cálculos de las cargas que actúan sobre el sistema de suspensión del Ómnibus Girón VI.

Para lograr el objetivo trazado debemos analizar las cargas a la que está sometido el equipo a plena capacidad de carga y cuando está descargado así como cuando está en movimiento y estático. El diagrama 2.1 muestra las cargas a plena capacidad de carga.

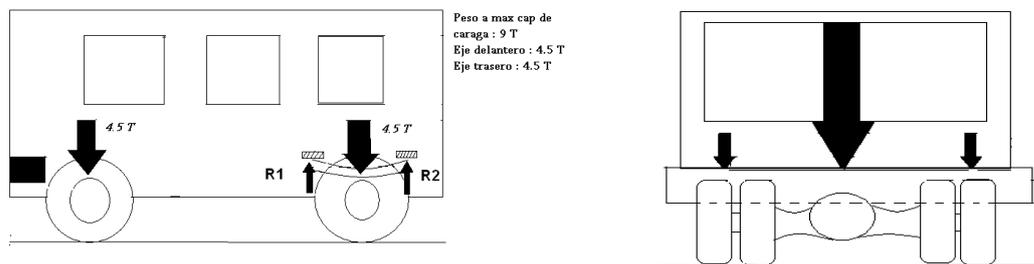


Figura 2.1 cargas bajo 9T de carga

Se divide la carga total entre 2 para hallar la carga real que recibe el eje delantero y trasero dando un resultado de 4500 kg por cada eje a plena capacidad de carga cuando se encuentra descargado recibe una carga de 3500 kg por tanto se procede a calcular el esfuerzo que es capaz de soportar el juego de ballestas cuando está con y sin pasajeros. La figura 2.2 muestra el diagrama vectorial de fuerzas que actúan en la sección de la semicuerda de las ballestas.

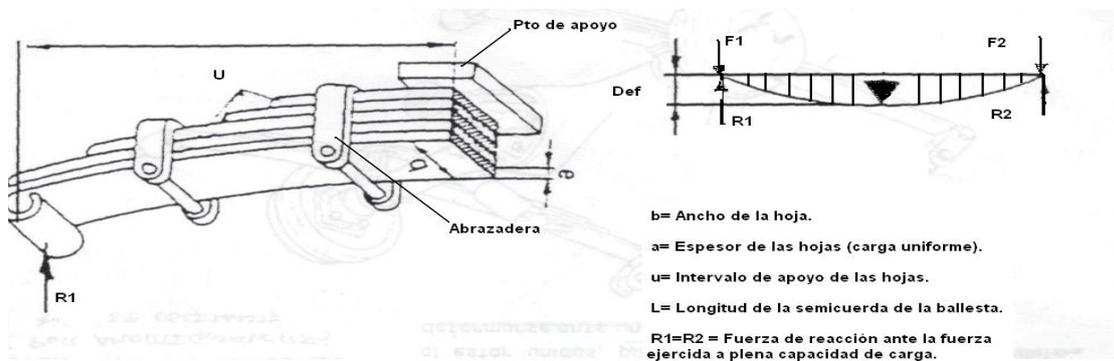


Figura 2.2 Fuerzas que actúan en las ballestas.

Las ballestas están formadas por un conjunto elástico de láminas, se construyen de acero especial de alta calidad y se les confiere las elasticidades deseadas mediante diversos Tratamientos térmicos de temple y revenido, tiene la característica fundamental de poder Doblarse considerablemente bajo la acción de una fuerza, retornando a su posición Original en cuanto esta fuerza que la afecta se disipa. El acero especial para ballestas contiene además de hierro y carbón, también cromo, silicio y manganeso. Se puede templar al agua y al aceite. Basándonos en estas condiciones se procede al cálculo de las fuerzas, reacciones y el esfuerzo que realizan las ballestas, especialmente las hojas maestras del juego de ballestas auxiliar ya que son las que están directamente en contacto con el bastidor (chasis) debido a la fatiga del juego de ballestas principal, para comparar la magnitud de la fuerza ejercida y el esfuerzo del sistema como se muestra en la figura 2.3.

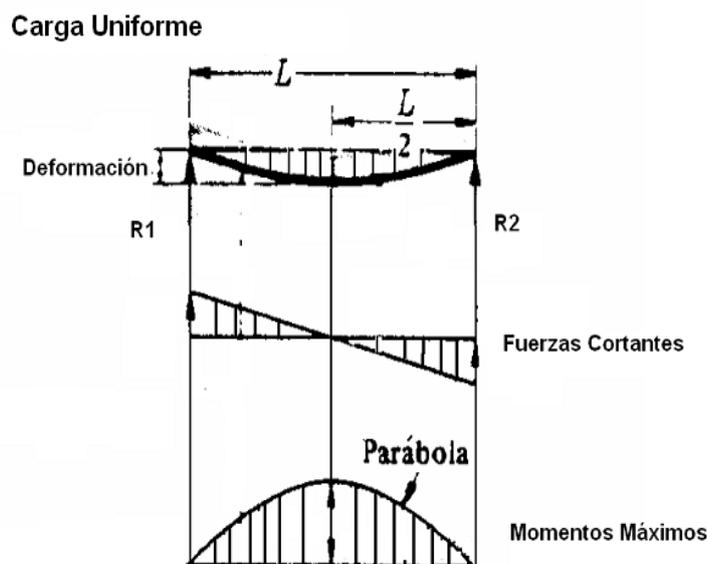


Figura 2.3 Diagrama de fuerzas y momentos que actúan en la hoja maestra del juego de ballestas auxiliar.

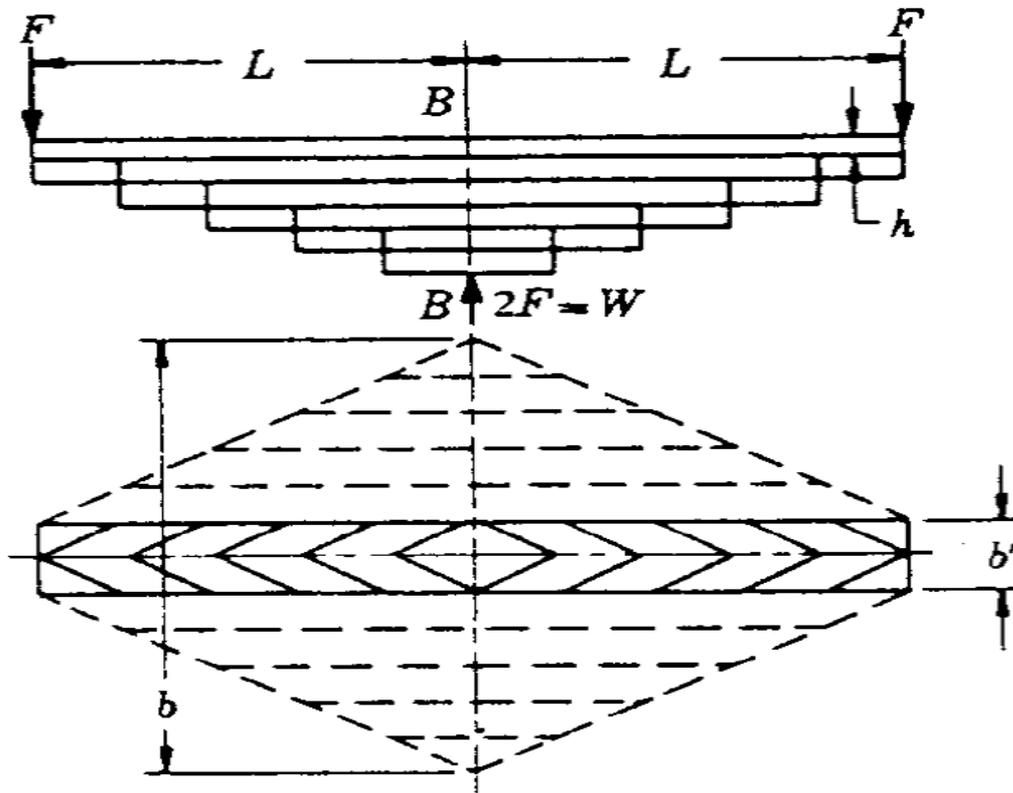


Figura 2.4. Diagrama de fuerzas en la estructura de montaje que actúan en un juego de ballestas.

La figura 2.4 muestra el diagrama de fuerzas en la estructura de montaje que actúan en un juego de ballestas auxiliar, la característica principal de este juego consiste en que es de contención o soporte es decir que no poseen orificios u ojos de agarre al chasis. Debido a la acción de estas cargas se producen concentraciones de esfuerzos que causan la rotura por envejecimiento y fatiga del metal. Se realizó un análisis espectrográfico a una de las hojas maestras siendo estas las que más cargas reciben dando un resultado insatisfactorio como se muestra en la figura 2.5 por lo tanto procedemos a calcular el esfuerzo que realiza el juego de ballestas. Cuando la carga es repetitiva la suspensión entra en resonancia la fricción entre las hojas conduce a la corrosión por ludimientos. Para calcular la verdadera magnitud de este efecto nocivo se divide la carga entre 3 ya que existen dos puntos de apoyo y una fuerza sobre el centro del juego de ballestas por presentar simetría, esta fuerza central se pone de manifiesto en la hoja maestra como esfuerzos cortantes.

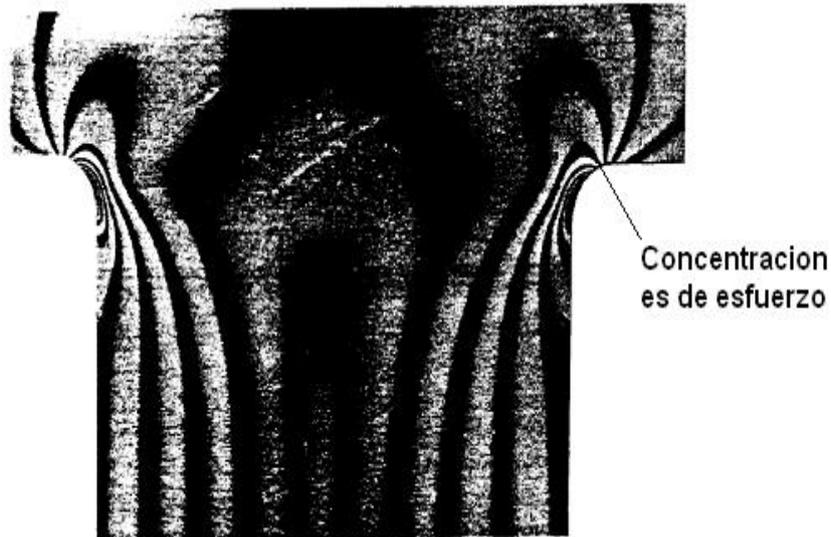


Figura 2.5 Diagrama espectrográfico de esfuerzo en hoja maestra

Concentraciones de esfuerzos.

Cualquier discontinuidad o cambio de sección, tal como rayas, agujeros, entallas, curvas o ranuras constituye una causa de aumento de esfuerzo o concentrador de esfuerzo. Dará lugar a una concentración de esfuerzo promedio o nominal. En algunas situaciones los valores teóricos de la concentración de esfuerzo pueden ser calculados por la teoría de elasticidad, o bien determinada por diversas técnicas experimentadas. Entre estas técnicas se encuentra el método foto elástico, en el que se utiliza modelos transparentes de varios plásticos. Para calcular el esfuerzo del sistema dividido en los dos juegos de ballestas principal y auxiliar aplicaremos la ecuación de esfuerzo bajo carga elástica según Pisarenko, (1989). La cual es la más ajustada a las condiciones de cálculo requeridas.

2.1. Cálculo de esfuerzo en el juego de ballestas principal y auxiliar.

$$S = \frac{6 \bullet F \bullet L}{b \bullet h^2}$$

Según Pisarenko , (1989).

Donde:

F. La carga que se ejerce sobre la semicuerda de la ballesta (F_c , F_d)

b. Ancho de las hojas = 6,5 cm

h. Espesor de las hojas = 0,5 cm

L. Longitud de la semicuerda = 82.5 cm

Peso a máx. Capacidad de carga= F_c = 1500 kg

Peso estático descargado= F_d = 1166.6 kg

Podemos utilizar esta ecuación por la aplicación de carga uniforme en el juego de ballestas por esta razón se toma como valor la longitud de la semicuerda ya que el sistema es simétrico por tanto el esfuerzo es igual en los dos puntos de carga del sistema.

Ballesta Principal (Cargado)

$$S = \frac{6 \bullet 1500 \bullet 82,5}{6,5 \bullet 0,5^2}$$

$$S = 456.92 \text{ kg / mm}^2$$

Ballesta Principal (Descargado)

$$S = \frac{6 \bullet 1166,6 \bullet 82,5}{6,5 \bullet 0,5^2}$$

$$S = 355.36 \text{ kg / mm}^2$$

Según la carta técnica del Omnibus Girón (Carta Técnica. 1975). Ómnibus Girón VI.) El esfuerzo inducido al juego de ballestas principal es decir la carga máxima a ejercer está diseñada para 35 pasajeros sentados y 15 de pie para un esfuerzo nominal de diseño de 450,06 kg / mm² cargado y 305,45 kg / mm² descargado.

En el caso de las ballestas auxiliares varían el valor de la longitud de la semicuerda, el ancho de las hojas y el espesor de las mismas debido a su diseño y función.

L. Longitud de la semicuerda = 56 cm

b. Ancho de las hojas = 5,7 cm

h. Espesor de las hojas = 0,3 cm

Ballesta Auxiliar (Cargado)

Ballesta Auxiliar (Descargado)

$$S = \frac{6 \cdot 1500 \cdot 56}{57 \cdot 3^2}$$

$$S = \frac{6 \cdot 1166,6 \cdot 56}{57 \cdot 3^2}$$

$$s = 982,45 \text{ kg/ mm}^2$$

$$s = 764,08 \text{ kg/ mm}^2$$

Según la carta técnica del Omnibus Girón (Carta Técnica. 1975). Ómnibus Girón VI.) El esfuerzo inducido al juego de ballestas auxiliar es 861,24 kg / mm² cargado y 453,64 kg / mm² descargado. Se procede a calcular las reacciones en los puntos de apoyo del juego de ballesta y el valor del momento máximo de flexión mostrando además el diagrama de fuerzas cortantes en las secciones de las ballestas analizando la hoja maestra, la de mayor carga a soportar. De todas estas ecuaciones tomaremos el cálculo de las reacciones y el momento máximo cuando el equipo se encuentra a plena capacidad de carga ya que las ballestas se encuentran en su máxima flexión.

2.1.2 Cálculo del Momento máximo de las ballestas

Momento máximo Ballesta principal (Descargado)

Donde:

F. Fuerza ejercida 3500 kg

W. Carga en la sección media de la ballesta (No se conoce)

L. Longitud de la cuerda de la ballesta 82,5 cm

Aplicando la ecuación de cálculo de fuerza ejercida sobre un conjunto de elementos elásticos bajo carga uniforme simétrica (Faires, V.M. (1990).

$$F = W \bullet L$$

Despejamos la ecuación ya mencionada

$$W = \frac{F}{L} \quad W = \frac{3500}{82.5}$$

$$W = 9.09 \text{ Kg /cm}$$

2.1.3 Cálculo de las reacciones del juego de ballestas

Cálculo de las Reacciones Ballesta Principal.

Siguiendo el ciclo de cálculo que nos ofrece Faires, (1990) multiplicamos la carga en la sección media del juego de ballestas por la longitud de la semicuerda L/2 con 165 cm de longitud.

$$R = W \bullet \frac{L}{2}$$

$$R = 9.09 \bullet \frac{165}{2}$$

$$R_1 = 749,92 \text{ kg}$$

R1 = R2 por ser el juego de ballestas simétrico bajo carga uniforme.

Momento máximo Ballesta auxiliar (Descargado)

$$F = W \bullet L \quad W = 13.39 \text{ kg / cm}$$

Donde:

F. Fuerza ejercida 3500 kg

W. Carga en la sección media de la ballesta (No se conoce)

L. Longitud de la cuerda de la ballesta 112 cm

$$W = \frac{F}{L} \quad W = \frac{3500}{112}$$

$$W = 31.25 \text{ Kg /cm}$$

$$R = W \bullet \frac{L}{2}$$

$$R = 31.25 \bullet \frac{112}{2}$$

$$R_1 = 1750 \text{ kg}$$

$R_1 = R_2$ por la simetría del juego de ballesta bajo carga uniforme.

2.1.4 Cálculo de Momento Flector máximo.

Calcularemos el momento flector máximo para poder determinar que carga de flexión máxima es necesaria para la rotura o deformación por tanto multiplicamos la carga en la sección media de la ballesta por la longitud total del juego donde está distribuida toda la carga uniforme aplicada.

Ballesta principal

$$M_{\max} = W \bullet L$$

$$M_{\max} = 9.09 \bullet 165$$

$$M_{\max} = 1499.85 \text{ kg cm}$$

Ballesta Auxiliar

$$M_{\max} = W \bullet L$$

$$M_{\max} = 31.25 \bullet 112$$

$$M_{\max} = 3500 \text{ kg cm}$$

2.1.5 Cálculo de la deformación del juego de ballestas.

Ballesta principal.

$$\lambda = \frac{KPl^3}{4Eibh^3}$$

Esta ecuación la tomamos de la afirmación que hace Pisarenko (Pisarenko, G.S., Yakolev, V.K (1989). De acuerdo con la deformación de un cuerpo o conjunto mecánico elástico que se somete a cargas de flexión y compresión de forma uniforme.

Donde:

K. Factor de corrección para la deformación (A.M.Wahl)

L. Longitud de la cuerda de la ballesta

l. Número de hojas.

h. Espesor de las hojas.

E. Módulo de elasticidad.

b. Longitud de la semicuerda.

P. Peso cargado: 4500 kg.

P. Peso descargado: 3500 Kg.

Cálculo de la deformación ballesta principal (Descargado).

$$\lambda = \frac{1.4 \bullet 3500 \bullet 165^3}{4 \bullet 2 \bullet 10^6 \bullet 11 \bullet 6.5 \bullet 0.5^3}$$

$$\lambda = 20.5 \text{ cm}$$

Para el cálculo de la deformación de la ballesta a plena capacidad de carga naturalmente que utilizaremos el peso del ómnibus cuando posee 4500 kg de peso es decir 1000 kg de más que debe soportar el sistema de suspensión trasera.

Cálculo de la deformación ballesta principal (cargado).

$$\lambda = \frac{1.4 \bullet 4500 \bullet 165^3}{4 \bullet 2 \bullet 10^6 \bullet 11 \bullet 6.5 \bullet 0.5^3}$$

$$\lambda = 26.3 \text{ cm}$$

Como hemos dicho anteriormente las dimensiones de la ballesta auxiliar varían pero la carga propiamente que se ejerce sobre este juego de ballestas no varia ya que el juego principal debido a su fatiga y desgaste por ludimiento no sustenta el equipo lo suficiente como para separar el chasis o bastidor del juego de ballestas auxiliar aún estando en reposo y descargado.

Deformación ballesta auxiliar (Descargado).

$$\lambda = \frac{1.4 \bullet 3500 \bullet 112^3}{4 \bullet 2 \bullet 10^6 \bullet 11 \bullet 5.7 \bullet 0.3^3}$$

$$\lambda = 62.31 \text{ cm}$$

Deformación ballesta auxiliar (Cargado)

$$\lambda = \frac{1.4 \bullet 4500 \bullet 112^3}{4 \bullet 2 \bullet 10^6 \bullet 11 \bullet 5.7 \bullet 0.3^3}$$

$$\lambda = 80.17 \text{ cm}$$

2.2 Cálculo de la deformación del Neumático.

Esta cálculo se realiza naturalmente cuando el Equipo esté cargado y a partir de hay también se halla el coeficiente dinámico cuando supera un obstáculo a determinada velocidad. La deformación del neumático se calcula por la siguiente fórmula:

$$\delta_{\text{neuma}} = \delta D = \frac{1.159 \bullet RD \bullet (0.41 + \ln \bullet 4 \bullet R)}{B \bullet E b}$$

Donde:

RD. Carga estática vertical.

b. Ancho del neumático.

E. Módulo de rigidez intermedio entre tierra caliza y arena.

R. Radio del neumático = 46.25cm.

Módulo de elasticidad:

$$E = \frac{2 \bullet E_{\text{caucho}} \bullet E_{\text{terreno}}}{E_{\text{caucho}} + E_{\text{terreno}}}$$

Tomamos el valor más bajo para el caucho teniendo en cuenta que el neumático tiene aire en su interior según Pizarenko $E=200\text{kgf/cm}^2$, Según Pizarenko E para arena $E=0.18 \bullet 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ y E para tierra caliza $E= 0.42 \bullet 10^6 \text{ kgf/cm}^2$. Tomaremos un valor intermedio dadas las condiciones del terreno en nuestro país. Por tanto E será $0.3 \bullet 10^6 \text{ kgf/cm}^2$.

$$E = \frac{2 \cdot 200 \cdot 300\,000}{200 + 300\,000}$$

$$E = 400 \text{ kgf/cm}^2$$

$$b = \frac{1.526 \cdot \sqrt{RD} \cdot R}{B \cdot E} \quad \text{semieje menor de la elipse de contacto}$$

$$b = \frac{1.526 \cdot \sqrt{4500} \cdot 46.5}{7 \cdot 400}$$

$$b = 8.27 \text{ cm}$$

Sustituyendo:

$$\delta_{\text{neuma}} = \delta D = \frac{1.159 \cdot RD \cdot (0.41 + \ln 4 \cdot R)}{B \cdot E \cdot b}$$

$$\delta_{\text{neuma}} = \delta D = \frac{1.159 \cdot RD \cdot (0.41 + \ln 4 \cdot 46.25)}{7.7 \cdot 400 \cdot 8.27}$$

$$\delta_{\text{neuma}} = 9.69 \text{ mm} = 0.9 \text{ cm.}$$

La deformación estática se encuentra presente cuando el equipo se encuentra cargado por tanto se calcula cuanto se deforma estando en reposo. Este indicador nos dará un indicador de cuanta deformación real recibe el sistema de suspensión aunque algunos autores desprecian este valor se debe tener en cuenta cuando se proceda a calcular la rigidez del conjunto u omitirlo en dependencia de su valor. Procedemos a calcularla:

2.2.1 Cálculo de deformación estática:

$$\delta_{est} = \delta_{neuma} + \delta_{ballesta \text{ principal y auxiliar}}$$

$$\delta_{est} = 0.9 + 106.47$$

$$\delta_{est} = 107.37 \text{ cm.}$$

Procedemos a calcular el coeficiente dinámico cuando el equipo se encuentra en movimiento y cae en una zanja o desnivel del suelo con una altura H determinada para este caso la altura será de 50cm como muestra la figura 2.5

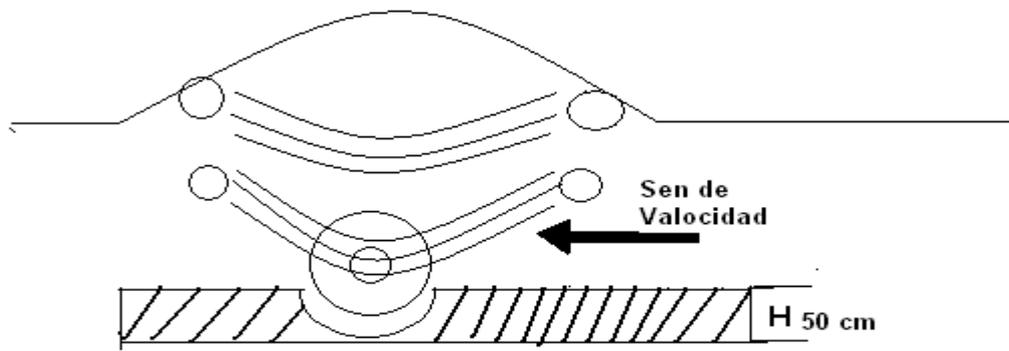


Figura 2.5 caída en desnivel

2.2.2 Cálculo del coeficiente de carga dinámica a desnivel de la rueda trasera en una zanja de profundidad H:

El sentido de la velocidad indica velocidad nominal es de decir a 40 Km/h procedemos a calcular dicho efecto dinámico perjudicial. Utilizaremos la ecuación de caída en zanja según Pisarenko, (1989) la fórmula es la siguiente:

$$K_{din} = \frac{2 + \sqrt{1 + 2 \cdot H}}{\delta_{est}}$$

Donde:

H. Altura de caída = 50cm

δ_{est} . Deformación estática 107.37

$$K_{din} = \frac{2 + \sqrt{1 + 2 \cdot 50}}{107.37}$$

$$K_{din} = 1.38$$

De forma análoga analizaremos el coeficiente de carga dinámica cuando el equipo supera un obstáculo a determinada velocidad y realiza un impacto en el caso del ómnibus Girón 6 su velocidad nominal en terreno sin tráfico es decir en carretera es de 45 km/h por tanto esta es la velocidad que tomaremos para calcular este coeficiente como se muestra en la figura 2.6.

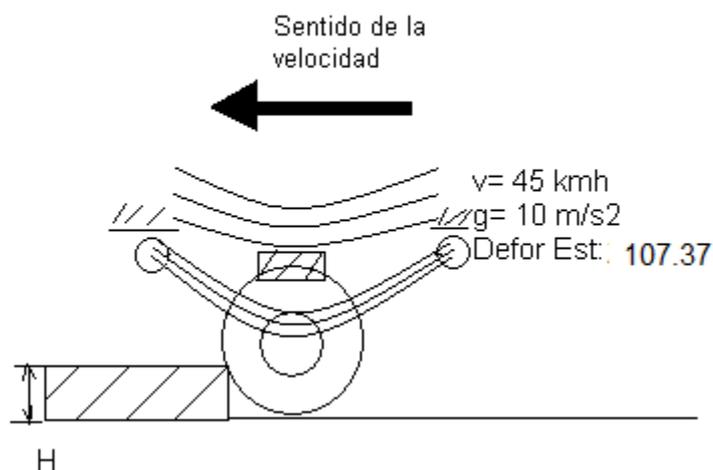


Figura 2.6 Superación de un obstáculo.

2.2.3 Cálculo del coeficiente de carga dinámico provocado por impacto.

Donde:

$$V=45 \text{ km/h}$$

$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$\delta_{est}= 107.37 \text{ cm}$$

$$K_{din} = \frac{\sqrt{45^2}}{10 \bullet 107.37}$$

$$K_{din}= 0.64$$

Este indicador nos muestra la variación de las cargas dinámicas durante un impacto y como influye en la suspensión y su correcto funcionamiento

Conclusiones Parciales

Podemos concluir en este capítulo que sin duda alguna la suspensión del equipo se está viendo afectada por los factores siguientes:

1. Las cargas ejercidas por el tiempo extendido de explotación ha provocado concentraciones de esfuerzos y desgaste por ludimiento.
2. El esfuerzo real calculado para la capacidad de carga máxima real es mayor que la admisible establecida en el manual o carta técnica debido a la sobrecarga del personal a cargar y las irregularidades del terreno a transitar.
3. Específicamente el juego de ballesta auxiliar ya que el juego de ballesta principal debido a su fatiga no sostiene el equipo lo suficiente provoca cargas

de compresión y momentos máximos que generan una concentración de esfuerzos capaces de producir rotura de las hojas maestras del juego auxiliar.

4. Los coeficientes dinámicos calculados y la deformación del neumático influyen pero no determinan causa directa de la rotura de las hojas maestras del juego auxiliar pero cabe destacar que el tiempo de explotación es extenso y estos factores influyen de forma perjudicial en el sistema de suspensión.

5. Las opciones de mercado en Cuba imposibilitan la sustitución de los elementos de la suspensión por elementos de reciente fabricación (nuevos).

Capítulo 3.

Cálculos de diseño a elemento suplementario de la suspensión del Ómnibus Girón VI.

Los ómnibus Girón 6 fueron uno de los modelos que José Francisco Reyes Fernández creó a finales de 1973 con el fin de proporcionar una opción de transporte en el país, estos ómnibus son de fabricación cubana producidos por la Empresa manufacturera industrial Industria Automotriz de Guanajay con las características específicas de que su sistema de suspensión posee un diseño que brinda estabilidad en el terreno pero poco confort a los ocupantes es decir a los pasajeros. Con 42 años de explotación y un promedio de 90000 Km. Por año en la empresa de transporte de equipos pesados (ETEP). Se produce una fatiga del metal que compone el sistema de suspensión principal el cual está acoplado al tren trasero. Los constantes esfuerzos en puntos de inflexión del juego de ballestas producen roturas parciales y totales como se muestra en la imagen 3.1



Figura 3.1 rotura de la ballesta maestra

La inclusión de un elemento suplementario que estabiliza la dureza de la suspensión y distribuye la carga en el eje trasero del equipo, se implementa de forma innovadora para ello analizaremos las características de diseño para constatar que el elemento en este caso el resorte cumple con las condiciones

adecuadas para garantizar la durabilidad, confiabilidad y confort del sistema de suspensión.



Figura 3.2 resorte a utilizar.

Características principales del resorte:

Longitud total: 226 mm = 22.6 cm

Longitud descargado: 180 mm = 18 cm

Longitud a compresión: 70 mm = 7 cm

Números de espiras activas a compresión: 5

Diámetro D: 112 mm = 11.2 cm

Diámetro del alambre d: 14 mm = 1.4 cm

Fuerza ejercida (descargado): 1166.6 Kg.

Fuerza ejercida (cargado): 1500 kg

El resorte se instala de forma innovadora pero basado en las cargas ejercidas en la suspensión trasera en la figura 3.3 mostramos la instalación de este suplemento y las cargas que soporta de acuerdo al peso descargado y cargado

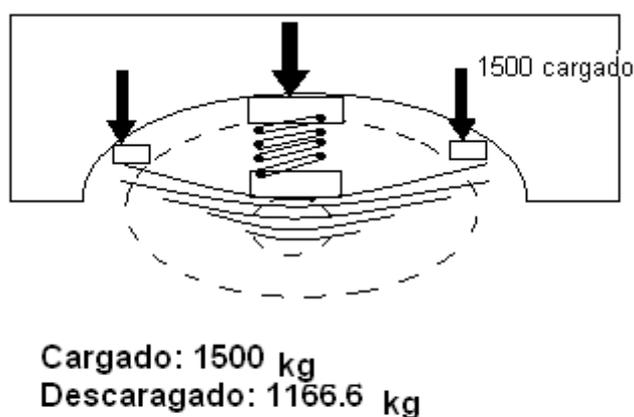


Figura 3.3 montaje y cargas a soportar del resorte

Cabe destacar que el equipo cuando se encuentra a plena capacidad de carga recibe una carga de 4500 kg y esta se divide en tres puntos de apoyo en la suspensión trasera y 3500 cuando está descargado por esta razón los cálculos aplicados serán en base a la carga que recibe el resorte de forma real tanto cargado como descargado.

3.1. Deformación total del resorte.

Esta ecuación según Shingle (Shingley, J.E & Ra Mischke, Ch. (1990)). Nos muestra la capacidad de deformación total bajo carga de compresión que en este caso lo analizaremos cuando el equipo se encuentra descargado y de esta forma nos permite saber a ciencia cierta que el resorte disminuye la carga ejercida sobre el juego de ballestas con la deformación de compresión funcionando como soporte

$$\delta = \frac{8 \cdot F \cdot Dm^3 \cdot Nc}{G \cdot D^4}$$

$$\delta = \frac{8 \cdot 1500 \cdot 5,6^3 \cdot 5}{79,3 \cdot 11,2^4}$$

Cargado: $\delta = 8,44$ cm

Descargado: $\delta = 6,56$ cm

Donde:

F: fuerza ejercida (cargado)

Dm: diámetro medio del resorte.

Nc: número de espiras activas.

G: módulo de rigidez.

D: diámetro total.

La figura 3.4 muestra la dirección de la carga que recibe el resorte y las características principales del mismo además de los momentos torsionales que se producen dentro del alambre. Cuando un resorte se comprime y se libera genera una serie de momentos torsionales en su interior una manera simple de que esto se aprecie puede ser cuando desenrollamos una manguera que está enrollada vemos que esta gira sobre su eje mostrándonos el momento que la hace girar por tanto los cálculos que realizaremos no serán directamente sobre el resorte desenrollándose ya que está a compresión analizaremos esfuerzos cortantes en las espiras activas.

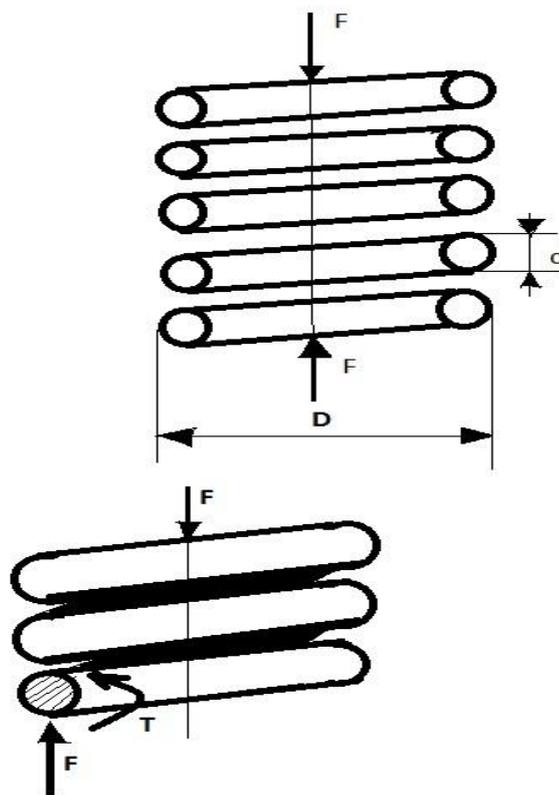


Figura 3.4 fuerzas y momentos en el resorte.

3.1.2 Cálculo del índice del resorte

$$C=D/d$$

$$C=112/14$$

$$C= 8$$

Para que el resorte no se deforme o pandee bajo carga de compresión el índice del resorte debe exceder el valor de 5 por tanto el resorte en cuestión se adecua a los requerimientos necesarios (Shingley, J.E. 1990, Shingley, J.E &Ra Mischke, Ch, 1990).Basado en este punto calculamos el factor de curvatura el cual permite establecer cuanto se pandea o dobla el resorte bajo compresión axial.

3.1.3 Cálculo del factor de curvatura del resorte

Escogemos el método de Bergstrazer por su optimización el cual se encuentra entre los método de calculo del factor de curvatura de un resorte de más de 10 mm de diámetro según Shingley aplicada bajo carga de compresión.

$$K_B= 4C + 2 / 4C - 3$$

$$K_B= 4 \cdot 8 + 2 / 4 \cdot 8 - 3$$

$$K_B= 1,17$$

Este factor está por debajo de 2 (Shingley, J.E &Ra Mischke, Ch, 1990). Siendo esto no significativo al no influir en el sistema de suspensión. Procedemos a analizar la frecuencia natural del resorte la cual nos permite saber a cuantos ciclos el resorte entrará en resonancia junto con la suspensión del equipo.

3.1.4 Cálculo de la frecuencia natural del resorte

$$f_n = \frac{d \cdot D^2 \cdot N_c \cdot \sqrt{6 \cdot G \cdot 8}}{2\pi \cdot \delta}$$

Donde

N_c : Número de espiras activas.

G : Módulo rigidez del resorte.

δ : Densidad del material del resorte (Carta Técnica.1987 Camión KAMAZ)

$$f_n = \frac{14 \cdot 112^2 \cdot 5 \cdot \sqrt{6 \cdot 79.3 \cdot 8}}{2 \cdot 3.1416 \cdot 7.87}$$

$$f_n = 77.74 \text{ c min}$$

El resorte tiene que comprimirse y liberarse 77.74 veces para que entre en resonancia con la suspensión cosa que es muy poco probable que ocurra ya que el terreno no permite tal condición a esa magnitud.

3.1.5. Cálculo de la energía absorbida por el resorte.

La energía absorbida por el resorte es un indicador que se puede aplicar de forma estática como dinámica es decir que esta energía siempre estará presente sobre el resorte recuerden que la energía ni se crea ni se destruye, se transforma.

$$U_{\text{resorte}} = \frac{\delta \cdot F}{2}$$

$$U_{\text{resorte}} = \frac{8.44 \cdot 1500}{2}$$

$$U_{\text{resorte}} = 6630 \text{ Kg/cm.}$$

3.2 Cálculo de la rigidez del sistema.

3.2.1. Cálculo de la deformación del sistema.

$$\delta_{\text{ballesta principal}} + \delta_{\text{ballesta auxiliar}} + \delta_{\text{resorte}} = \delta_{\text{conjunto}}$$

$$26,3 \text{ cm} + 80,17 \text{ cm} - 8,44 \text{ cm} \delta_{\text{conjunto}} = 98,03 \text{ cm}$$

Este valor lo calculamos bajo la condición de que el ómnibus está cargado recibiendo una carga de 4500Kg el eje trasero y 1500Kg el resorte como parte de la función que cumple como suplemento a la suspensión por tanto restamos el valor de la deformación del resorte para hallar el valor real de la deformación de la suspensión del equipo con el resorte instalado.

3.2.2. Cálculo del esfuerzo del sistema.

$$\delta_{\text{ballesta principal}} + \delta_{\text{ballesta auxiliar}} - \delta_{\text{resorte}} = \delta_{\text{conjunto}}$$

$$456,92 + 986,45 - 165,34 = 1274,04 \text{ Kg/cm}^2$$

Restamos el esfuerzo del resorte ya que el mismo se encuentra fuera del sistema de suspensión y el esfuerzo que soporta funge como apoyo nivelador de la rigidez del conjunto bajo carga máxima y terreno irregular.

3.3 Cálculo de los factores dinámicos del conjunto.

3.3.1 Cálculo del coeficiente dinámico del resorte.

Este coeficiente nos permite conocer la variación dinámica del resorte es decir la velocidad con que el resorte cambia su estructura mecánica bajo condiciones de movimiento como frenada, aceleración, superación de obstáculos y caída en desnivel estas son condiciones que experimenta el vehículo mientras transita en cualquier tipo de terreno y a cualquier velocidad que pueda producir el sistema de tracción esta ecuación es aplicable ya que Faires, (1990). somete de forma experimental al resorte de las características mencionadas a tales condiciones teniendo los resultados siguientes:

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

$$K_{din} = \frac{14^4 \cdot G}{8 \cdot 112^3 \cdot 5}$$

$$K_{din} = 0,5$$

3.3.2 Cálculo del coeficiente dinámico del conjunto a caída en desnivel.

$$K_{din} \text{ sistema} + K_{din} \text{ resorte} = K_{din} \text{ conjunto}$$

$$1.93 + 0,5 = 2.43$$

La variación que produce el K_{din} este proporciona una estabilidad dinámica que evita roturas por esfuerzo y flexión. Siendo constante el coeficiente dinámico del resorte ya que se flexiona y libera sin pandearse.

3.3.3 Cálculo del coeficiente dinámico del conjunto provocado por impacto.

$$K_{\text{din sistema}} + K_{\text{din resorte}} = K_{\text{din conjunto}}$$

$$0,64 + 0,5 = 1.14$$

Este coeficiente corre la misma suerte que los anteriores, podemos mencionar que la instalación del resorte en el equipo no permite movimiento alguno en la bóveda circular donde se apoya.

3.4 Valoración económica.

Según lo que establecen los contratos con empresas que prescinden de los servicios de transportación de la ETEP. Por cada ruta se genera un valor de 557.69 CUP para un total de los 26 días laborables de 14573,80 CUP. Contando con 6 rutas de transportación aportando diariamente 3346,14 CUP sumando un promedio de 84314,62 CUP al cierre del mes y 240922,08 CUP al final del año. Por tanto la estadía en taller a causa de la sustitución de un elemento de la suspensión dígame hoja maestra genera un promedio de 8 días en taller debido a la escasez de estos elementos en el mercado y la industria generando una pérdida a la empresa de 4461,52 CUP a causa de dicha rotura de tiempo medio en taller. A continuación presentamos seguimientos de inversión y acciones de carácter económico para la instalación del suplemento de amortiguación a continuación le presentamos la ficha de costo de la instalación del resorte como orientación del área técnica en la siguiente tabla:

Concepto de gasto	Costo	Observaciones
Electrodo (U)	1.17	
Horas trabajadas de 2 operarios	34.02	Soldador y mecánico.
Valor depreciado de las cámaras de frenos de Kamaz	28.38	Comprado a materia prima mediante su desuso.
Disco de desgaste	3.45	
Total	67.02	

Por el concepto de inversión se logra un efecto de gasto total de: **67.02 CUP.**

A partir de la instalación de este suplemento se redujo las roturas de 41 por año a 2 en el eje trasero para un 96 % de coeficiente de disponibilidad técnica (CDT) generando un ahorro de 133845,60 CUP garantizando un 55,5% a la producción anual aumentando en 115% comparado con la producción de años anteriores. Si restamos el costo de inversión obtendríamos una utilidad neta de 132000.21 CUP. Aún después de que se realizaran reparaciones capitales y remotorización en la Industria Constructora Automotriz de Guanajay en las cuales se les disminuyó el peso del ómnibus el resorte hoy sigue nivelando el sistema de amortiguación trasera.

CONCLUSIONES PARCIALES

1. El resorte cumple con las condiciones de diseño requeridas para la instalación en el equipo.
2. El cálculo de factores tanto dinámicos como de compresión arrojaron resultados satisfactorios demostrando así que el resorte apoya a la protección contra rotura de los juegos de ballestas específicamente los auxiliares.
3. Desde el punto de vista económico la no rotura del sistema de suspensión proporciona estabilidad en los servicios a un costo relativamente bajo.
4. La instalación del resorte además de generar apoyo a la suspensión del ómnibus también mejora de forma apreciable el confort tanto en terrenos abruptos como en carretera.

CONCLUSIONES GENERALES

1. Con este trabajo logramos mantener el recurso y vida útil del sistema de amortiguación auxiliar y principal al mismo tiempo ya que se mantiene el sistema de suspensión estable en cuanto a dureza, flexibilidad y confort.
2. Cuando el equipo éste en su máxima tara de carga (pasajeros) éste sistema podrá brindarle una mayor estabilidad en terreno difícil, le proporcionará una ventaja de frenado que permite que el equipo dañe menos éste sistema, debe aclararse que los sistemas de amortiguación principal (amortiguadores) no sufren carga alguna de ésta forma duplicando la vida útil y ampliando su función de nivelar el chasis en terreno irregular.
3. Podemos decir que el resorte aunque sobredimensionado cuya demostración se puso de manifiesto en sus cálculos de diseño en el capítulo en cuestión demuestra una factibilidad y confiabilidad adecuada para su instalación.
4. La no rotura del equipo por esta falla mecánica en la suspensión garantiza que se mantenga una producción mercantil estable generando utilidades a lo largo de todo el año.
5. La suspensión de los ómnibus Girón VI en un principio estaba diseñada de forma correcta pero la fatiga del metal y el envejecimiento de los elementos de la misma han conllevado a utilizar alternativas como esta.

RECOMENDACIONES

1. No desechar las cámaras de frenos de la línea KAMAZ ó equipos que contengan resortes de 14 mm de diámetro del alambre.
1. Si se detecta la cuarteadura de los elementos de los sistemas de amortiguación auxiliar luego de la reparación principal implementar éste elemento suplementario.
2. Recomendamos extender éste trabajo de investigación a otras entidades y sus respectivas áreas técnicas que cuenten con ésta línea de equipos, así como seguir cada uno de los pasos de investigación para obtener los resultados esperados.

Bibliografía

- Alberdi Urbietta, J. N. (1990). Amortiguadores y suspensión. En Manuales de automoción. Recuperado a partir de: <http://www.macanicavirtual.es.com>
- Bruzos, T. (2009). Suspensión del automóvil. Valencia: Universidad de Valencia.
- Campos, J. (2000). El sistema de suspensión. Barcelona: Editorial Barcelona.
- Carta Técnica. (1987). Camión KAMAZ. En Manual de Mantenimiento y Reparación. Kiev.
- Carta Técnica. (1975). Ómnibus Girón VI. Manual de Construcción y Diseño de Sistemas
- Cuesta Ferrer, G. (2010). Camiones y Vehículos Pesados Reparación y Mantenimiento. Recuperado a partir de: <http://www.macanicavirtual.es.com>
- Dobrovolski, V. (1970). Elementos de Máquinas. Moscú: Editorial MIR.
- Faires, V.M. (1990). Diseño de Elemento de Máquina. Barcelona: Montaner y Simón S.A.
- Feodosiev, V I. (1985). Resistencia de Materiales Vol I. Moscú: Editorial MIR.
- Fundación Eroski. (2009). Materiales de Construcción de las Ballestas. ConsumerEroski. Recuperado a partir de: <http://www.ConsumerEroski.com>.
- Pichardo, J. M. (1995). Tipos de suspensión independiente. Barcelona. Editorial Barcelona.
- Pisarenko, G.S., Yakolev, V.K (1989). Manual de Resistencia de Materiales. Moscú: Editorial MIR.
- Shingley, J.E & Ra Mischke, Ch. (1990). Diseño de Elemento de Máquina. México: MCGRAW-HILL.
- Shingley, J.E. (1990). Mechanical Springs (5th ed). México: MCGRAW-HILL.

Anexo





