UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA.

SEDE CUENCA.

FACULTAD DE INGENIERÍAS.

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ.

Tesis previa a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico Automotriz.

"ELABORACIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE VISUALIZACIÓN POR MEDIO DE UN SOFTWARE PARA EL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN EN UNA SUSPENSIÓN DE TRAPECIOS OSCILANTES CON SIMULACIÓN DE SU FUNCIONAMIENTO".

AUTORES:

LEONARDO PATRICIO OJEDA OLIVEROS.

JUAN PABLO VÉLEZ PINOS.

DIRECTOR:

Ing. Fernando Vásquez.

Cuenca, Febrero de 2011.

Yo, Ing. Fernando Vásquez certifico que bajo mi dirección el proyecto de tesis fue realizado por los señores:

Leonardo Patricio Ojeda Oliveros.
Juan Pablo Vélez Pinos.

Ing. Fernando Vásquez
DIRECTOR DE TESIS.

DEDICATORIA

Este proyecto y toda mi carrera universitaria quiero dedicarle a Dios por ser quien ha estado a mi lado en todo momento dándome las fuerzas necesarias para continuar luchando día tras día y seguir adelante rompiendo todas las barreras que se me presenten.

Por otro lado dedicar este proyecto de tesis a mi querido hijo Leonardo Rafael quien con su ternura y cariño ha sido mí inspiración para superarme.

Leonardo Patricio Ojeda Oliveros

DEDICATORIA:

Dedico esta tesis a mis padres, quienes con cariño y paciencia me impartieron valores, confiaron en mí y me brindaron la oportunidad de estudiar una carrera para mi futuro.

A mis hermanas que han estado a mi lado todo este tiempo compartiendo momentos de alegría y tristezas.

A mis tías, que siempre están presentes en los instantes más importantes de mi existencia.

Este trabajo es para ustedes que comprendieron mis ideales.

Juan Pablo Vélez.

AGRADECIMIENTO

Este proyecto de tesis si bien es cierto hemos realizado con mucho sacrificio y esfuerzo, el cual no hubiese sido posible su finalización sin la cooperación ya sea directa o indirectamente de algunas personas.

En primer lugar agradecer a mis padres, quienes me apoyaron en todo momento para lograr una de mis metas.

A mi esposa e hijo, que con su amor y paciencia han sabido brindarme el apoyo necesario para que día a día pueda salir adelante.

Mis hermanos y de manera especial a mi querido hermano Eduardo quien me ha brindado su apoyo.

A mi compañero y amigo Juan Pablo Vélez por haber confiado en mi persona para poder realizar este trabajo.

Así como también agradecer al Ingeniero Fernando Vásquez quien nos ha colaborado como director de nuestro proyecto de tesis, y al Ingeniero Fernando Chica por su apoyo en aspectos importantes para obtener buenos resultados.

Leonardo Patricio Ojeda Oliveros

AGRADECIMIENTO:

Agradezco a **DIOS**, a mis padres, hermanas y a cada una de las personas que de una o de otra manera contribuyeron en el desarrollo de este trabajo. De manera especial a Ing. Fernando Vázquez, Ing. Fabricio Espinoza, Ing. Fernando Chica y a mi compañero y amigo Leonardo Ojeda

A todos mil gracias.

Juan Pablo Vélez.

ÍNDICE.

CAPITULO I:

ESTUDIO DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN

1.1.- Geometría de la dirección 1
1.2.- Cotas de dirección. 3
1.2.1.-Ángulo de salida 3
1.2.2.- Ángulo de caída 5
1.2.3.- Ángulo de avance. 6
1.2.4.- Cotas conjugadas 8
1.2.5.-Convergencia 9
1.3.- Sistema de suspensión 10
1.4.- Componentes de la suspensión 14
1.4.1.- Ballestas. 14
1.4.2.- Muelles 15
1.4.3.-Barras de torsión. 17
1.4.4.- Amortiguadores 18
1.4.4.1.-Tipos de amortiguadores 18
1.5.- Suspensión de las ruedas delanteras 19
1.6.- Geometría de la Suspensión.- 24

CAPÍTULO II.

ANÁLISIS Y DESCRIPCIÓN DE LA CONSTITUCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.

2.1.- Sistema de dirección. 28
2.2.- Características del sistema de dirección. 29
2.3.- Arquitectura y descripción del sistema de dirección 31
2.3.1.- Volante y árbol de la dirección 32
2.3.2.- Caja y engranajes de la dirección 34
2.3.3.- Palanca y barras de dirección. 34
2.4.- Engranajes de dirección 37
2.4.1.- Sistemas de engranajes de la dirección 38
2.4.2.- Dirección Asistida. 40
2.5.- Principio de Ackermann 43
2.6.- Radio de Giro Máximo 44

CAPÍTULO III.

ANÁLISIS DE LAS VARIACIONES DE LOS ÁNGULOS DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN Y CONSECUENCIAS POSIBLES EN EL VEHÍCULO.

3.1.- Geometría De Los Trenes De Rodaje 48
3.1.1.- Angulo de salida del pivote (King - pin) 48
3.1.2.- Angulo de caída de la mangueta (Camber) 54
3.1.3.- Angulo de inclinación de la rueda (ángulo incluido) 55
3.1.4.- Angulo de avance (Caster) 59
3.1.5.- Convergencia de las ruedas. 64
3.1.6.- Radio de viraje. 70
3.2.- Diagnostico de averías del sistema de dirección 73
3.3.- Influencia del estado de los neumáticos en la dirección 80
3.4.- Influencia de la Geometría de la Suspensión 83
3.5.- Comprobación del sistema de dirección 88
3.6.- Alineación de trenes 92

CAPÍTULO IV.

ELABORACIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y SUSPENSIÓN DELANTERA INDEPENDIENTE DE UN VEHÍCULO DE PROPULSIÓN.

4.1.- Diseño del banco didáctico del sistema de dirección y suspensión 102
4.2.- Calculo estructural 104
4.3.- Construcción del banco didáctico 119
4.4.- Grupo Hidráulico 124
4.5.- Sistema de regulación para la de convergencia - divergencia 130
4.6.- Determinación del radio de giro y del centro de balanceo 131

CAPITULO V

ELABORACION DE UN SOFTWARE DIDÁCTICO PARA LA VISUALIZACIÓN DE LA VARIACIÓN DE LOS ANGULOS DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN.

5.1.- Comportamiento dinámico del vehículo 143
5.1.1.- Circulación en curva. Velocidad limite de derrape y de vuelco. 143
5.1.2.- Estabilidad en condiciones de vuelco estático. 150
5.2.- Simulación del comportamiento del sistema de suspensión. 154
5.2.1.- Modelo de un grado de liberta. 154
5.2.2.-Aplicación del modelo de un grado de libertad. 158
5.2.3.-Analisis de resultados del modelo de un grado de libertad 159
5.2.4.- Modelo de cuatro grados de liberta 161
5.2.5.- Aplicación del modelo de cuatro grados de libertad 169
5.2.6.- Variación del tipo de señal o evento que podemos simular en nuestro tipo de suspensión. 170
5.2.7.- Análisis de resultados de las variaciones de los eventos de la calzada 174
5.2.8.- Parámetros adicionales de variación en la simulación de la suspensión: 177
5.3.- Programa LabVIEW 178

5.3.1.- Concepto, LabVlEW 2009 Versión 32 bits. 178
5.3.2.-Aplicaciones de LabVlEW. 179
5.3.3.-Entorno LabVlEW. 179
5.3.4.-Programación gráfica con LabVlEW. 180
5.3.4.1.-Panel de control. 180
5.3.4.2.-Diagrama de bloques. 181
5.3.5.-Adquisición de datos5.3.5.-Adquisición de datos 181
5.3.6.-Programación en LabVIEW. 186
5.3.6.1.-Inicio del proyecto de adquisición de datos. 186
5.3.6.2.- Herramientas de LabVIEW 187
5.3.6.3.-Pantalla de Programación de Diagrama de Bloques. 187
5.3.6.4.- Puesta en marcha del programa LABVIEW. 189
5.3.6.5.- Circuito general 190

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones: 192
Recomendaciones: 193

ANEXOS

Anexos 195

INTRODUCCIÒN

Ponemos a consideración de los catedráticos y estudiantes de la Universidad Politécnica Salesiana, este trabajo en el que hemos puesto todo nuestro empeño, dedicación y esfuerzo para satisfacer las expectativas de quienes han confiado en nosotros, con este proyecto queremos aportar y enriquecer el material didáctico que posee esta Casa de Estudios Superiores, permitiéndole asegurar su excelencia académica y la educación de calidad que viene brindando a sus estudiantes.

Teniendo en consideración de que el laboratorio de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca, no dispone de un banco didáctico con un sistema de suspensión y dirección, el cual integre la simulación de su funcionamiento, con componentes que ayuden a mejorar el entendimiento de dicho tema y con la asistencia de un software que permita simular eventos de la calzada, hemos creído oportuno elaborarlo, contribuyendo así a que el estudiante consiga un conocimiento significativo y funcional, basado en la observación directa, dejando de lado la abstracción y la imaginación, y asegurando un aprendizaje eficiente.

Este trabajo favorece la enseñanza de muchas asignaturas en la facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz como: Sistemas de traslación, Talleres, Prácticas de dirección y suspensión, Hidráulica, Resistencia de materiales, Dinámica del Automóvil, Trucaje, entre otras.

Los capítulos que se consignan en este trabajo son: Estudio de la geometría de la dirección y sistema de suspensión, Análisis y descripción de la constitución del sistema de dirección, Análisis de las variaciones de los ángulos de la geometría de la dirección y consecuencias posibles en el vehículo, Elaboración de un banco didáctico del sistema de dirección y suspensión delantera independiente de un vehículo de propulsión, Elaboración de un software didáctico para la visualización de la variación de los ángulos de la geometría de la dirección.

La construcción de la estructura fue calculada previamente mediante un software llamado *Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011*; el mismo que utiliza cálculos de resistencia de materiales para el análisis estructural, el cual involucra deformaciones, deflexiones, torsiones, tensiones y momentos producidos en dicha estructura. El armazón del banco de tesis alberga el sistema de suspensión, dirección, el grupo hidráulico, y varios elementos propios de la estructura que brindan seguridad y estética a dicha estructura.

El software usado para el control de las electroválvulas que comandan el grupo hidráulico y la determinación de posición de los ángulos de la geometría de la dirección es *LabVIEW 2009,* cuya operatividad permite relacionar perfectamente los movimientos de los sensores así como de las electroválvulas.

Por todo lo indicado un trabajo de este tipo, permite aplicar los conocimientos de muchas asignaturas y la experiencia que se ha conseguido con su realización consideramos muy útil y sobre todo importante.

CAPITULO I

ESTUDIO DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

1.1.- Geometría de la dirección

De la correcta geometría del sistema de dirección depende fundamentalmente que el vehículo se mantenga en carretera sobre la trayectoria deseada, resultando su marcha estable, tanto en línea recta, como en curvas, cualquiera que sea el estado de la carretera e independientemente de la influencia del viento y la velocidad del vehículo.

La constitución del tren delantero juega también un importante papel en el mantenimiento del vehículo sobre la carretera, (como ya se ha se verá más adelante al estudiar el sistema de suspensión) es por ello, que existe una relación directa entre los componentes de este sistema en el tren delantero y los propios de la dirección.

La característica constructiva de los órganos que comandan la orientación de las ruedas debe responder a la necesidad de eliminar, o por lo menos reducir al mínimo, el frotamiento de las ruedas sobre el piso, que se produce cuando la trayectoria seguida por ellas no coincide con la impuesta por el sistema de dirección. Para que se verifique esta condición fundamental, es necesario que las cuatro ruedas del vehículo se orienten en curva de manera que describan circunferencias de radios con el mismo centro, tal como muestra la figura 1.1

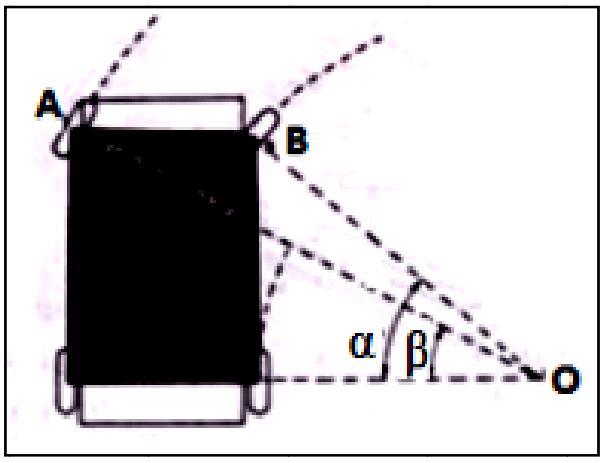


Fig 1.1 Descripción de una circunferencia de los nueumaticos del vehículo. [1].

Como las trayectorias a recorrer por las ruedas directrices son distintas en una curva (la rueda exterior ha de recorrer un camino más largo), la orientación dada a cada una ha de ser diferente (la exterior debe abrirse más) y, para que ambas sigan la trayectoria deseada, debe cumplirse la condición de que en cualquier momento de su trayectoria curva, las cuatro ruedas del vehículo tengan una orientación tal que sus radios coincidan en un mismo centro, llamado centro instantáneo de rotación, que deberá estar situado en la prolongación del eje de las ruedas traseras, como muestra la figura 1.1, dado que éstas no son orientables.

Los ángulos de orientación α y β de las ruedas delanteras son, por tanto, diferentes, y la rueda interior de la curva gira un ángulo α mayor que el β de la rueda exterior. Generalmente, para un ángulo β de 20°, el valor de α debe estar comprendido entre 23 y 24°. Para conseguirlo se disponen los brazos de acoplamiento *A-B* y *C-D* (Fig. 1.2) que mandan la orientación de las ruedas, de manera que en la posición de línea recta de las mismas formen un ángulo γ tal, que sus prolongaciones se corten sobre el eje de simetría del vehículo, a la altura del eje trasero o muy cerca de este.

[1]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 521.

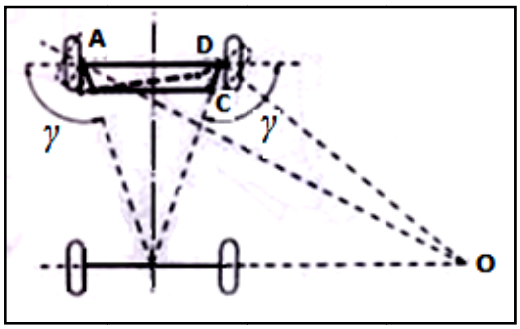


Fig 1.2 Disposición de los brazos de acoplamiento que comandan la orientación de las ruedas.[2].

Resumiendo los párrafos anteriores, para que le funcionamiento de la de dirección resulte adecuado, es preciso que los elementos que lo forman cumplan unas determinadas condiciones, llamadas cotas de dirección o geometría de dirección, mediante las cuales, se logra que las ruedas obedezcan fácilmente al giro del volante de la dirección y no se altere su orientación por las irregularidades del terreno o al efectuar una frenada, resultando así la dirección segura y de suave manejo.

Las cotas que determinan la geometría del sistema de dirección son:

- Ángulo de salida. *(Kin-pin)*
- Ángulo de caída. *(Camber)*
- Ángulo de avance. *(Caster)*
- Convergencia de las ruedas. (*Toe-in / Toe-out.)*
- Cotas conjugadas.

1.2.- Cotas de dirección.

1.2.1.-Ángulo de salida

Se llama ángulo de salida al ángulo (*As*) que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que

[2]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 521.

pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en *A´*. Este ángulo suele estar comprometido entre 5 y 10º, siendo en la mayoría de los vehículos de 6 a 7º.

Esta disposición del pivote sobre el que se mueve la mangueta reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de la rueda ya que, depende directamente de la distancia *"d"* (figura 1.3) cuanto menor sea "*d*" menor será el esfuerzo a realizar con el volante para orientar las ruedas. Este esfuerzo será nulo cuando el eje del pivote pase por el punto *"A"*, centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo. En este caso solo habría que vencer el esfuerzo de resistencia de rodadura *(Fr)* correspondiente al ancho del neumático, ya que el par de giro sería nulo. En la práctica *"d"* no puede ser cero ya que, entonces la dirección se volvería inestable.

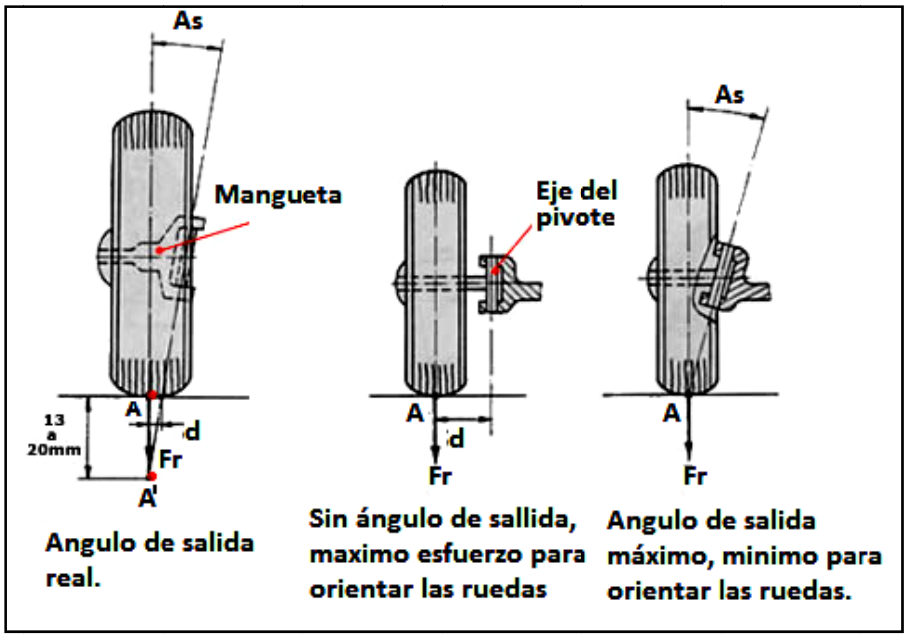


Fig 1.3 Angulo de salida. [3].

De la inclinación del eje del pivote resultan fuerzas de retroceso, las cuales, después del paso de una curva, hacen volver a las ruedas a la posición en línea recta en sentido de la marcha. Esto es debido a que al orientar la rueda para tomar una curva, como gira sobre el eje de pivote y éste está inclinado. La rueda tiende a hundirse en el

[3]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

suelo, y como no puede hacerlo, es la carrocería la que se levanta, oponiéndose a esto su propio peso, por lo cual, en cuanto se suelte el volante de la dirección, el peso de la carrocería, que tiende a bajar, hará volver la rueda a su posición de marcha en línea recta.

La presión de inflado de los neumáticos tiene una importancia vital en este ángulo, pues con menor presión, el punto *"A´"* se desplaza más hacia abajo, aumentando la distancia *"d"* y, por tanto, el esfuerzo para girar las ruedas.

1.2.2.- Ángulo de caída

Se llama ángulo de caída al ángulo *"Ac"* que forma la prolongación del eje de simetría de la rueda con el vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda.

Este ángulo se consigue dando al eje de la mangueta una cierta inclinación con respecto a la horizontal. Tiene por objeto desplazar el peso del vehículo que gravita sobre este eje hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes sobre los que se apoya la rueda.

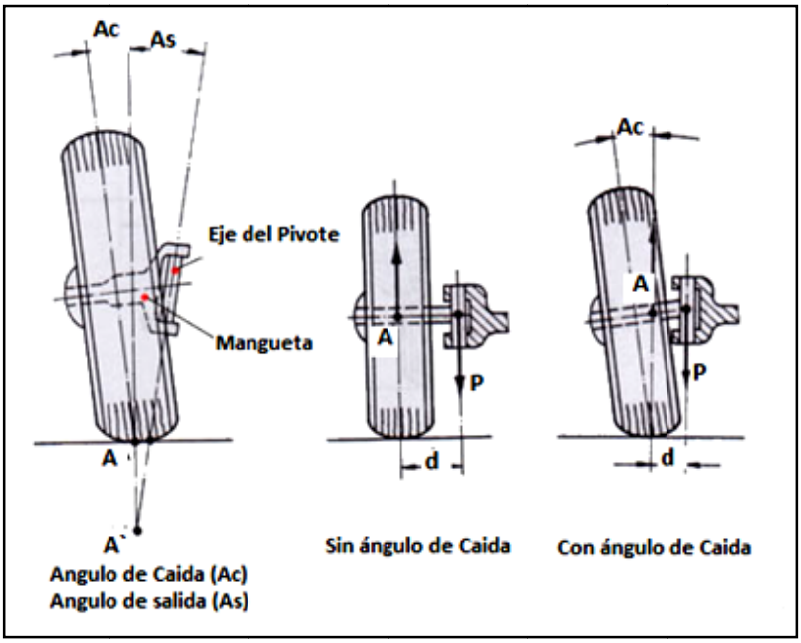


Fig 1.4 Angulo de Caida. [4].

La mangueta está sometida a esfuerzos de flexión equivalentes a peso que sobre ella gravita *(P)* por su brazo de palanca *(d).* Con el ángulo de caída lo que se busca es reducir el brazo de palanca o distancia *(d)*, por ello al inclinar la rueda, se desplaza el punto de reacción *(A)* hacia el pivote, con lo que el brazo de palanca o distancia *(d)* se reduce y, por tanto, también se reduce el esfuerzo a que están sometidos los rodamientos de la mangueta.

1.2.3.- Ángulo de avance

Se llama ángulo de avance, al ángulo *(Aa)* que forma la prolongación del eje del pivote con el eje vertical que pasa por el centro de la rueda y en el sentido de avance de la misma.

Cuando el empuje del vehículo se realiza desde las ruedas traseras (propulsión), el eje delantero es arrastrado desde atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección. Esto se corrige dando al pivote un cierto ángulo de avance *(Aa),* de forma que su eje

[4]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

corte a la línea de desplazamiento un poco por delante del punto *(A)* de apoyo de la rueda. Con ello aparece una acción de remolque en la propia rueda que da fijeza a la dirección, haciendo que el punto *(A)* de apoyo tienda a estar siempre en línea recta y por detrás de *(B)* punto de impulsión.

Al girar la dirección para tomar una curva la rueda se orienta sobre el punto *(B)* fijado para el avance: esto hace que el punto *(A)* se desplace hasta *(A´)*, creándose un par de fuerzas que tiende a volver a la rueda a su posición de línea recta ya que, en esta posición, al ser *(d = 0),* desaparece el par.

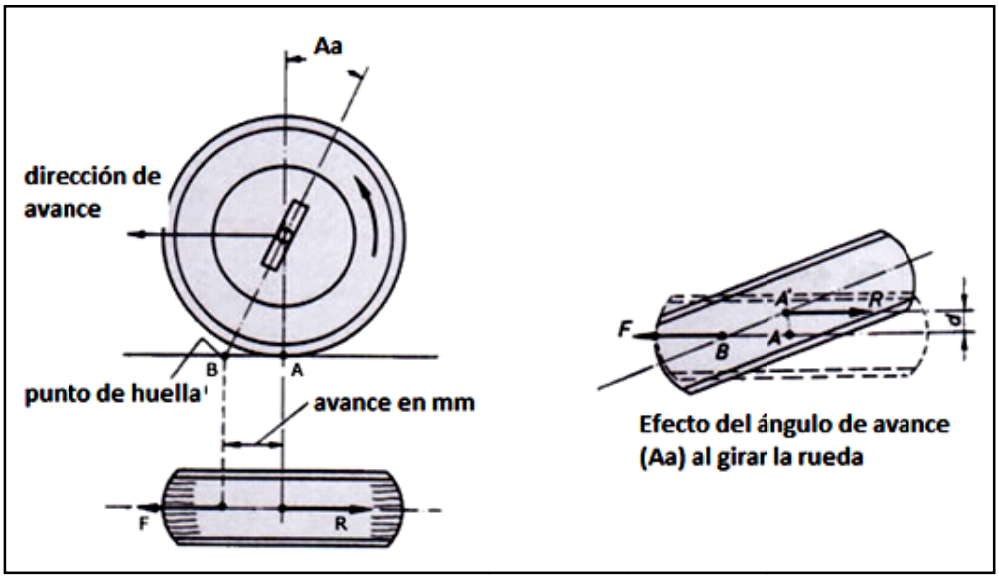


Fig 1.5 Angulo de Avance. [5].

De esta forma se consigue dar a la dirección fijeza y estabilidad, ya que las desviaciones que pueda tomar la rueda por las desigualdades del terreno, forman este par de fuerzas que la hacen volver a su posición de línea recta.

El avance debe ser tal, que cumpla la misión encomendada sin perturbar otras condiciones direccionales. Si este ángulo es grande, el par creado también lo es, haciendo que las ruedas se orienten violentamente. Si el ángulo es pequeño o

[5]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

insuficiente, el par de orientación también lo es, resultando una dirección inestable. El ángulo de avance suele estar comprendido entre 0 y 4º para vehículos con motor delantero y de 6 a 12º para vehículos con motor trasero.

1.2.4.- Cotas conjugadas

Las cotas de salida y caída hacen que el avance corte a la línea de desplazamiento por delante y hacia la derecha de punto *(A).* De ello resulta que, para vehículos de propulsión trasera, el empuje que se transmite el eje delantero pasa de éste a la rueda por el pivote, teniendo su punto de tiro en la rueda sobre el punto *(B).* Como la resistencia de rodadura actúa sobre su punto de apoyo *(A)*, resulta un par de fuerzas que tiende a abrir la rueda por delante, debiendo dar una convergencia a la rueda para corregir esta tendencia.

La convergencia será tanto mayor cuanto más adelantado y hacia la derecha se encuentre el punto *(B).* Esta posición viene determinada por los ángulos de caída, salida y avance, lo que quiere decir que la convergencia depende directamente de estas tres cotas.

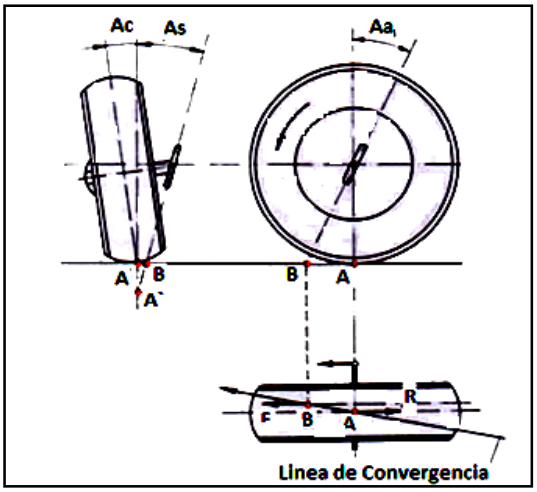


Fig 1.6 Cotas Conjugadas. [6].

[6]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

En vehículos con tracción delantera, la fuerza de empuje está aplicada al mismo punto de apoyo de la rueda, siendo las ruedas traseras remolcadas sin ejercer efecto alguno sobre la dirección. No obstante, se les da un pequeño avance para mantener estable la dirección resultando, junto a las cotas de salida y caída, una convergencia que pueda ser positiva o negativa.

1.2.5.-Convergencia

La convergencia o paralelismo de las ruedas delanteras es la posición que ocupan las dos ruedas con respecto al eje longitudinal del vehículo. Este valor se mide en milímetros y es la diferencia de distancia existente entre las partes delanteras y traseras de las llantas a la altura de la mangueta; está entre 1 y 10 mm para vehículos con propulsión y cero a menos 2 mm para vehículos con tracción.

La convergencia también contrarresta el par de orientación que se forma entre el empuje y el rozamiento de la rueda y que tiende a abrirla, siendo esta la razón de que los coches con propulsión tengan mayor convergencia que los de tracción, en efecto: debido al avance y salida, la prolongación del pivote corta al suelo en un punto más adelantado y hacia el centro que el de apoyo del neumático. Si el coche lleva propulsión, la fuerza de empuje se transmite a la rueda delantera a través del pivote y la de resistencia se aplica en el punto de contacto del neumático, esto origina un par de giro que tiende a abrir las ruedas delanteras, cosa que no ocurre en vehículos con tracción ya que la fuerza se aplica en el punto de contacto.

El que el valor de la convergencia pueda ser positivo o negativo (divergencia) depende de los valores que tengan los ángulos de caída, salida y, además, de que el vehículo sea de tracción delantera o propulsión trasera.

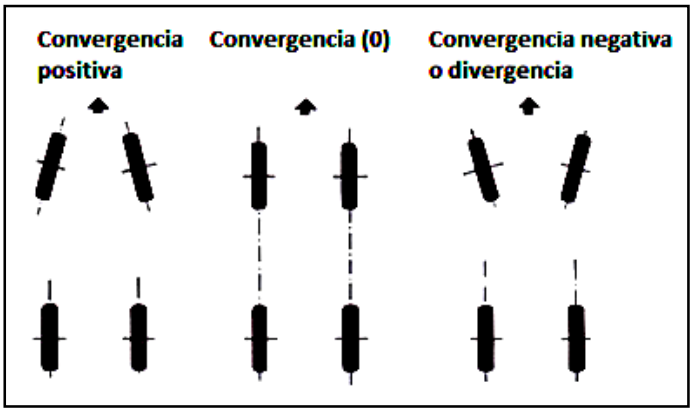


Fig 1.7 Tipos de convergencia en las ruedas. [7].

La convergencia, determinada en función del resto de las cotas de dirección, debe mantenerse dentro de los límites establecidos por el fabricante ya que, cualquier alteración produce la inestabilidad en la dirección; además debe ser igual en las dos ruedas.

En definitiva las cotas de dirección varían de forma sustancial según sea el vehículo con dirección montada sobre eje rígido o sobre suspensión independiente. Excepto el ángulo de salida que apenas varia los demás ángulos varían sensiblemente, debido al diferente montaje de las ruedas, que se mueven y separan entre sí, de forma distinta a como lo hacen las montadas sobre eje rígido.

Otra característica a tener en cuenta grosor de los neumáticos y disminución de la presión de los neumáticos. Los constructores de automóviles han determinado experimentalmente para cada caso los valores más convenientes.

1.3.- Sistema de suspensión

El sistema de suspensión de un automóvil tiene la misión de hacer más cómoda la marcha del mismo para los pasajeros y contribuir en todo momento a la mayor estabilidad del vehículo. Para cumplir estos objetivos deberá tener dos cualidades

---

[7]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

importantes: elasticidad, que evita que las desigualdades del terreno se transmitan al vehículo en forma de golpes secos, y amortiguación, que impide un balanceo excesivo.

Componen el sistema de suspensión los neumáticos, las ballestas o muelles y los amortiguadores. Los neumáticos absorben las desigualdades pequeñas del terreno, evitando que se transmitan vibraciones a la carrocería por esta causa; las ballestas o muelles (según los casos) absorben las desigualdades grandes del terreno, evitando que a la carrocería se transmitan golpes fuertes debidos a ellas y, en cambio, el peso del vehículo se traduce en una oscilación; los amortiguadores frenan las oscilaciones de las ballestas o muelles producidas por las grandes desigualdades del terreno.

Relacionando el peso del vehículo con el sistema de suspensión, se llama peso suspendido el debido a los mecanismos soportados por el chasis o bastidor del vehículo (motor, carrocería, etc.), y peso no suspendido el que generan las partes del vehículo no comprendidas en el apartado anterior (ruedas, ejes, etc.). El sistema de suspensión enlaza estas dos partes por medio de una unión elástica, consistente en ballestas, muelles, barras de torsión, dispositivos neumáticos, de caucho, etc.… que no solamente amortiguan los golpes que las ruedas transmiten al bastidor, sino también los que el mismo peso del vehículo devuelve a las ruedas a causa de la reacción.

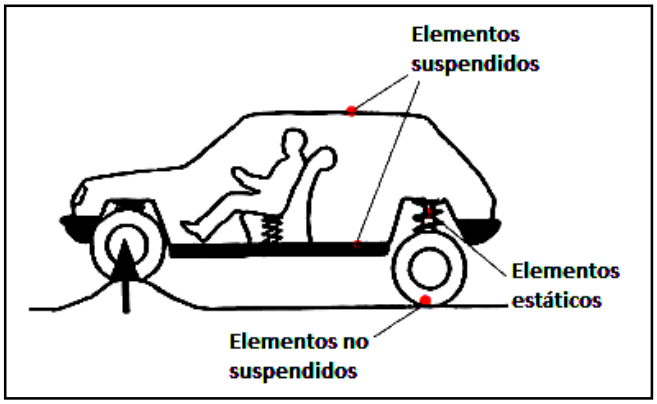


Fig 1.8 Elementos suspendidos y no suspendidos que conforman el sistema de suspensión. [8].

[8]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/suspensión.htm

El estudio del comportamiento de un sistema de suspensión es complejo pues no resulta suficiente considerar separadamente las oscilaciones de los diversos componentes, dado que el movimiento de unos influye en los otros. De cualquier manera, el modo de trabajar de un sistema de suspensión puede ser esquematizado en el siguiente concepto: En condiciones normales, la tensión de los muelles es igual al peso de los órganos que soportan (peso suspendido); durante la marcha del vehículo, al paso repentino una irregularidad del terreno, por ejemplo un bache (Figura 1.9), los órganos no suspendidos, como son las ruedas, son empujados hacia abajo (detalle A) con una fuerza igual peso de la misma y a la tensión del muelle, mientras que el peso suspendido continúa su desplazamiento horizontal por la inercia debido a la velocidad (detalle B). Después la carrocería del vehículo baja comprimiendo el muelle con su peso y con la fuerza de inercia adquirida en este movimiento (detalle C). La tensión del muelle es ahora superior al peso suspendido, por lo que se producirá la extensión del mismo, empujando hacia arriba a la carrocería (detalle D), creando un movimiento continuo de oscilaciones del peso suspendido.

Del mismo modo, cuando la rueda encuentra un obstáculo, el muelle es comprimido produce un efecto similar. Prácticamente, las desigualdades y obstáculos no están aislados una segunda causa de oscilaciones puede sobrevenir antes de que la primera haya desaparecido. La amplitud de las oscilaciones y la frecuencia de las mismas dependen de la elasticidad del muelle y del peso suspendido.

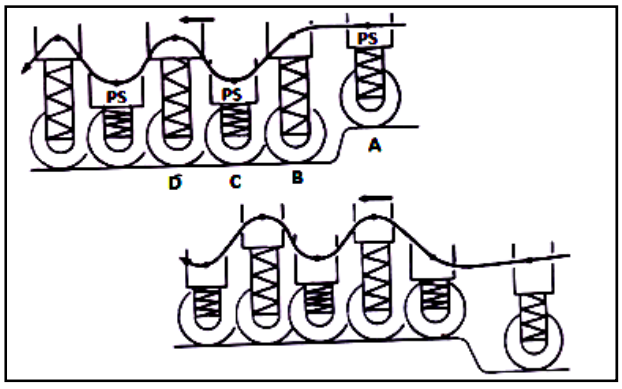


Fig 1.9 Comportamiento del sistema de suspensión. [9].

[9]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 454.

La figura 1.10 muestra gráficamente el funcionamiento de una suspensión. Cuando la encuentra el obstáculo, la masa no suspendida se eleva y el muelle se comprime almacenando la energía del impacto. Seguidamente, el muelle se extiende empujando por un lado a la rueda contra el suelo y por el otro a la carrocería, que se eleva. Este proceso se repite después en una serie de compresiones y extensiones del muelle cada vez más amortiguadas.

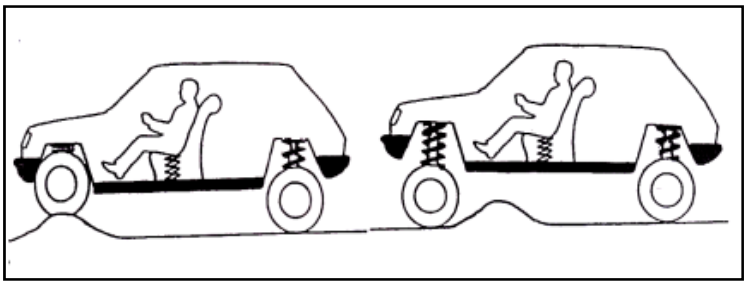


Fig 1.10 Comportamiento del sistema de suspensión. [10].

Si el vehículo no dispusiera de sistema de suspensión, uniéndose directamente las ruedas al chasis y carrocería, los movimientos de las primeras se transmitirían a los segundos instantáneamente y en igual medida, produciendo golpes violentos perjudiciales, tanto para los pasajeros, como para los órganos mecánicos del vehículo. La adopción de un sistema de suspensión permite, por el contrario, obtener un movimiento suave de la carrocería cuando la rueda encuentra un obstáculo, pues el muelle de suspensión absorbe instantáneamente la energía del golpe de la rueda contra el obstáculo, para transmitirla después gradualmente al chasis y la carrocería.

El diseño de un sistema de suspensión se realiza de manera que ésta sea lo suficientemente eficaz para atenuar e incluso impedir 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, tanto en línea recta, como en curvas, aceleraciones y frenadas, cualquiera que sea el estado de la carretera, la fuerza centrífuga actuante o las condiciones meteorológicas (viento) con las que se circula.

---

[10]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 454

Los movimientos de la carrocería se producen alrededor de sus tres ejes de simetría, como se ha representado en la figura 1.11. El giro sobre el eje G-Z produce un movimiento de vaivén, mientras que el relativo al eje G-X es causa del balanceo, y el referente al eje G-Y produce el cabeceo. Cualquiera de estos movimientos es causa de inestabilidad en la marcha del vehículo e incomodidad de los pasajeros, por lo que deben ser absorbidos, o al menos atenuado por el sistema de suspensión.

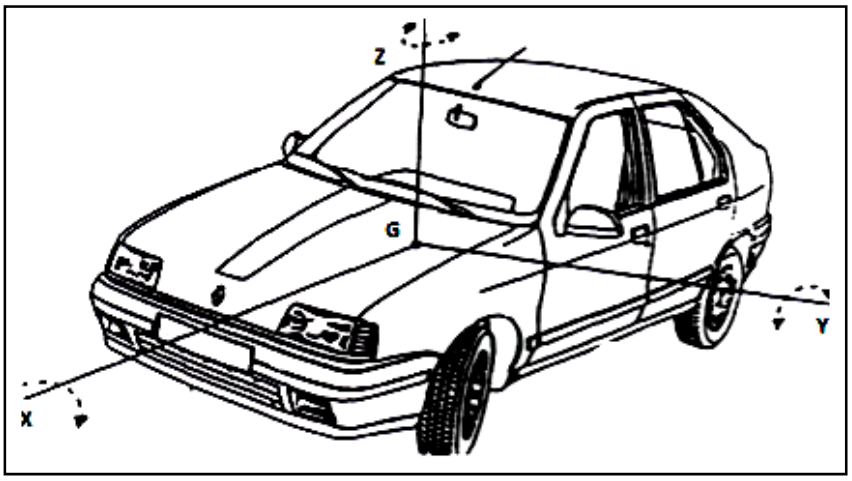


Fig 1.11 Movimientos producidos alrededor de la carroceria. [11].

1.4.- Componentes de la suspensión

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento flexible o elástico (muelle de ballesta o helicoidal, barra de torsión, muelle de goma, etc.) y un elemento amortiguación (amortiguador), cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno.

1.4.1.- Ballestas.

Uno de los elementos utilizado en los sistemas de suspensión es la ballesta (figura 1.12), compuesta por una serie de hojas de acero que se mantienen aplicadas unas

[11]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 455

contra otras formando un conjunto elástico y de gran resistencia a la rotura. La mayor de las hojas *A* se llama maestra y termina en dos extremos curvados formando un orificio u ojo *B*, en el que se aloja un bulón para su fijación al chasis. La segunda hoja *C* termina rodeando parte de los ojos de la maestra y las restantes van siendo cortas y curvadas.

Todas las hojas se unen en el centro por medio de un tornillo pasante *D* con tuerca, llamado capuchino. Las hojas más largas se mantienen alineadas por medio de abrazaderas *E*. El número de hojas y el espesor de las mismas están en función de la carga que han de soportar.

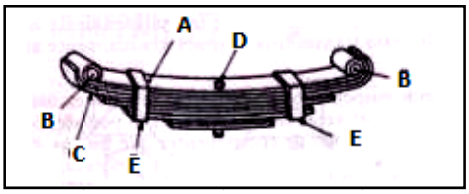


Fig 1.12 Movimientos producidos alrededor de la carroceria. [12].

1.4.2.- Muelles

En la actualidad, con la implantación de las suspensiones de ruedas independientes, que aportan unas considerables ventajas, se utilizan mayoritariamente los muelles helicoidales, pues tienen la ventaja de conseguir una elasticidad blanda debido al gran recorrido del resorte sin apenas ocupar espacio ni sumar peso.

Los muelles helicoidales (Fig. 1.13) están constituidos por un hilo de acero de diámetro *d* comprendido generalmente entre 10 y 15 mm, arrollado en forma de hélice, cuyas espiras extremas se hacen planas para obtener un buen asiento, tanto en la zona superior (carrocería), como en la inferior (apoyo sobre el amortiguador). Además del diámetro del hilo, son características fundamentales del muelle, su altura *H* y el diámetro medio *D* de las espiras.

[12]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 456

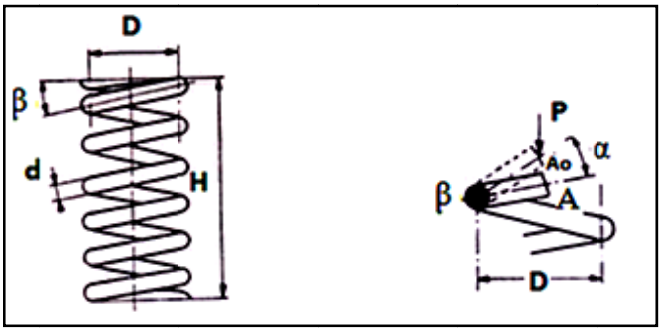


Fig 1.13 Movimientos producidos alrededor de la carroceria. [13].

Este tipo de muelle trabaja por torsión del hilo que lo constituye. Bajo el efecto de una carga, las espiras aproximan entre ellas, conservando intervalos idénticos. Las deformaciones son regulares. Aislando sobre el muelle un cuarto de espira *A-B* y aplicándole una fuerza *P*, resulta que la sección *B* queda sometida a un par de torsión $(P \cdot D)/2$ y a un esfuerzo cortante *P*. El par $(P \cdot D)/2$ tiene por efecto bajar el punto *A* una distancia A_0A, de tal forma, que la sección *B* queda sometida a una rotación de ángulo α, cumpliéndose: $(\alpha \cdot D)/2 = A_0\ A.$.

El aplastamiento total se logra cuando todas las espiras están juntas y, en este caso, y no existe el muelle, por lo cual, se procura que trabaje entre la mitad y los dos tercios de la carga de aplastamiento.

La flexibilidad del muelle es función del diámetro del hilo utilizado, número de espira ángulo de inclinación de las mismas, diámetro del muelle y calidad del acero utilizado en su construcción**.**

Con la utilización de muelles helicoidales cónicos, en los que el diámetro de las espiras va disminuyendo progresivamente de un extremo a otro, se consigue una flexibilidad progresiva a medida que se aplasta el muelle. Un efecto similar se consigue disponiendo el paso entre espiras variable.

---

[13]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 460

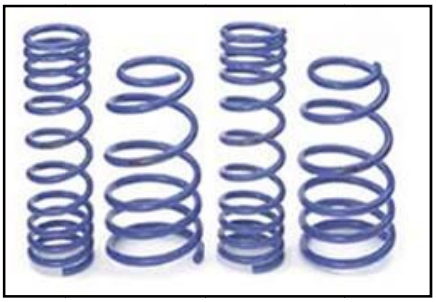


Fig 1.14 Diferentes tipos de muelles helicoidales. [14].

1.4.3.-Barras de torsión.

Con los nuevos materiales que la metalurgia ha puesto a disposición de la industria, ha sido posible, en algunos casos, sustituir las ballestas y los muelles helicoidales utilizados en los sistemas de suspensión de los automóviles, por barras de torsión. En el funcionamiento de este tipo de suspensión, el peso del vehículo aplica una torsión inicial a la barra, que proporciona el efecto de muelle deseado, al igual que ocurre con los muelles helicoidales.

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 (figura inferior).

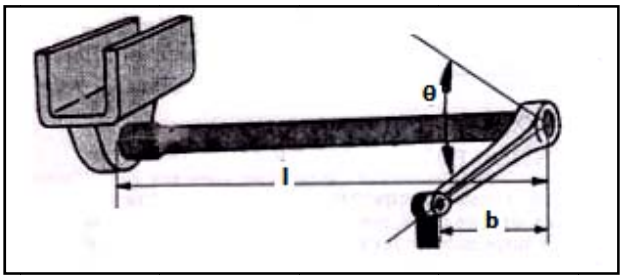


Fig 1.15 Barra de torsion. [15].

[14]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/suspensión.htm

1.4.4.- Amortiguadores

Estos elementos son los encargados de absorber las vibraciones de los elementos elásticos (muelles, ballestas, barras de torsión), convirtiendo en calor la energía generada por las oscilaciones.

Cuando la rueda encuentra un obstáculo o bache, el muelle se comprime o se estira, recogiendo la energía mecánica producida por el choque, energía que devuelve a continuación, por efecto de su elasticidad, rebotando sobre la carrocería. Este rebote en forma de vibración es el que tiene que frenar el amortiguador, recogiendo, en primer lugar, el efecto de compresión y luego el de reacción del muelle, actuando de freno en ambos sentidos; por esta razón reciben el nombre de los amortiguadores de doble efecto.

1.4.4.1.-Tipos de amortiguadores

Los más empleados en la actualidad son los de tipo telescópico. Dentro de estos podemos distinguir:

---

[15]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 462

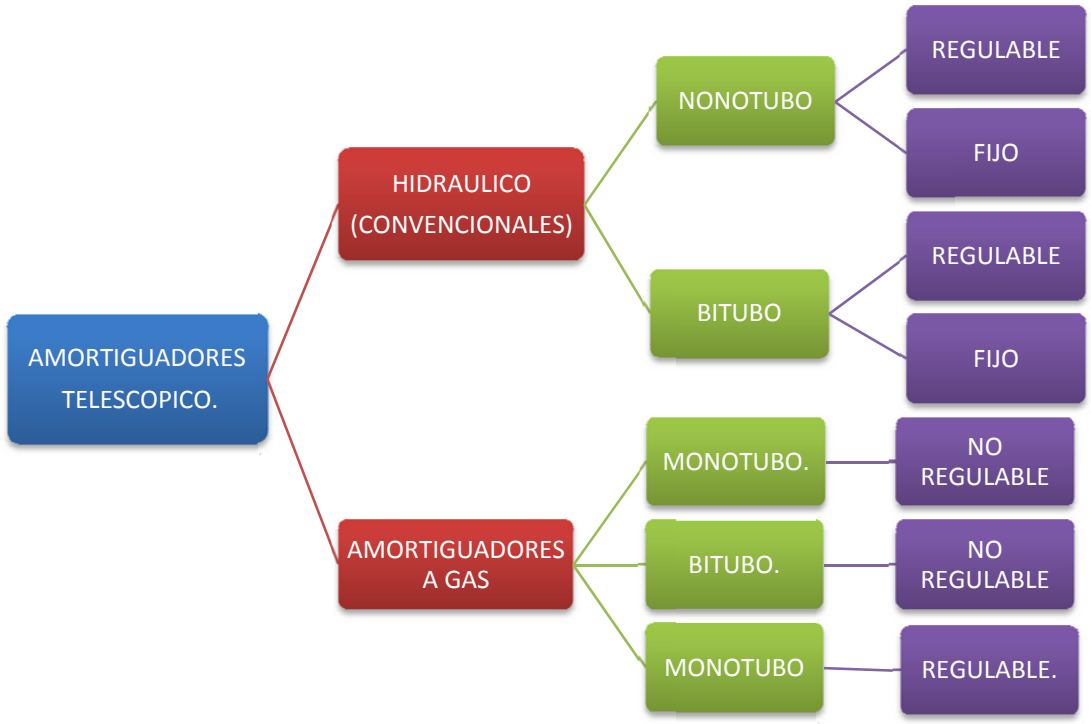


Gráfico 1.1: Clasificación General de los distintos tipos de amortiguadores.
Fuente: www.mecanicavirtual.org/suspensión.htm
Elaboración: Los Autores.

1.5.- Suspensión de las ruedas delanteras.-

Los sistemas de suspensión de las ruedas delanteras deben permitir el movimiento vertical de las mismas con respecto al bastidor, cualquiera que sea la orientación de la rueda.

En la actualidad, para los vehículos de turismo se utilizan exclusivamente los sistemas de suspensión independiente de las ruedas delanteras, pues un eje rígido presenta el inconveniente de que los movimientos y vibraciones de una de las ruedas se transmiten en parte a la otra, mientras que en la suspensión independiente, los movimientos de una rueda no afectan en absoluto a la otra, por lo que ambas permanecen continuamente en contacto con el suelo, al mismo tiempo que se suprime el eje, que siempre supone mayor peso que los brazos del sistema de suspensión independiente. Con ello, el movimiento de las ruedas no se transmite al chasis con tanta

brusquedad, por haber disminuido el peso no suspendido, lo que representa una mayor comodidad en la conducción del vehículo y mejor estabilidad del mismo.

En este tipo de suspensión se emplean ballestas, muelles y barras de torsión, indistintamente, siendo muy variados los sistemas utilizados, aunque no difieren mucho uno de otro. En todos los casos se utilizan amortiguadores telescópicos generalmente.

Uno de los modelos empleados en la suspensión independiente de las ruedas delanteras, es el llamado de brazos articulados superpuestos, o trapecio articulado, representado en la figura 1.16, en la que puede verse que está formado por los brazos *A* y *B*, articulados por un extremo al chasis en los ejes de giro *C* y *D*, y por el opuesto a la mangueta *E* con interposición de las rótulas *F* y *G*, sobre las que dicha mangueta puede girar para orientar la rueda, que se monta en ella con interposición del cubo de rueda. Entre el brazo *B* y el chasis se interpone el muelle *H*, que absorbe las irregularidades de la carretera; por su interior pasa el amortiguador telescópico *I* que se une también al brazo *B* y al chasis por medio del soporte *K*.

Cuando la rueda sube debido a las desigualdades del terreno, levanta la mangueta *E*, que eleva los brazos *A* y *B* de los extremos unidos a ella en las rótulas *F* y *G*. El movimiento del brazo *B* comprime el muelle *H*, que se opone a este movimiento. El amortiguador *I* atenúa las oscilaciones debidas al disparo del muelle cuando la rueda pasa el obstáculo que la obligó a levantarse.

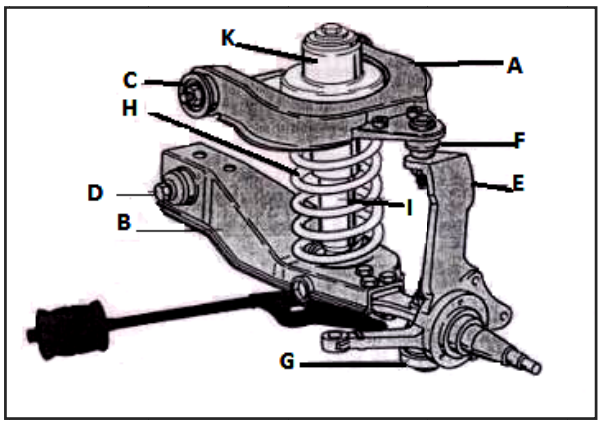


Fig 1.16 Componenteso del sistema de suspensión por trapesio articulado. [16].

La forma y medida de los brazos, así como su unión a la mangueta y al chasis, son las apropiadas para que la rueda se apoye en el piso de la manera más adecuada, lo que tiene gran influencia sobre la estabilidad y el sistema de dirección del vehículo, como se tratará posteriormente.

El brazo *B* es de mayor longitud que el *A* y sus prolongaciones guardan un cierto ángulo para que aunque la rueda suba o baje, no se modifique la distancia entre ella y la otra rueda del mismo eje. Si los brazos fuesen iguales y paralelos entre sí, como muestra la figura 1.17 “A” (la de la izquierda), al subir una de las ruedas (posición marcada de trazos) quedaría a menor distancia d de la opuesta, lo que ocasionaría un mayor desgaste de los neumáticos y una inseguridad del vehículo en curvas; sin embargo, haciendo que el brazo inferior sea más largo que el superior y guarde un cierto ángulo con él, como se ve en la figura 1.17 “B” (la de la derecha), aunque suba la rueda (posición marcada de trazos), la distancia d no varía, obteniéndose así un menor desgaste de los neumáticos en curva y, además, como la rueda se inclina con relación al piso, esto resulta beneficioso para la estabilidad en curvas, pues en este momento, cuando se carga casi todo el peso sobre la rueda exterior, esta permanece vertical sobre el piso.

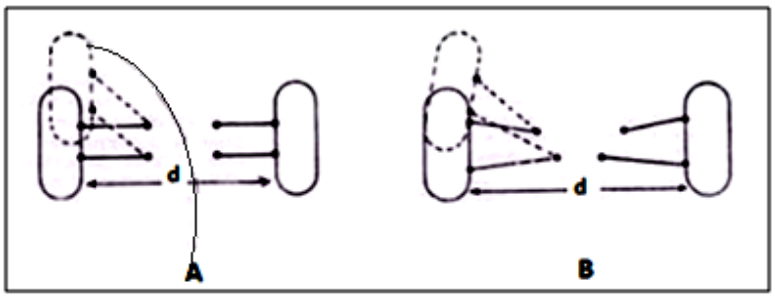


Fig 1.17 Sistema de suspensión por trapesio articulado. [17].

[16]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 468.

[17]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 468.

La figura 1.18 muestra esta misma disposición de suspensión por trapecio articulado en su aplicación práctica, donde puede verse el apoyo del muelle *M* sobre el brazo inferior *G*, mientras el extremo opuesto lo hace en el soporte *B* de la carrocería, al que se une también el brazo superior *N* por medio del bulón *D*. En el soporte *B* se dispone el tope de caucho *A*, que limita la compresión del muelle para no sobrepasar el límite de carga del mismo, dando lugar a su rotura.

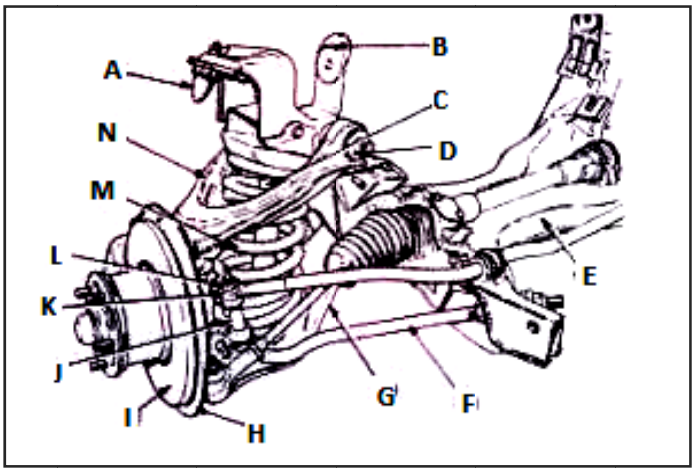


Fig 1.18 Sistema de suspensión por trapesio articulado. [18].

El amortiguador telescópico se une al soporte de carrocería por su extremo superior, mientras por el inferior lo hace al brazo oscilante *G*, quien, a su vez, dispone un tirante de reacción *F*, unido al chasis *E*, que impide los movimientos transversales del conjunto. También a este brazo se articula la barra estabilizadora *K*, por medio de la biela *J*.

Entre los extremos de ambos brazos se fija la mangueta, articulada en dos rótulas, y a ella se fija el cubo de rueda. Estas rótulas (fig. 1.19) están formadas por un perno con cabeza esférica 1, revestida de fibra de teflón 2, que tiene un coeficiente de fricción muy bajo, con lo que el desgaste es mínimo, a la vez que resulta silencioso y no necesita engrase. El conjunto se aloja en una carcasa metálica 3, que a su vez está cerrada con el

[18]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 469.

guardapolvo 4. El perno se une a la mangueta por mediación de cono y tuerca y el conjunto de la rótula al brazo por medio de tornillos.

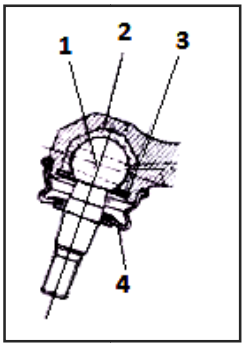


Fig 1.19 Sistema de suspensión por trapesio articulado. [19].

Cada uno de los brazos oscilantes se fija al chasis por medio de un bulón 1 (figura 1.20 A), con interposición de casquillos elásticos (*silentblocs*), que permiten los movimientos oscilantes del brazo sin que se produzcan rozamientos ni desgastes. Estos casquillos elásticos están formados por un cilindro de caucho 2 embutido entre dos casquillos cilíndricos de acero, uno exterior que acopla a presión en el alojamiento del brazo y otro interior a través del cual pasa el bulón de fijación. La figura 1.20 B muestra el posicionamiento de los *silentbocs* sobre un brazo oscilante.

[19]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 469.

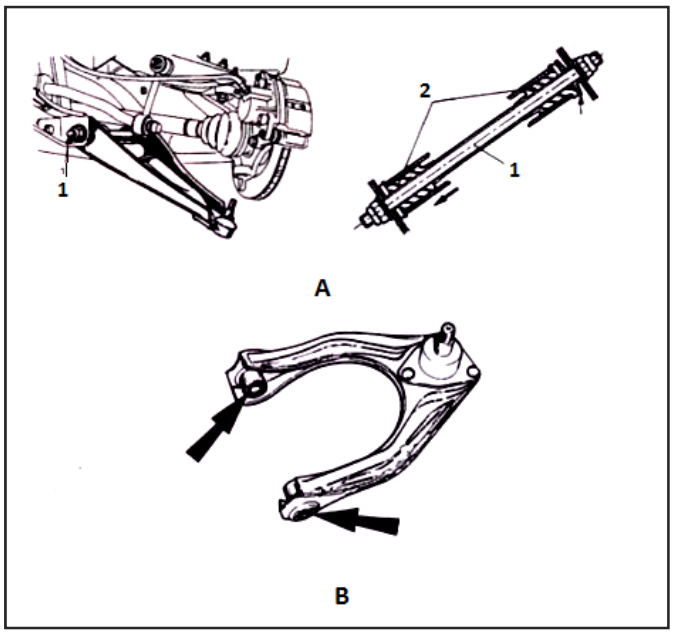


Fig 1.20 Sistema de suspensión por trapesio articulado. [20].

1.6.- Geometría de la Suspensión.-

Centro de Balanceo:

Cuando el vehículo gira, la fuerza centrifuga que actúa aplicada a través del centro de gravedad "*CG*" provoca una transferencia de pesos que comprime los muelles exteriores del viraje. La masa suspendida del coche (el chasis) tiende entonces a balancear, a inclinarse, girando alrededor de un punto imaginario que denominaremos centro de balanceo *CB*.

[20]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p. 470.

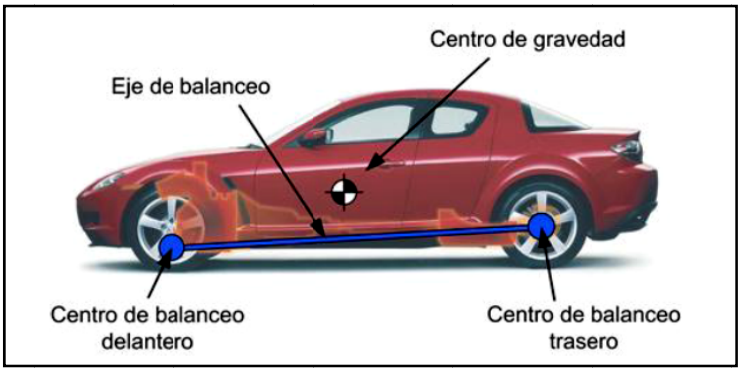


Fig 1.21 Disposición de los centros de balanceo. [21].

Los centros de balanceo están determinados por la suspensión. Se consideran localizados en el plano vertical que pasa por el centro de la ruedas de cada eje. En un automóvil de calle, en estático, están en el plano vertical que parte el vehículo en dos, visto desde frente, y a una altura típica al suelo entre 3 y 15 cm , con el trasero ligeramente más elevado que el delantero. Para favorecer la comprensión de algunos conceptos citados a lo largo del trabajo, en las figuras esquemáticas que siguen se han exagerado sus posiciones y ángulos relativos.

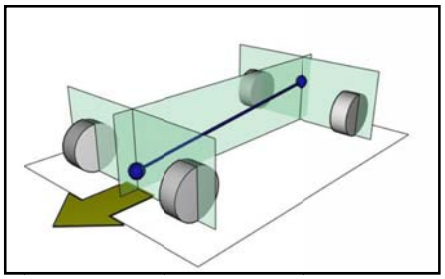


Fig 1.22 Ilustración del eje de balanceo. [22].

En otras palabras, el eje de balanceo se encuentra ligeramente inclinado en sentido descendente hacia la parte delantera del automóvil, por encima del suelo, y por debajo del centro de gravedad.

[21]www.km77.com/tecnica/bastidor/balanceo/t01.asp
[22]www.km77.com/tecnica/bastidor/balanceo/t01.asp

Cinemáticamente hablando, el centro de gravedad se encuentra unido firmemente al eje de balanceo. Cualquier fuerza transversal que se aplique en este centro intentará provocar un movimiento de rotación de toda la carrocería alrededor de este eje.

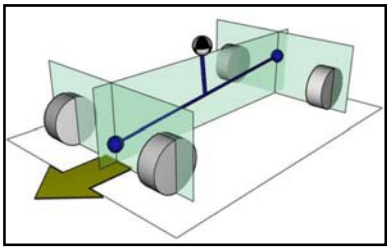


Fig 1.23 Ilustración del eje de balanceo y el centro de gravedad. [23].

Aunque por simplificar se considerará que los centros de balanceo no cambian su posición, la realidad es que pueden desplazarse tanto lateral como verticalmente. Su posición depende únicamente de la localización del centro de la rueda (tanto por altura al suelo como por anchura de vías) y de la posición instantánea de los elementos de la suspensión. Puesto que la posición de estos varía cuando la carrocería se desplaza verticalmente o rota, la localización de los centros de balanceo está en continuo movimiento conforme el vehículo acelera, frena, gira, o pasa por irregularidades de la carretera. Que lo hagan de manera controlada y moderada es una tarea fundamental en el diseño de la geometría de la suspensión.

Cálculo del Centro de balanceo

El "*CB"* o centro de balanceo se puede calcular aplicando el teorema de Kennedy que dice que si tres objetos están unidos entre sí , deben existir al menos tres puntos denominados polos que serán los focos o centros de movimiento de dichos objetos y que además dichos centros de movimiento estarán siempre alineados.

Suspensión independiente:

Para calcular el "*CB"* se mira el vehículo desde el frente se prolongan los brazos de suspensión hasta que se cortan en un punto. Este punto será el centro virtual de

[23]www.km77.com/tecnica/bastidor/balanceo/t01.asp

rotación de la suspensión. Después se une con una recta este punto y el punto medio de la banda de rodadura del neumático correspondiente a esa suspensión. La intersección de esta recta con el eje medio vertical del coche determina la posición del centro de balanceo.

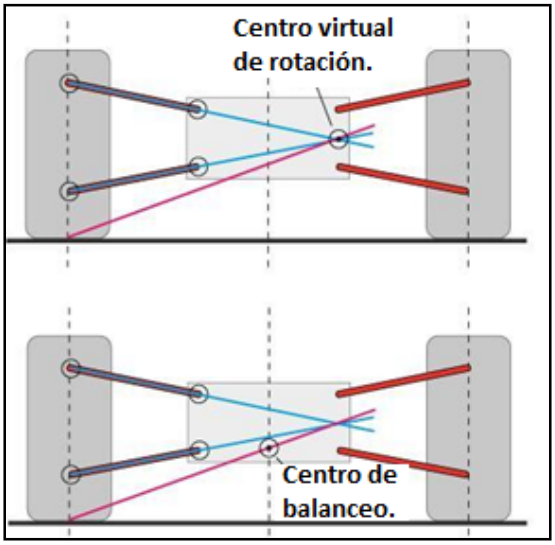


Fig 1.24 Centro de balanceo en un sistema de suspenisión de trapesios ocilantes.[24].

[24]www.km77.com/tecnica/bastidor/balanceo/t01.asp

CAPÍTULO II.

ANÁLISIS Y DESCRIPCIÓN DE LA CONSTITUCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.

La misión del sistema de dirección es facilitar la conducción del automóvil a lo largo en la vía por la que esté circulando. Para poder hacer esto el conductor recibe una cantidad considerable de información a través de sus ojos, sus manos y su cuerpo, que le dirán cual es el siguiente movimiento que debe hacer o simplemente le dan confianza y seguridad en lo que está haciendo; el objetivo de este capítulo es dar a conocer de manera primordial los diferentes elementos que conforman el sistema de dirección del vehículo así como también los tipos y características principales de cada componente.

2.1.- Sistema de dirección.

La dirección es el conjunto de mecanismos que tienen la misión de orientar las ruedas directrices para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor, convirtiendo el movimiento que el conductor aplica al volante en una desviación angular de dichas ruedas directrices.

Para que el conductor no tenga que realizar mucho esfuerzo en la orientación de las ruedas (a estas ruedas se las llama "directrices"), el vehículo dispone de un mecanismo desmultiplicador, en los casos simples (coches antiguos), o de servomecanismo de asistencia (en los vehículos actuales).

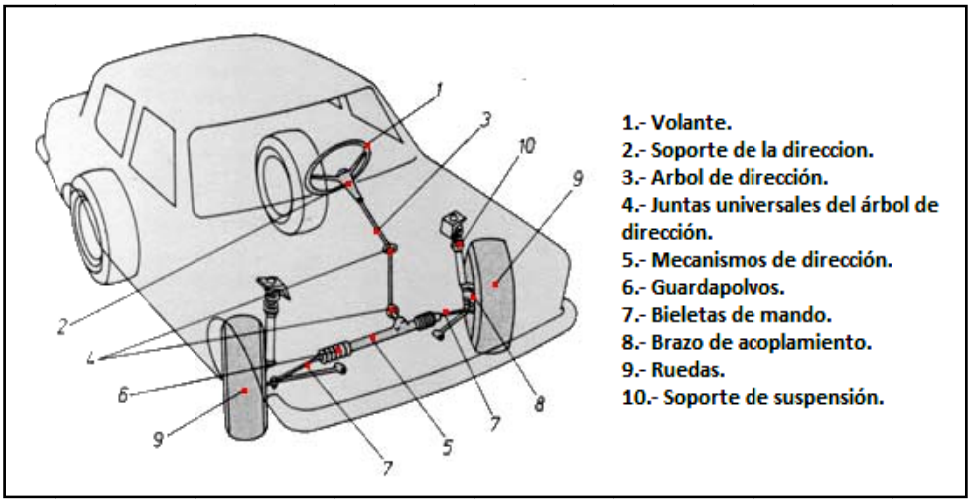


Fig 2.1 Componentes del sistema de dirección del vehículo. [25].

Entonces, el trabajo del sistema de dirección es el de convertir el ángulo del volante, en lo posible, en una clara relación con el ángulo de dirección de las ruedas; además debe dar una retroalimentación acerca del estado de movimiento del vehículo a través de la columna de dirección y el volante.

De entre los diferentes tipos de direcciones y sobre las ruedas que actúan, nos referiremos en adelante a la dirección que afecta sólo al tren delantero, teniendo presente que a las ruedas del eje trasero no se le permite el giro.

2.2.- Características del sistema de dirección.

Siendo la dirección uno de los órganos más importantes en el vehículo junto con el sistema de frenos, ya que de estos elementos depende la seguridad de las personas; debe reunir una serie de cualidades que proporcionan al conductor, la seguridad y el confort necesario en la conducción.

Cualquier mecanismo de dirección deberá ser preciso y fácil de manejar, y las ruedas delanteras tenderán a volver a su posición central al completar una curva. Por otra

[25]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

parte, la dirección no debe transmitir al conductor las irregularidades de la carretera. Para conseguir estas características, debe reunir las siguientes cualidades:

Estas cualidades son las siguientes:

- Seguridad:
    - La dirección es uno de los principales factores de seguridad activa. Depende de la fiabilidad del mecanismo, de la calidad de los materiales empleados y del entretenimiento adecuado.
- Suavidad:
    - El manejo de la dirección se ha de realizar sin esfuerzo, ya que si la dirección es dura, la conducción se hace difícil y fatigosa, lo que representa un cierto peligro por la dificultad que representa su accionamiento.
    - La suavidad y la comodidad se conseguirán mediante una precisa desmultiplicación en el sistema de engranaje, una dirección asistida, así como un buen estado de las cotas y el mantenimiento del conjunto.
- Precisión:
    - La precisión consiste en que la dirección responda con exactitud en función de las circunstancias. Se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy blanda, para que las maniobras del conductor se transmitan con precisión. Para ello no ha de haber holguras excesivas entre los órganos de la dirección; las cotas de la dirección han de ser correctas, el desgaste debe ser simétrico en los neumáticos, las ruedas estar bien equilibradas y la presión de los neumáticos correcta.
- Irreversibilidad:
    - La dirección debe ser semi-reversible. Consiste en que el volante ha de transmitir movimiento a las ruedas, pero éstas, a pesar de las irregularidades del terreno, no deben transmitir las oscilaciones al volante. La semi-reversibilidad permite que las ruedas recuperen su posición media con un pequeño esfuerzo por parte del conductor después de girar el volante.

- Estable:
    - Cuando, circulando en recta, al soltar el volante no se desvía el vehículo de su trayectoria.
- Progresiva:
    - Cuando la apertura de las ruedas, para giros iguales del volante, va en aumento.

2.3.- Arquitectura y descripción del sistema de dirección:

La figura 2.2, representa la organización clásica de los elementos que constituyen la cadena cinemática que transmite el movimiento de giro del volante a las ruedas, según el sentido de las flechas que se indican.

Todos los elementos los podemos clasificar en tres grupos:

- Volante y árbol de la dirección.
- Caja de engranajes de la dirección.
- Palancas y barras (timonería) de la dirección.

El árbol de dirección *(A)* por su parte superior, va unida al volante *(V),* y por la inferior a la caja de la dirección *(C)* donde se transforma el movimiento circular del volante en movimiento lineal. De la caja de dirección llega el movimiento a la barra de acoplamiento *(B)* a través del brazo de mando *(M)*, biela *(L)* y palanca de ataque *(P)*, los tres articulados entre sí.

Los extremos del eje delantero terminan en unas "horquillas" *(H)* sobre las que se articula el pivote *(R)* (eje direccional de las ruedas). Del pivote sale la mangueta *(E)* sobre la que giran locas las ruedas en cojinetes de bolas o rodillos.

De cada mangueta *(E)* y fijo a ella sale el brazo de acoplamiento *(F).* Estos brazos están unidos por la barra de acoplamiento *(B)* que va articulada en los extremos de ambos brazos.

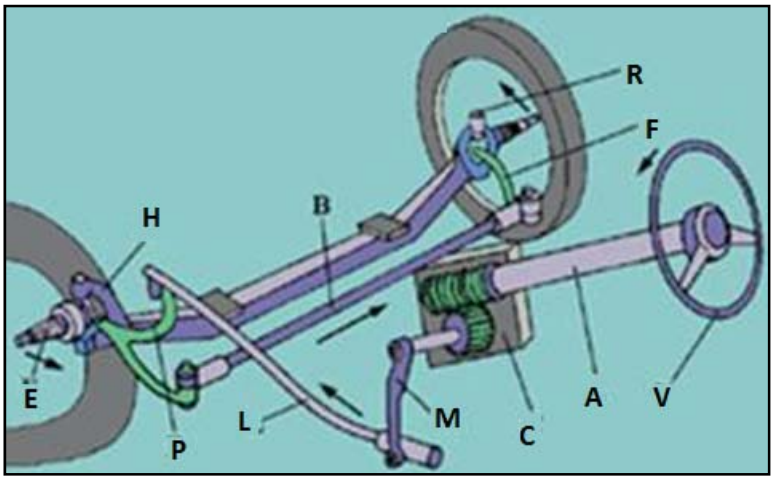


Fig. 2.2 Organización de los elementos del sistema de dirección. [26].

2.3.1.- Volante y árbol de la dirección

Volante

El volante *(V)* (figura 2.3) es el órgano de mando de la dirección. El diseño del volante varía según el fabricante. El tacto y el grosor deben permitir el uso cómodo y agradable. Se ha de ver cuando el vehículo circula en línea recta, el tablero del vehículo *(T).*

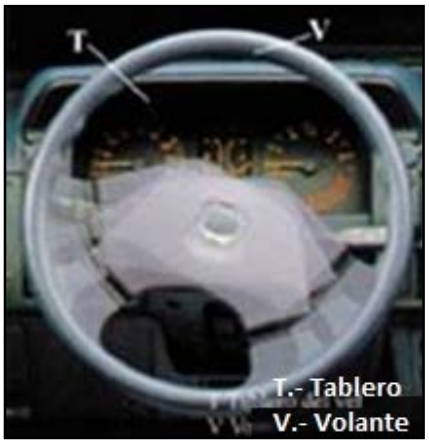


Fig. 2.3 Volante del sistema de dirección. [27].

[26]www.microcaos.net/ocio/motor/el-sistema-de-direccion-del-automovil/

El propósito del volante es transmitir una fuerza tangencial a la columna de la dirección, con la mayor precisión posible. El volante presenta una parte central ancha y unos radios también anchos para distribuir la carga del impacto por todo el pecho del conductor, en caso de accidente. El diámetro del volante determina la facilidad con la que se puede gobernar el vehículo.

Árbol de dirección:

El árbol de dirección *(A),* (figura 2.4) está protegido por una caja *C* fijada por un extremo (el inferior) en la caja *(E)* de engranaje de la dirección, y por el centro o su parte superior, en una brida *(B)* o soporte que lo sujeta al tablero o a la carrocería del vehículo. Su extremo superior se une al volante *(V).* El conjunto árbol y caja constituyen la columna de dirección.

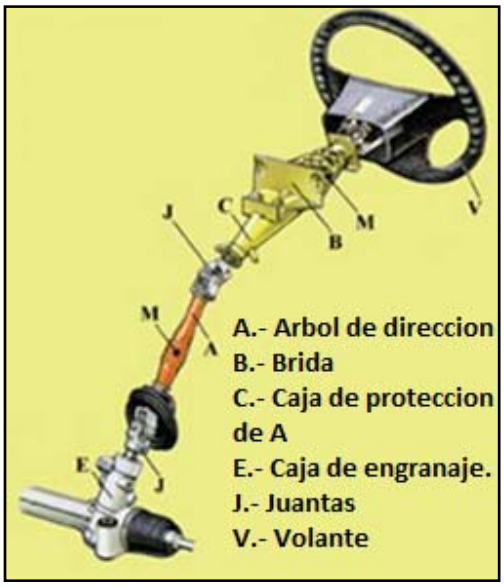


Fig. 2.4 Árbol de la dirección. [28].

Esta barra se ve sometida únicamente a los esfuerzo de torsión pura que se producen al girar el volante por lo que no es necesario un acero de muy alta calidad.

[27]www.microcaos.net/ocio/motor/el-sistema-de-direccion-del-automovil/
[28]www.microcaos.net/ocio/motor/el-sistema-de-direccion-del-automovil/

2.3.2.- Caja y engranajes de la dirección

El mando de este mecanismo lo ejecuta el conductor con el volante, verdadero órgano de mando, a través de él, comunica a las ruedas directrices sus órdenes. En la caja de dirección se realiza la transformación del movimiento de rotación en otro de traslación y es el lugar en el que se lleva a cabo la desmultiplicación del giro del volante.

El grado de reducción de esfuerzo por parte del conductor conseguido por efecto des multiplicador del giro del volante de la dirección, depende del peso, tipo y uso del vehículo. Un vehículo deportivo ligero necesitará poca reducción, ya que el conductor ha de ejercer un control rápido del vehículo para corregir derrapes.

Los coches pesados con neumáticos anchos necesitarán una gran reducción y algún dispositivo de asistencia para poder girar a poca velocidad.

El mecanismo de la dirección también transmite al volante la reacción de las ruedas respecto a la superficie de la carretera. Esta reacción avisa inmediatamente al conductor de los cambios en las condiciones del piso, pero los fabricantes no se han puesto de acuerdo sobre el grado de reacción que debe percibir.

La caja del engranaje de la dirección cumple las funciones de proteger del polvo y la suciedad el conjunto de engranajes, contener el aceite en que se halla sumergido éstos y servir de soporte al mecanismo de la dirección, al volante y al brazo. Esta caja se fija al bastidor por medio de tornillos, que aseguran su montaje.

Existen muchos factores que intervienen en la resistencia al giro del volante, entre otras la presión de inflado del neumático, área de contacto con el suelo, tipo de neumático, tipo de pavimento, velocidad de desplazamiento del vehículo, etc.; sin embargo, el factor más determinante es el propio peso del vehículo.

2.3.3.- Palanca y barras de dirección

Se denomina también timonería de la dirección. Tiene la misión de transmitir a las ruedas el movimiento obtenido en la caja de engranaje de la dirección. La disposición

del conjunto de palanca depende del diseño utilizado por el fabricante. El sistema de acoplamiento puede ser mediante barras de acoplamiento divididas en dos e incluso en tres secciones.

Barra o brazo o de acoplamiento:

Son las barras que unen la cremallera con las palancas de las manguetas. La unión se hace por medio de rotulas, auxiliares en la cremallera y radiales en la palanca de la mangueta. El acoplamiento entre las rotulas y las bieletas es roscado de forma que se puede variar la distancia desde los extremos de la cremallera al extremo de las palancas de las manguetas. Luego se asegura el conjunto mediante el sistema de tuerca y contratuerca, actuando de tuerca la propia bieleta. Esto sirve para regular el paralelismo entre las ruedas.

Las bieletas deben ser de acero aleado ya que deberán aguantar los golpes que le lleguen desde las ruedas a través de la mangueta y las palancas de las manguetas.

Rotulas:

La rótula es el elemento encargado de conectar los diferentes elementos de la suspensión a las bieletas de mando, permitiéndose el movimiento de sus miembros en planos diferentes. La esfera de la rótula va alojada engrasada en casquillos de acero pretensados. Un fuelle estanqueizado evita la perdida de lubricante. La esfera interior, macho normalmente, va fija al brazo de mando o a los de acoplamiento y la externa, hembra, encajada en el macho oscila en ella; van engrasadas, unas permanentes herméticas que no requieren mantenimiento, otras abiertas que precisan ajuste y engrase periódico.

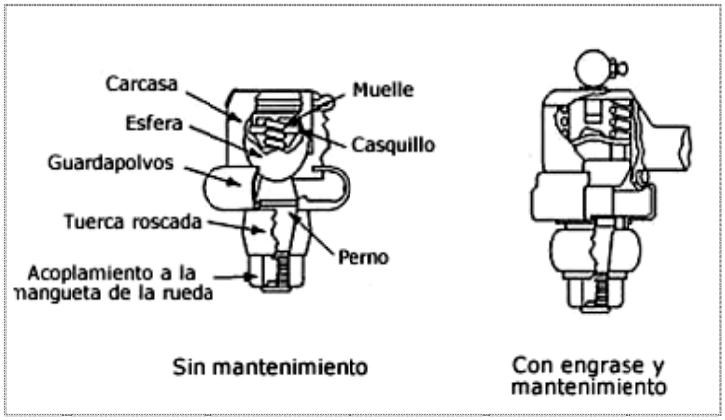


Fig. 2.5 Esquema interno de las rotulas de dirección. [29].

Palanca de las manguetas

Son la última parte del cuadrilátero articulado. En su movimiento, las bieletas por medio de las rotulas, tiran o empujan los extremos de las palancas, lo que ocasiona que estas giren alrededor del pivote junto con la mangueta ya que ambas palanca y mangueta están unidas solidariamente y se produzca el giro de la rueda. En nuestra pieza diseñada, esta palanca esta integrada en la propia mangueta, dándole un ángulo determinado según el cuadrilátero de Ackermann.

Manguetas:

Son las piezas que al girar alrededor del pivote hacen moverse a la rueda. Su forma en función de si el vehículo es de tracción delantera o trasera. Cuando el vehículo tiene tracción delantera la mangueta tiene un agujero en el centro por el que pasa el pivote y que le sirve de guía. Si el vehículo es de tracción trasera la mangueta actúa como eje de la rueda.

Estas piezas deben ser muy rígidas para soportar los golpes a los que se verán sometidos en su funcionamiento, que en ocasiones serán extremadamente violentos, sin

[29] MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

deformarse pero a la vez lo suficientemente tenaces para no romperse debido a su fragilidad.

Pivote:

El pivote es el eje de rotación del conjunto palanca de la mangueta, mangueta y rueda y además el nexo de unión de la rueda con la suspensión y el chasis.

Esta pieza va cementada y rectificada para facilitar el giro de la mangueta alrededor de su soporte. El pivote se ve sometido a fuerza cortante pura que en ocasiones alcanzan valores importantes lo que obliga a fabricarlo en acero de buena calidad.

2.4.- Engranajes de dirección

El sistema de engranajes va montado al final de la columna de la dirección, envuelto en un cárter que se prolonga casi siempre en un tubo que rodea a la columna hasta el volante.

El sistema de engranajes debe permitir un cambio de dirección fácil sin necesidad de girar muchas vueltas el volante. Los engranajes de tipo más corriente proporcionan una desmultiplicación de 11 ó 12 a 1 en los turismos y de 18 ó más en los camiones pesados, lo que quiere decir que el volante debe girar 2,5 a 3,5 vueltas completas para que las ruedas giren entre sus posiciones extremas.

Si se transmite el movimiento del volante directamente a las ruedas, tiene el inconveniente de transmitirse (al volante) todas las sacudidas producidas por el camino en las ruedas y éstas tienden, constantemente, a imprimir un giro en el volante. A este tipo de dirección se le llama reversible.

La dirección irreversible es aquella en que ninguna vibración o esfuerzo de las ruedas se transmite al volante, pero tiene el defecto de que el conductor no percibe estas vibraciones en el volante, habiéndose demostrado prácticamente que no conviene de ninguna manera; además, debido a esta rigidez, las piezas se desgastan y sufren más.

El tipo actual más corriente es el sumí-reversible, intermedio entre los dos anteriores, que tienden ligeramente las ruedas a girar el volante, pero no deja de notar, el conductor en el volante, los efectos de las irregularidades del terreno.

2.4.1.- Sistemas de engranajes de la dirección

El sistema de engranaje de la dirección, constituye el elemento desmultiplicador de giro del volante y lo forma un conjunto de engranaje protegidos en un cárter y a su vez sirve de unión al bastidor.

Según la disposición, la forma y los elementos que lo componen, existen los tipos de dirección que se enumeran en el siguiente grafico:

Gráfico 2.1: Clasificación General de los distintos tipos de sistemas de dirección.
Fuente: www.microcaos.net/ocio/motor/el-sistema-de-direccion-del-automovil/
Elaboración: Los Autores.

En cuanto se refiere a las disposiciones de los mecanismos que componen el sistema de dirección, podemos distinguir dos casos principales:

a) Dirección para el eje delantero rígido
b) Dirección para tren delantero de suspensión independiente.

El sistema de dirección para eje delantero rígido:

No se usa actualmente. Se utiliza una barra de acoplamiento única (4) que va unida a los brazos de la rueda (3) y a la palanca de ataque o palanca de mando (2).

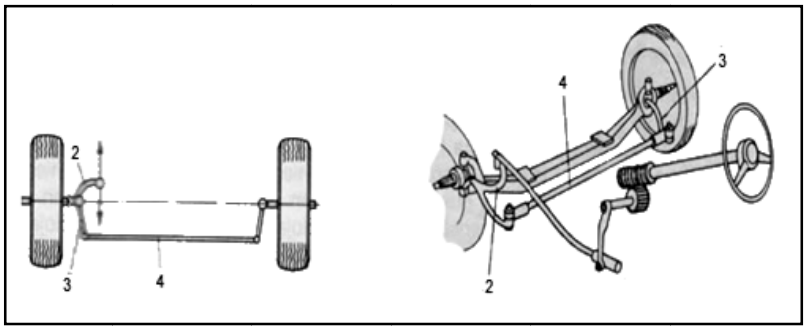


Fig. 2.6 Sistema de dirección para eje delantero rígido.[30].

El sistema de dirección para tren delantero de suspensión independiente:

Cuando hay una suspensión independiente para cada rueda delantera, como la separación entre estas varía un poco al salvar las irregularidades de la carretera, se necesita un sistema de dirección que no se vea afectada por estas variaciones y mantenga la dirección de las ruedas siempre en la posición correcta.

Un tipo de dirección es el que utiliza una barra de acoplamiento dividida en tres partes (1, 2, 3, en la figura inferior). El engranaje *(S)* hace mover transversalmente el brazo *(R)* que manda el acoplamiento, a su vez apoyado por la palanca oscilante *(O)* en la articulación *(F)* sobre el bastidor.

[30] MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

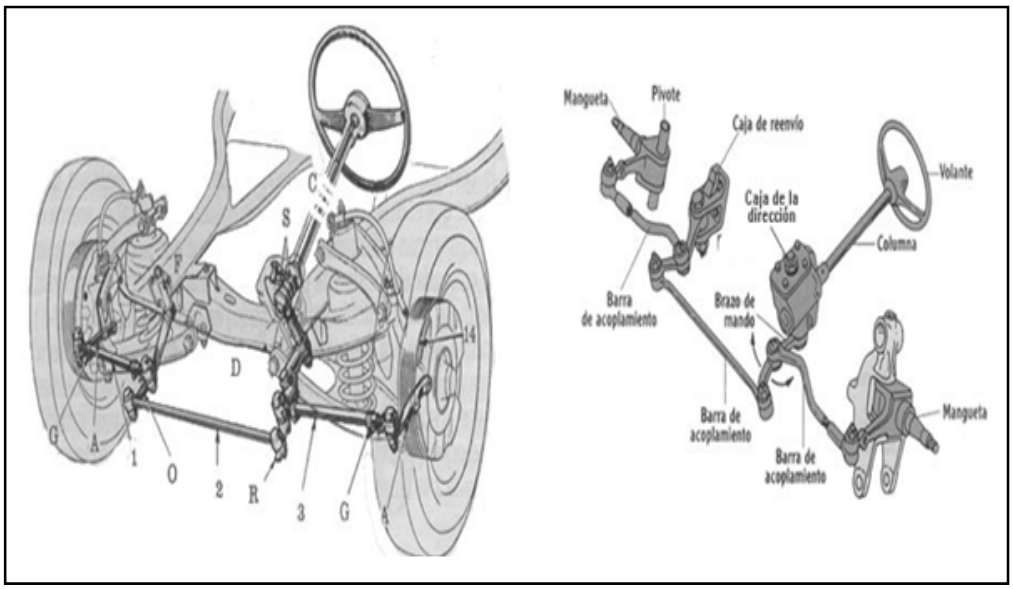


Fig. 2.7 Sistema de dirección para tren delantero de suspensión independiente.[31].

Para transformar el giro del volante de la dirección en el movimiento a un lado u otro del brazo de mando, se emplea el mecanismo contenido en la caja de la dirección, que al mismo tiempo efectúa una desmultiplicación del giro recibido, para permitir al conductor orientar las ruedas con un pequeño esfuerzo realizado en el volante de la dirección.

2.4.2.- Dirección Asistida.

Uno de los retos del desarrollo automotriz ha sido el de aliviar el esfuerzo requerido para el giro del volante, en pro de la seguridad y comodidad del conductor; inicialmente los sistemas de engranaje utilizaban relaciones altas, sin embargo, como consecuencia se requería dar gran número de vueltas al volante para realizar maniobras como las de una "vuelta en U", complicando sobre todo la recuperación del control del vehículo en el momento de acelerar al finalizar la maniobra.

Cuando se giran las ruedas para cambiar la dirección del vehículo aparece una fuerza sobre el neumático que tiende a alinear la dirección de la rueda con la del

[31]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

vehículo. Esta fuerza se debe principalmente a la resistencia del neumático a ser deformado y la posición adelantada del centro de presiones respecto al centro de la rueda.

La función de la dirección asistida es ayudar al conductor a vencer esta fuerza. De esta forma la fuerza que deba de hacer el conductor más la que aplica la dirección serán iguales a la fuerza de auto alineamiento de la rueda.

La fuerza de auto alineamiento o resistencia que haga la rueda dependerá del vehículo y la velocidad. A menor velocidad mayor resistencia. Una de las ventajas que aportan las direcciones electro-hidráulicas o eléctricas, es que al estar controladas electrónicamente se puede generar una asistencia variable en función de la velocidad. De esta forma se hace la conducción más cómoda.

A velocidades bajas se necesitan pares mayores para girar las ruedas, si la dirección genera más asistencia, el conductor debe aplicar menos fuerza sobre el volante, lo que resulta en un esfuerzo menor por parte del conductor. Por el contrario a velocidades mayores donde el par a aplicar es pequeño, la dirección apenas ayudará al conductor y será éste el que deba hacer el esfuerzo. En este caso, si la dirección aplicara gran parte del esfuerzo necesario para girar las ruedas, el conductor debería aplicar una mínima parte, dando una sensación de inseguridad.

Este último punto es un criterio subjetivo, ya que no todos los conductores tienen las mismas preferencias. Será por tanto el fabricante del vehículo el que deba elegir el nivel o cantidad de asistencia que se dará en cada momento en función de su criterio. Niveles de asistencia bajos obligarán al conductor a un mayor esfuerzo, generalmente resultando en una conducción más incómoda o cansada. Niveles de asistencia mayores obligarán al conductor a esfuerzos menores, pero conlleva una dirección más sensible a los movimientos del conductor.

Atendiendo al tipo de energía utilizada para proporcionar la asistencia, se pueden clasificar las direcciones asistidas en tres grupos:

Los tipos de dirección asistida son:

- Hidráulica
- Electro-hidráulica
- Electro-mecánica

Dirección asistida hidráulicamente.

Las direcciones hidráulicas fueron de los primeros modelos de dirección asistida que se utilizaron junto con las de vacío. Pero las primeras terminaron por imponerse. Son las más habituales en toda clase de vehículos aunque están siendo sustituidas por las electro-hidráulicas y eléctricas. De forma que apenas se montan en los nuevos modelos.

La dirección hidráulica utiliza energía hidráulica para generar la asistencia. Para ello utiliza una bomba hidráulica conectada al motor. Lo habitual es que esté acoplada directamente mediante una correa.

El funcionamiento puede variar dependiendo del fabricante, pero el modelo más general aprovecha la propia cremallera como pistón hidráulico para generar la asistencia. De esta forma, cuando el conductor gira el volante el sensor hidráulico permite el paso del fluido hacia uno de los lados del pistón, aumentando la presión en ese lado y haciendo que la cremallera se desplace axialmente hacia el lado al que el conductor gira el volante. Una vez que el conductor deja de girar el volante la presión se iguala y la cremallera queda en su posición original.

Dirección asistida Electro-hidráulica

La dirección electro-hidráulica o EHPS (*Electro-Hydraulic Powered Steering)* es una evolución de la dirección hidráulica. En vez de utilizar una bomba hidráulica conectada al motor utiliza un motor eléctrico para mover la bomba hidráulica.

Su principal ventaja es que al no estar conectada al motor del vehículo evita los problemas mecánicos asociados a una transmisión por correa. Además reduce el consumo de combustible. En este caso la bomba hidráulica sólo funciona cuando y al

ritmo que se necesita para operar la dirección. La alimentación del motor que mueve la bomba se hace a través de la batería.

Dirección asistida Eléctrica

Las direcciones eléctricas o EPS (*Electrical Powered Steering*) son el tipo más reciente de dirección asistida. Su nombre se debe a que utilizan un motor eléctrico para generar la asistencia en la dirección.

Su ventaja frente a las hidráulicas y electro-hidráulicas es que, al no utilizar energía hidráulica son más ligeras y simples al eliminar la instalación y bomba hidráulicas.

2.5.- Principio de Ackermann.

El principio de Ackermann indica que las ruedas de un vehículo deben describir cirulos concéntricos al seguir este una trayectoria curvilínea, es decir, debe tener el mismo centro instantáneo de velocidad angular, (el punto C que se aprecia en la grafica que se muestra a continuación). De no seguir este principio el vehículo tendría a deslizarse lo que se traduciría en un desgaste excesivo y en la perdida de adherencia de los neumáticos.

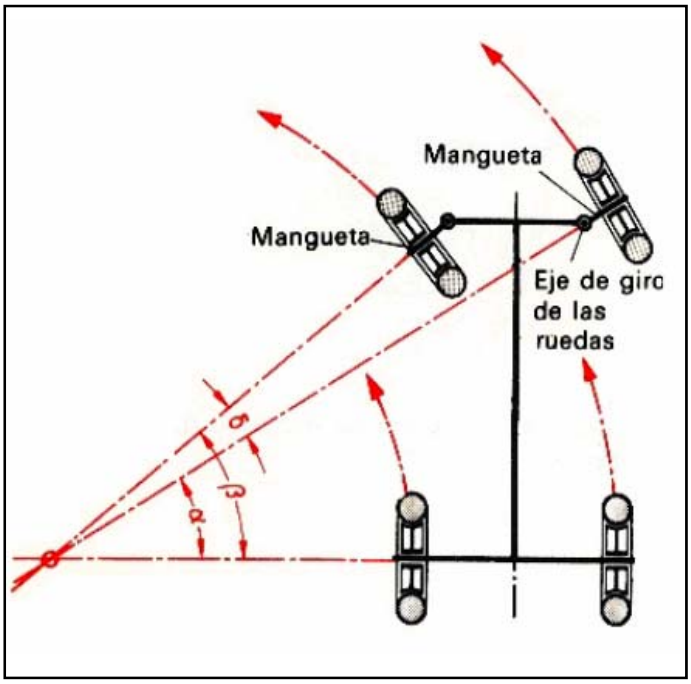


Fig. 2.8 Principio de Ackermann.[32].

Para seguir este principio se hace que el ángulo de giro de la rueda interior sea mayor que la del exterior, es decir, $\beta > \alpha$, como se muestra en la figura.

2.6.- Radio de Giro Máximo

Como las trayectorias a recorrer por la ruedas directrices son distintas en una curva (la rueda exterior ha de recorrer un camino más largo por ser mayor su radio de giro, como se ve en la figura inferior), la orientación que debe darse a cada una distinta también (la exterior debe abrirse mas), y para que ambas sigan la trayectoria deseada, debe cumplirse la condición de que todas las ruedas del vehículo, en cualquier momento de su orientación, sigan trayectorias curvas de un mismo centro O (concéntricas), situado en la prolongación del eje de las ruedas traseras. Para conseguirlo se disponen los brazos de acoplamiento A y B que mandan la orientación de las ruedas, de manera que en la posición en línea recta, sus prolongaciones se corten en el centro C del puente trasero o muy cerca de este.

[32]GRESCHLER H, Tecnología del Automóvil T2 2da edición, Barcelona, España 1985.

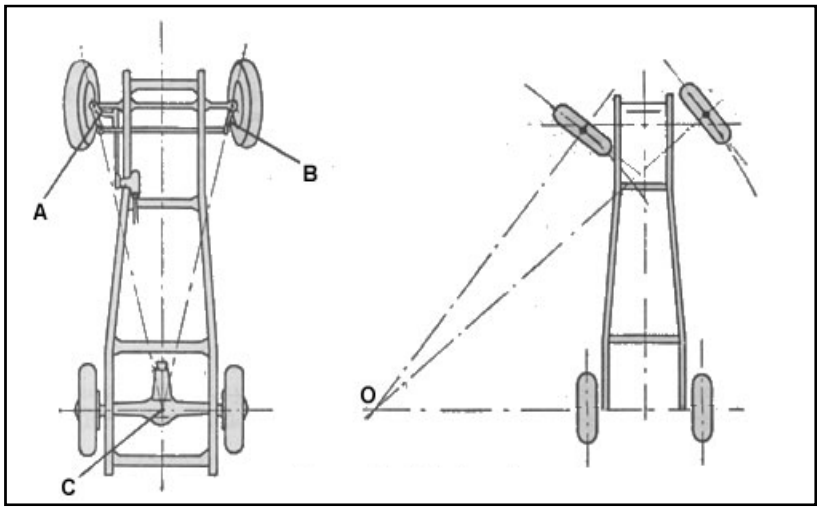


Fig. 2.9 Radio de giro máximo.[33].

Esta solución no es totalmente exacta, sino que existe un cierto error en las trayectorias seguidas por las ruedas si se disponen de la manera reseñada. En la práctica se alteran ligeramente las dimensiones y ángulos formados por los brazos de acoplamiento, para conseguir trayectorias lo más exactas posibles. La elasticidad de los neumáticos corrige automáticamente las pequeñas variaciones de trayectoria.

Las ruedas traseras siguen la trayectoria curva, como ya se vio, gracias al diferencial (cuando el vehículo tiene tracción trasera), que permite dar a la exterior mayor numero de vueltas que a la interior; pero como estas ruedas no son orientables y para seguir su trayectoria debe abrirse más la rueda exterior, resulta de ello un cierto resbalamiento en curva, imposible de corregir, que origina una ligera pérdida de adherencia, más acusada si el piso está mojado, caso en el que puede producirse el derrape en curvas cerradas tomadas a gran velocidad.

La distancia entre pivotes *(a)* que recibe el nombre de vía y la longitud e inclinación de los brazos de acoplamiento en función de la batalla *(b)* del vehículo, que corresponde a la distancia entre ejes, determinan una de las características de la dirección, como es su radio de giro máximo. Este radio viene determinado de forma que

[33]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion.htm

las ruedas puedan girar describiendo un circulo de diámetro cuatro veces mayor que la batalla del vehículo.

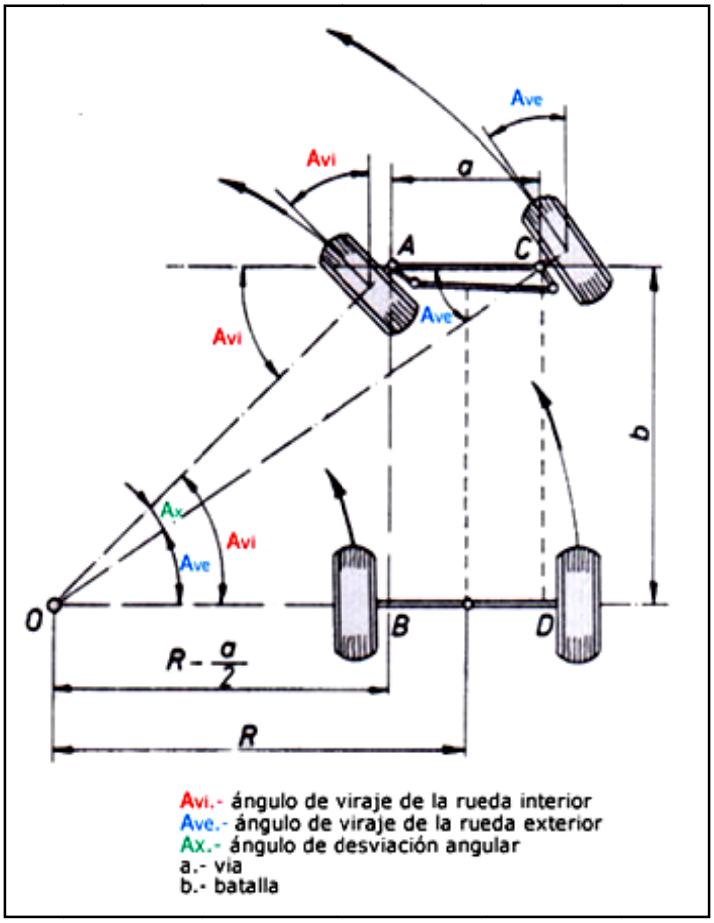


Fig. 2.10 Radio de giro máximo.[34].

El ángulo de viraje (Avi) para un determinado radio de giro (R), según los triángulos rectángulos 0AB y 0CD de la figura inferior, se obtiene por la función trigonométrica de los ángulos que forman las ruedas en función de la batalla (b) del vehículo y del ancho de vía (a).

[34]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion-geometria.htm

Teniendo en cuenta que el radio de giro mínimo en los vehículos suele ser aproximadamente el doble de la batalla o distancia entre ejes: R = 2 b. El ángulo de viraje máximo entre las ruedas es:

$$\tan(Avi) = \frac{2\,b}{4\,b - a} \quad (35)$$

$$\tan(Ave) = \frac{2\,b}{4\,b + a} \quad (36)$$

[35]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion-geometria.htm
[36]MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009
www.mecanicavirtual.org/direccion-geometria.htm

CAPÍTULO III.

ANÁLISIS DE LAS VARIACIONES DE LOS ÁNGULOS DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN Y CONSECUENCIAS POSIBLES EN EL VEHÍCULO.

El posicionamiento de los componentes de los trenes de rodaje de un vehículo y su geometría guardan una estrecha relación con los sistemas de dirección, encaminados ambos a conseguir la mejor estabilidad del vehículo en cualquier condición de rodaje, con una fácil maniobrabilidad del mismo. Puede decirse que el sistema de suspensión forma parte integrante de la dirección, de manera que si alguno de sus componentes es defectuoso (por ejemplo un amortiguador), además de deteriorar el confort de la suspensión, afecta también al sistema de dirección y, consecuentemente, a la estabilidad de la marcha del vehículo.

3.1.- Geometría De Los Trenes De Rodaje.

La denominación "geometría de trenes" se refiere a la situación geométrica que toman los componentes de los trenes para posicionar las ruedas sobre el suelo de la manera más conveniente para lograr un rodaje estable del vehículo.

La disposición de los trenes de rodaje de un vehículo, en cuanto a su geometría se refiere, debe asegurar el contacto permanente de las ruedas con el suelo y ofrecer un comportamiento direccional correcto, proporcionando una buena estabilidad y haciendo que el vehículo siga la dirección deseada por el conductor, mientras demuestra una buena adherencia.

La geometría de los trenes de rodaje comprende varios ángulos y parámetros, llamados cotas de la dirección, cuyos valores contribuyen a obtener los resultados mencionados, que se logran con una determinada posición de las ruedas sobre el suelo. Además de estos ángulos concretos, deben satisfacerse determinadas características de simetría y ortogonalidad de los ejes tanto delantero como trasero.

3.1.1.- Angulo de salida del pivote (*King - pin*)

Si el pivote sobre el que gira la rueda para orientarse (A de la figura 3.1), o el eje de simetría de las rotulas en caso de la suspensión independiente, resultase perpendicular al suelo o paralelo al eje de simetría de la rueda, para orientar esta sería preciso un esfuerzo capaz de vencer el par resistente *R* x *C,* siendo *R* el rozamiento del neumático contra el suelo. Cuanto más corto sea el brazo *C,* menor será el esfuerzo necesario para vencer este par resistente y, por tanto, para orientar la rueda y, si este brazo llegase a valer cero, solamente habría que vencer la resistencia opuesta por el rozamiento del neumático sobre el suelo.

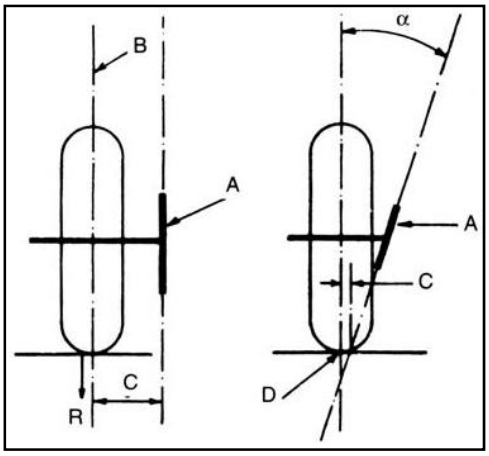


Fig 3.1 Disposición del ángulo de salida del pivote. [37].

Para anular este brazo de palanca *C,* bastará con que la prolongación del pivote *A* sobre el que gira la rueda para orientarse, pase por el centro de la superficie de contacto del neumático sobre el suelo y, para ello, es necesario darla la inclinación adecuada para que forme cierto ángulo α con el eje de simetría de la rueda, lo que constituye una de las cotas de dirección, que se llama *salida del pivote*, y también *ángulo del pivote* (King - pin).

En la práctica se comprueba que es conveniente que la prolongación del pivote *A* pase una cierta distancia del centro *D* de la superficie de contacto del neumático con el suelo, cortando al eje de simetría de la rueda por debajo de la superficie de contacto. Con

[37]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.552.

ello se crea un par resistente que tiende a mantener la rueda en la trayectoria recta cuando el paso por un obstáculo tiende a desviarle de ella. La figura 3.2 ilustra este caso, en el cual, cuando la rueda encuentra un obstáculo *F* en su trayectoria, tiende a desviarse de ella, apareciendo un momento resistente *M,* producto de *F x B,* que le hace regresar a su posición automáticamente una vez superado el obstáculo. Es el efecto contrario al anterior descrito.

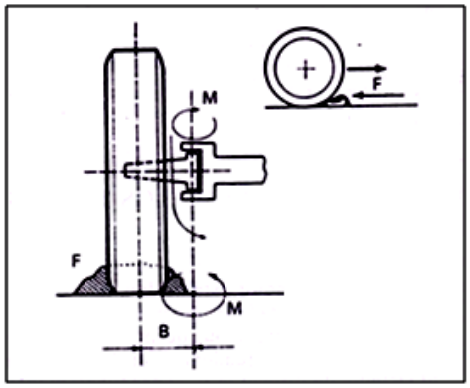
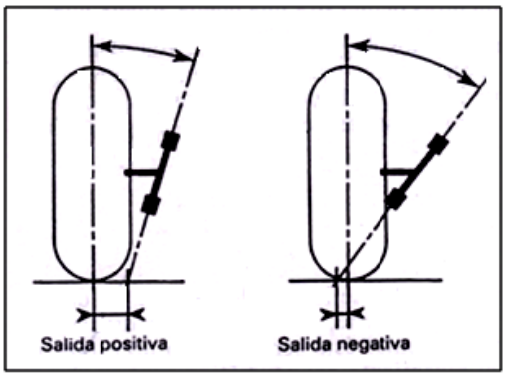


Fig 3.2 Par resistente que mantiene la rueda en una trayectoria recta en el piso. [38].

Cuando la prolongación del pivote corta al suelo por el interior del eje de simetría de la rueda, se dice que el ángulo de salida es positivo (figura 3.3). Una mayor inclinación del pivote llegaría hacer que su prolongación cortase el suelo por el exterior de eje de simetría de la rueda, diciéndose en este caso que el ángulo de salida es negativo.



[38]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.552.

Fig 3.3 Disposicion para el ángulo de salida tanto positivo como negativo. [39].

En los vehículos actuales con sistemas de suspensión independiente de las ruedas, el ángulo de salida toma un valor muy próximo a cero (figura 3.4), e incluso negativo en muchos casos, que mejora notablemente la estabilidad del vehículo en frenadas irregulares. Por ejemplo, si por defecto del sistema de frenos o por pérdida de adherencia en una de las ruedas (agua, barro, nieve, hielo, etc.) en la frenada, se obtuvieran fuerzas de frenado diferentes (figura 3.5), el tiro lateral del vehículo será corregido. Efectivamente, con un ángulo de salida negativo, la prolongación *A* del pivote corta al suelo por el exterior del centro de la huella del neumático y en la frenada como consecuencia de la aplicación del esfuerzo *F* se genera un par que tiende a cerrar la rueda según el sentido de la marcha.

Este efecto contrarresta el tiro lateral del vehículo cuando los esfuerzos de frenado están descompensados, como es el caso representado de la figura 3.4, a la vista de la cual, se comprende que el ángulo de salida positivo produce el efecto contrario, aumentado el tiro lateral.

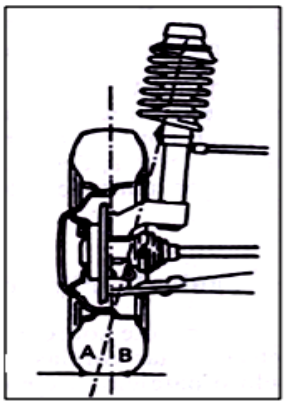


Fig 3.4 Suspencion independiete, valor del angulo de salida muy proximo a cero. [40].

[39]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.552.
[40]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.552.

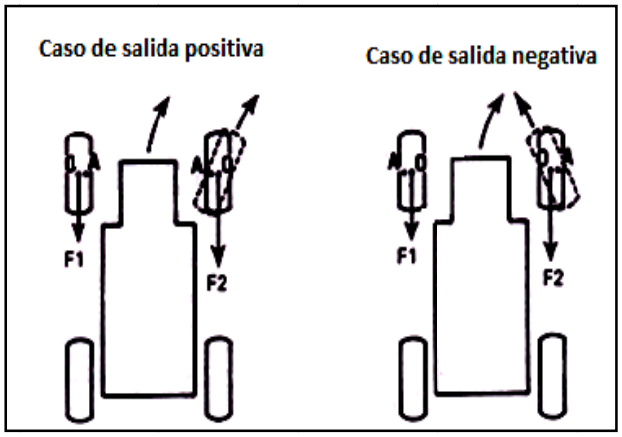


Fig 3.5 Efecto producio al momento en el cual se aplica le freno por parte del ángulo de salida. [41].

La figura 3.6, muestra el ángulo de salida formado por la inclinación del eje de articulación, de la mangueta con respecto a la vertical, en el caso de suspensiones de brazos oscilantes.

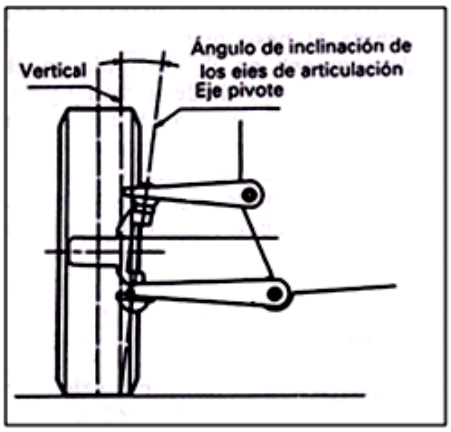


Fig 3.6 Angulo de inclinación de los ejes de articulación, eje del pivote. [42].

El ángulo de salida facilita la vuelta de la dirección a la posición de línea recta después de un viraje, pues al orientar la rueda para tomar la curva, como gira sobre el pivote y éste está inclinado, la rueda tiende a hundirse en el suelo y, como no puede

[41]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.553.
[42]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.553.

hacerlo, es la carrocería la que se levanta, oponiéndose a esto su propio peso, por lo cual, en cuanto se suelte el volante de la dirección, el peso de la carrocería hará de volver la rueda a su posición de marcha en línea recta.

Se comprende que la presión de inflado de los neumáticos tiene gran influencia, pues si es baja, la distancia desde el centro de contacto del neumático con el suelo hasta el punto de corte de la prolongación del pivote, resulta mayor y, con ello, aumenta el par resistente, de lo que resulta un mayor esfuerzo para orientar la ruede en un viraje.

Se puede observar en la figura 3.7 que la llanta en la posición 1 está en el punto más alto con relación al suelo; mientras que en los giros a derecha o izquierda (posiciones 2 y 3) descenderá aproximadamente al suelo, o lo que es igual, producirá la elevación de la carrocería. Al accionar el volate, no sólo se produce la orientación de las ruedas, sino que, superando el peso del vehículo, se produce la elevación de la carrocería. Lo que representa un esfuerzo adicional a realizar por el conductor. De otra parte, en cuento se suelte el volante después de la curva, el propio peso hará volverá a las ruedas a la posición de línea recta. Naturalmente, estos efectos son mayores cuando más lo sean el peso del vehículo y el ángulo de salida.

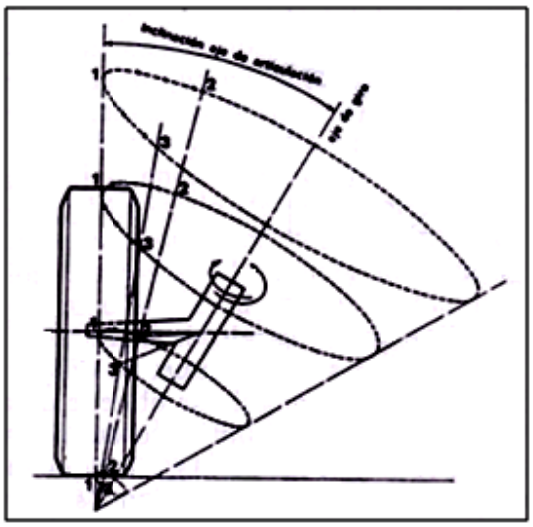


Fig 3.7 Representación de los diferentes puntos en la llanta con respecto al suelo. [43].

3.1.2.- Angulo de caída de la mangueta (*Camber*)

Para desplazar el peso del vehículo que descansa sobre la mangueta, hacia la parte interior de ella y disminuir el empuje lateral de los cojinetes del pivote, se da a la mangueta una cierta inclinación con respecto a la horizontal (figura 3.8), para que el eje de simetría de la rueda guarde un cierto ángulo con la vertical, que recibe el nombre de *ángulo de caída*, con el que se consigue reducir el brazo de flexión de la mangueta producido por el peso que descansa sobre ella. El valor de esta cota hace disminuir el ángulo de salida, aunque se mantiene en los límites convenientes.

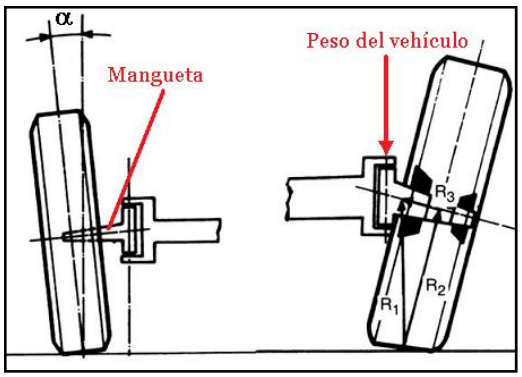


Fig 3.8 Angulo de caida de la mangueta.[44].

Efectivamente, la fuerza de reacción R_1 debía al peso que carga sobre el eje, se descompone en R_2 (dirigida en el sentido del eje de simetría de la rueda) R_3 y que está dirigida en el sentido del eje de la mangueta y produce un empuje lateral de la rueda hacia el interior, aliviando la carga que soportan los cojinetes y dificultando una posible salida de la rueda de su fijación a la mangueta.

Influencia del ángulo de caída sobre el vehículo.

[43]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.553.

[44]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.554.

ANGULO DE CAÍDA (CAMBER).		
	VENTAJAS	**DESVENTAJAS.**
Caída negativa	• Más agarre en las curvas por ende brinda más estabilidad en curva. • El vehículo deslizará más controlablemente puesto que no se clavará el borde exterior del neumático (mejor control de la dirección) • Si el coche es subvirador (el coche gira menos de lo que se le ordena y tiende a salirse por el exterior de la curva; esto se debe a la perdida de agarre en el tren delantero) se da más caída negativa y si es sobrevirador (el coche gira más de lo que se le ordena; esto se debe a que pierde tracción atrás) menos caída negativa.	• En las rectas es menos eficaz. • Los neumáticos se gastan más por la parte interior. • Menor estabilidad en zonas lentas y de poco apoyo. • Demasiado ángulo de caída negativo causará que sus neumáticos se sobrecalienten los neumáticos gastándose más fuertemente. • Menor capacidad de frenado.
Caída positiva	• La caída positiva no se usa casi nunca. • Dirección sería más sensible, es decir el coche sería más vivo pero más inestable, a altas velocidades habría menos dirección y el coche podría volcar, por lo que se utiliza muy poco	

Tabla 3.1: Influencia del ángulo de caída (*Camber*) sobre el vehículo.
Fuente: www.roadstersportclub.com.
www.automecanico.com/auto2042/Diagnostico-Direccion-015.html
Elaboración: Los Autores

3.1.3.- Angulo de inclinación de la rueda (ángulo incluido).

Los valores de la caída y salida, conjuntamente, hacen que la rueda adquiera una posición inclinada respecto al suelo (mas abierta arriba), como muestra la figura 3.9. Evidentemente, el ángulo de inclinación de la rueda, también llamado ángulo incluido, depende de los valores de los ángulos de caída y salida, determinándose éstos por el constructor del vehículo de manera que el ángulo de inclinación de la rueda sea el más adecuado para conseguir un posicionamiento correcto del neumático con el suelo.

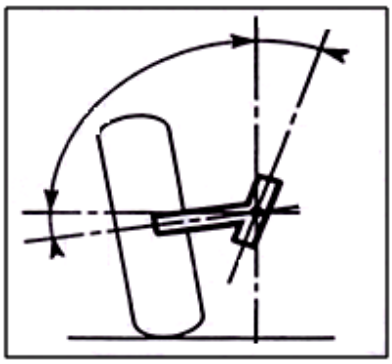


Fig 3.9 Angulo de inclinacion de la rueda. [45].

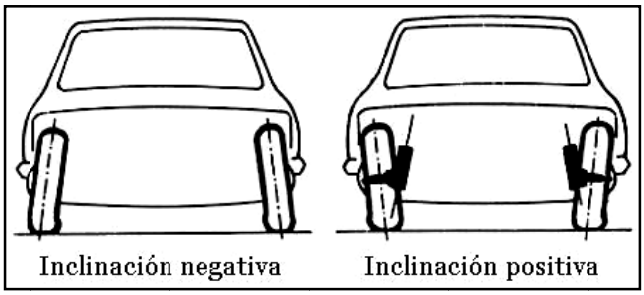


Fig 3.10 Sentido positivo y negativo del ángulo de inclinación de la rueda. [46].

Se dice que el ángulo de inclinación de la rueda es positivo cuando ésta se inclina hacia el exterior por su parte superior (figura 3.10) y negativo en el caso contrario. Con un valor adecuado de este ángulo se obtiene un apoyo correcto del neumático sobre el suelo que determina un desgaste simétrico del mismo. Un ángulo de inclinación de la rueda excesivamente positivo (figura 3.11), hace que la parte externa del neumático, al deformarse, venga a rodar con un radio de rotación *Re*, menor que el de la parte interna *Ri,* con el correspondiente desgaste más acentuado de la parte externa de la banda de rodadura.

[45]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.554.
[46]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.554.

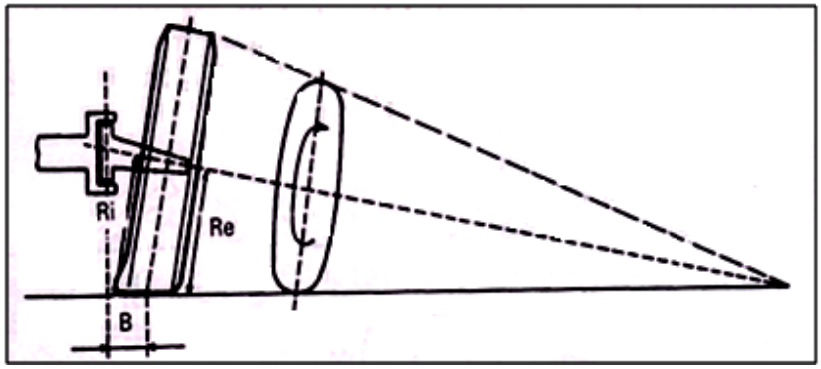


Fig 3.11 Ángulo de inclinación de la rueda excesivamente positivo. [47].

De otra parte, en la marcha del vehículo, la rueda supone la base de un cono, cuyo vértice es el corte al suelo de la prolongación de la mangueta (como se muestra en la figura 3.11), por cuya causa, al girar la rueda sobre la generatriz de este cono, tiende a abrirse durante la marcha, lo que da inestabilidad a la dirección. Para atenuar este efecto se adelanta el vértice del cono en el sentido de marcha del vehículo, lo que supone cerrar la rueda de la parte delantera. Como en la otra rueda de mismo eje sucede igual, deberá efectuarse idéntica operación, resultando una convergencia de las ruedas, que es otra de las cotas de la dirección, que será tratada posteriormente.

En los vehículos actuales con sistemas de suspensión independiente de las ruedas, el ángulo de inclinación toma un valor próximo a cero en las condiciones de uso y carga más corrientes; sin embargo, en otras condiciones de carga este ángulo queda modificado. Con la compresión de la suspensión debido a la carga, se tiende un descenso de la carrocería (figura 3.12), que hace variar la inclinación de la rueda en el sentido negativo (se abre de abajo), mientras que en la descompresión se obtiene el efecto contrario.

[47]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.555.

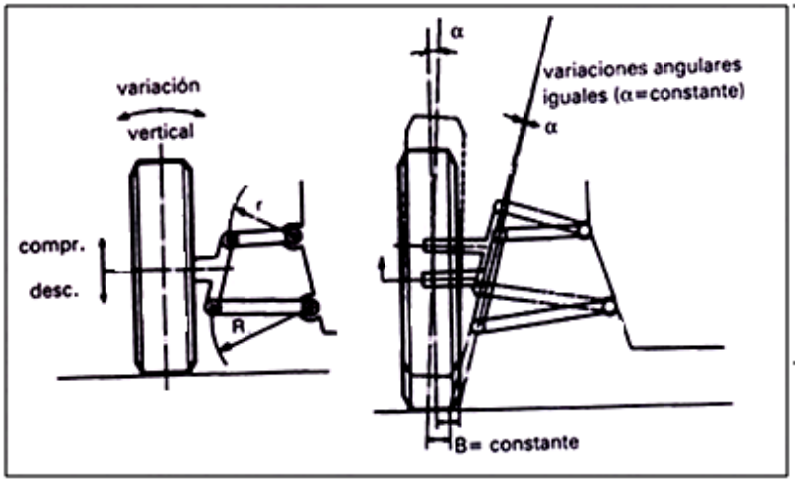


Fig 3.12 Variación del angulo de inclinacion de la rueda debido a la comprecion y descompresión de la suspención. [48].

La variación de inclinación de la rueda con la carga es función de las dimensiones de los brazos de suspensión, dado que en estos movimientos el porta mangueta sigue el trazado de los radio *r* y *R*. Este efecto resulta especialmente beneficioso en curva (figura 3.13), donde la compresión de la suspensión de la rueda externa, por los efectos de la fuerza centrifuga, produce sobre la misma rueda una inclinación negativa, que se opone al vuelco del vehículo.

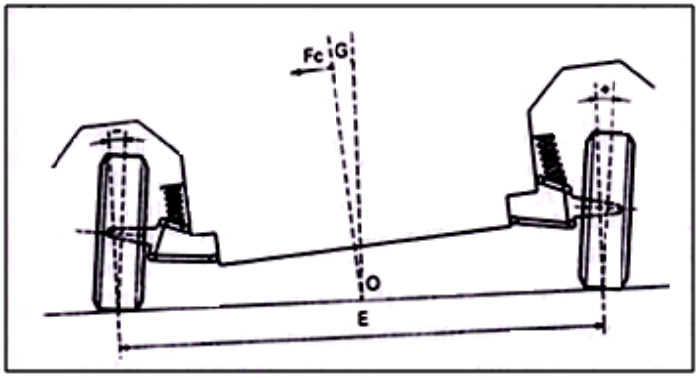


Fig 3.13 Variación de inclinación de la rueda con la carga en función de las dimensiones de los brazos de suspensión. [49].

[48]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.555.

Se observa en la figura 3.14 que la relación *R/r* determina la amplitud de la variación angular en la inclinación de la rueda, en función de la compresión de la suspensión, resultando que cuanto mayor sea esta relación, mas lo será la variación obtenida con una misma compresión de la suspensión.

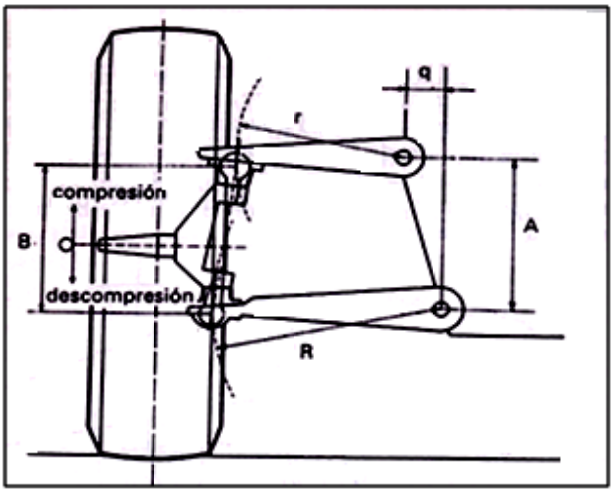


Fig 3.14 Variación angular de la inclinacion de la rueda en relación a *R/r*. [50].

La distancia *q* es función de la longitud de los brazos *r* y *R*, ya que la inclinación del pivote (salida) da un determinado posicionamiento en el lado de la rueda. Sin embargo, la inclinación de ésta, ya sea positiva o negativa, viene determinada por las cotas A y B (que serán iguales cuando los brazos estén paralelos), así como por la posición que los brazos asuman con respecto al suelo en condiciones normales de uso del vehículo. En condiciones normales de carga la rueda deberá encontrarse en la posición intermedia del recorrido entre la compresión total y la extensión total de la suspensión. La inclinación tenderá a positiva en vacio y negativa en plena carga.

3.1.4.- Angulo de avance (*Caster*).

Se denomina así a la inclinación dada al pivote para conseguir que su prolongación corte al suelo un poco por delante del centro de la superficie de contacto

[49]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.555.
[50]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.556.

del neumático con el mismo (figura 3.15). De ello resulta una acción de remolque de las ruedas delanteras, que da fijeza a la dirección, como ocurre en las ruedas de algunos muebles, que se conservan orientadas en un sentido de marcha en línea recta, porque su eje de giro está adelantado con respecto a la superficie de contacto de la rueda con el suelo como se muestra en la figura 3.16. En este caso, toda tentativa de desviación de la rueda en marcha rectilínea se anula por el par de fuerzas creado por el enderezamiento generado por el empuje *S* y la resistencia *R* de la rueda de avance.

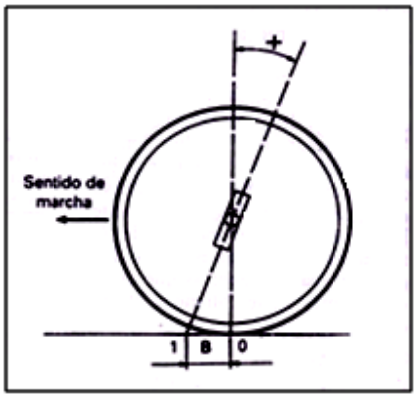


Fig 3.15 Angulo de avance. [51].

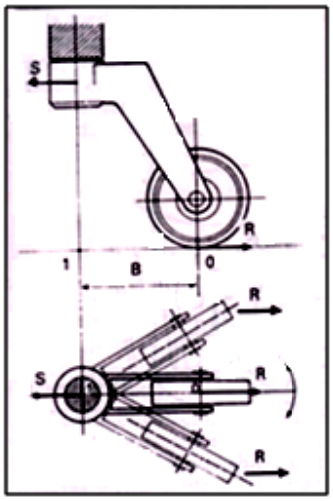


Fig 3.16 Angulo de avance, acción de remolque. [52].

[51]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.556.

En las aplicaciones automovilísticas, al ángulo de avance hace que la prolongación del pivote corte al suelo en un punto 1 (figura 3.17) por delante de la huella del neumático, a una cierta distancia *B* del centro *O* de la misma. De esta manera, la rueda se orienta en los virajes sobre el punto 1 de corte con el suelo de la prolongación del pivote, por lo que se ejerce sobre el centro *O* de la superficie de contacto del neumático con el suelo, una acción de remolque, gracias a la cual *O* tiende a estar siempre en línea recta por detrás de 1.

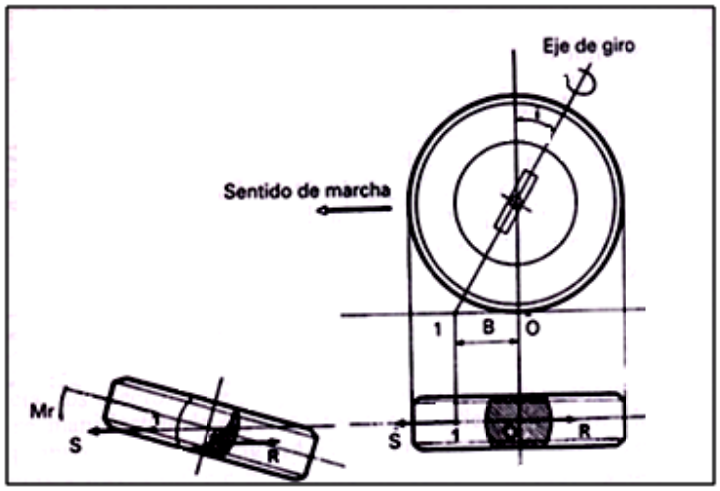


Fig 3.17 Representacion del angulo de avance. [53].

Cuando se gira el volante de la dirección para efectuar un viraje, como se muestra en detalle de la figura, el centro *O* de la superficie de contacto del neumático se desplaza y debido a la resistencia a la rodadura *R* aplicada en este punto y al empuje *S* aplicado en el punto 1, aparece un par de fuerzas de retorno *Mr* que tiende a llevar a la rueda a la posición de línea recta, en la cual, por estar el centro O alienado con el punto de empuje 1, desaparece el par de reacción.

Se comprende que cuanto mayor sea el ángulo de avance más grande es el brazo de palanca B y más alejamiento del punto O se obtiene en el viraje, por lo que el par *Mr*

[52]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.557.
[53]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.557.

resulta mayor, lo que supone una vuelta a la posición de línea recta más enérgica; por lo contrario, también resulta mayor el esfuerzo necesario para orientar las ruedas.

Como el avance constituye una acción de remolque en las ruedas delanteras, un exceso del mismo supondría demasiada acción de remolque, con lo cual, el vehículo se orientaría violentamente a la salida de las curvas. Por el contrario, si la acción de remolque es pequeña, la dirección resulta "vagabunda". Por esta causa se comprende que el valor del ángulo de avance, así como los de caída y salida, deben ser los estipulados por el fabricante y si se alteran se producen inestabilidades de la dirección, trepidaciones, etc. Asimismo, estos valores deben ser iguales en las dos ruedas, pues un avance mayor en una rueda que en la otra, produciría diferentes acciones de remolque en ellas, con lo que el vehículo tendría tendencia a irse hacia uno de los lados de la carretera.

En lo referente al ángulo de inclinación de la rueda, se ha visto cómo varía este ángulo en función de la compresión de la suspensión, resultando sumamente útil en curvas, cuando la fuerza centrífuga hace asumir una inclinación negativa a la rueda exterior y positiva a la interior. Este mismo resultado se obtiene con el ángulo de avance, pero aquí, la inclinación de la rueda es función de la amplitud del viraje, antes que de la compresión de la suspensión.

En la figura 3.18 puede verse que la rueda, a la cual suponemos en la posición OA de línea recta, con un ángulo de inclinación de cero grados, al girar en torno a un pivote orientado con un cierto ángulo de avance, una vez recorrido un ángulo de 90° se encontrará en el punto OB, con un ángulo de inclinación igual al ángulo de avance y de signo negativo. Girando 90° de la posición OA a OC, la rueda asume una inclinación igual al ángulo de avance, pero ahora de signo positivo.

En el movimiento de OA a OB la rueda tiende a elevarse del suelo, mientras que de OA a OC tiende a descender. Se puede concluir así diciendo que cuando la rueda gire en torno a un pivote dotado de cierto ángulo de avance, si se encuentra en el lado exterior de la curva asume una inclinación negativa, tanto mayor, cuanto más cerrado

sea el viraje, oponiéndose así al vuelco del automóvil; mientras que la del interior asume un ángulo de inclinación positivo, siguiendo y favoreciendo la curva.

Por lo tanto, cuando el automóvil toma una curva de largo radio a gran velocidad, será la propia fuerza centrífuga la que, actuando sobre la deformación de la suspensión, producirá la posición favorable de las ruedas modificando el ángulo de inclinación de las mismas; mientras que si la curva a trazar es muy cerrada y la velocidad del vehículo moderada, será el ángulo de avance quien proporcione a la rueda la inclinación más favorable.

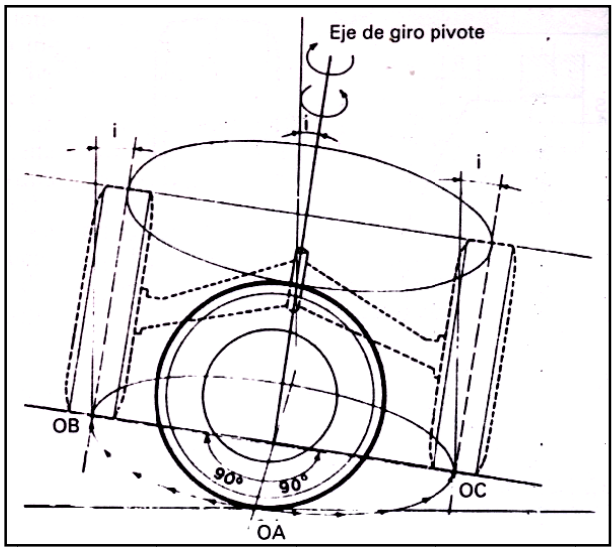


Fig 3.18 Representación de la rueda que gira en torno al pivote orientado con un ánguo de avance. [54].

Influencia del ángulo de avance sobre el vehículo.

ANGULO DE AVANCE (CASTER)		
	VENTAJAS	**DESVENTAJAS.**
Mayor ángulo de avance.	• Ángulo de avance provoca una caída negativa en las ruedas y a mayor ángulo de avance más cambia el ángulo de caída. • Controla la respuesta de la dirección. • Tiene dos grandes influencias en el comportamiento del coche:	• Mayor facilidad para perder tracción en zonas lentas y menor agilidad en terreno muy virado (inclinado), endureciéndose el giro de la dirección.

[54]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.558.

	estabilidad en línea recta y comportamiento en las curvas.	
Menor ángulo de avance.	• Hay más dirección a la entrada de las curvas de baja velocidad y menos dentro en las de alta velocidad • Ganancia proporcional de tracción y agilidad en terreno inclinado, facilitando el giro de la dirección.	• La dirección se hace vagabunda y si es excesivo puede estar dando un tirón constante y tender a enderezarse la dirección con demasiada fuerza, por lo que la dirección se hará pesada. • Sensación de inseguridad en trazadas rápidas

Tabla 3.2: Influencia del ángulo de avance (C*aster*) sobre el vehículo.
Fuente: www.roadstersportclub.com.
www.automecanico.com/auto2042/Diagnostico-Direccion-015.html
Elaboración: Los Autores

3.1.5.- Convergencia de las ruedas.

Se llama así a la diferencia de la distancia medida entre la parte delantera y la trasera de las ruedas de un mismo eje, en dos puntos diametralmente opuestos de la llanta, a la altura del centro de la rueda.

Cuando las prolongaciones longitudinales de los ejes de simetría de las ruedas, tienden a encontrarse delante del vehículo, en el sentido de la marcha, se dice que la convergencia es positiva; por el contrario, si tienden a encontrarse por detrás, la convergencia es negativa (divergencia) tal como se muestra en la figura 3.19.

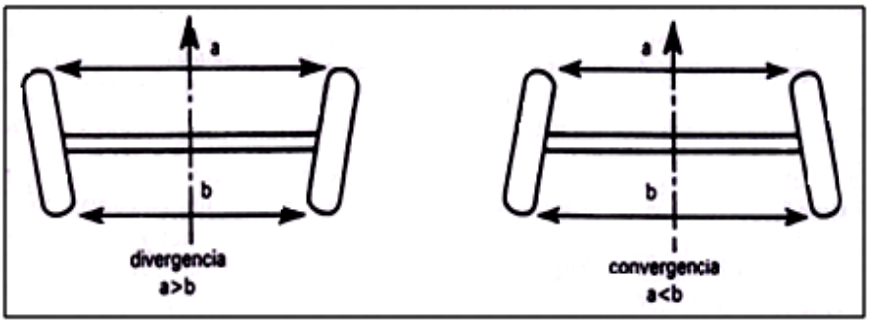


Fig 3.19 Convergencia de las ruedas. [55].

La convergencia de las ruedas la establece el fabricante del vehículo en un valor tal, que viajando en las condiciones medias de uso quede en un valor próximo a cero bajo los efectos dinámicos que se producen. Los efectos de la carga que deforman los paralelogramos de la suspensión, el efecto de empuje del motor aplicado a las ruedas y la resistencia al avance de las mismas, pueden modificar notablemente la convergencia.

En cuanto a la carga se refiere, ya se vio cuál era el comportamiento de la suspensión respecto a la misma, que produce variaciones angulares en la inclinación de la rueda y del eje pivote. Ya que tal variación viene determinada en función de los ángulos de inclinación de la rueda y avance, puede ocurrir que algunos tipos de suspensión, al oscilar, produzcan variaciones lo bastante sensibles como para modificar el valor de la convergencia. De otra parte, los movimientos de la suspensión hacen variar la longitud de los brazos de acoplamiento en las direcciones del tipo de cremallera, como muestra la figura 3.20, en la cual puede observarse que el desplazamiento *D* de la suspensión hace variar la convergencia de las ruedas, tanto más, cuanto mayor sea el recorrido de la suspensión.

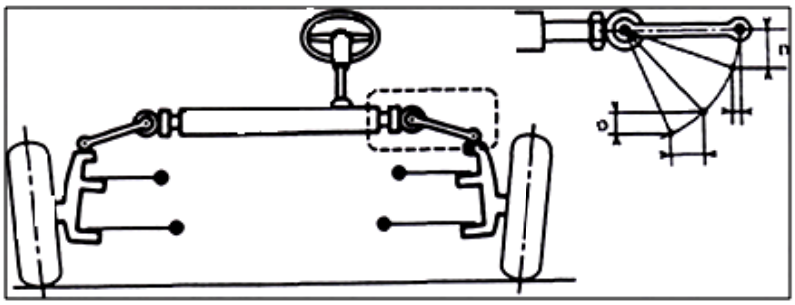
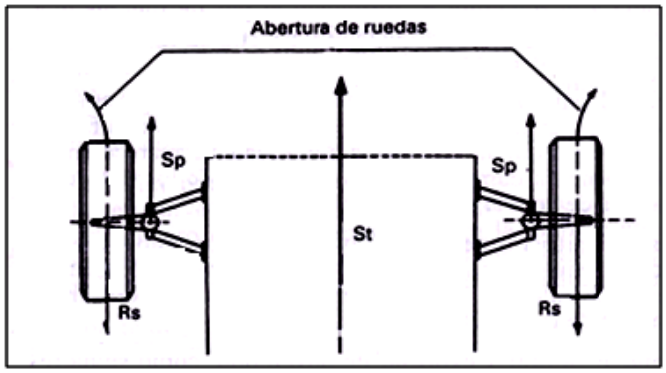


Fig 3.20 Variación de la longitud de los brazos de acoplamiento de la dirección. [56].

Para la circulación en línea recta, los efectos de empuje del motor y de la resistencia al avance opuesta por el vehículo, se manifiestan de diversas formas,

[55]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.558.
[56]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.559.

tendiendo a variar la convergencia. En un vehículo de propulsión trasera (Fig. 3.21), el empuje *St* de las ruedas traseras se transmite a las delanteras a través del eje pivote, por lo cual, el empuje *Sp* de cada rueda, junto con la resistencia *Rs* opuesta por ellas al avance, produce un par que tiende a abrir la rueda de su parte delantera; mientras que en los vehículos de tracción delantera el esfuerzo de rotación transmitido a la rueda produce un empuje *Sp* (Fig. 3.22), que en oposición al resistente *Rm* aplicado en el eje del pivote, tiende a cerrar la rueda de su parte delantera.



S1 = Empuje total del vehículo.
Sp = Empuje parcial que se transmite a las ruedas y su manifiesto sobre el pivote.
Rs = Resistencia de la carretera al avance del vehículo.

Fig 3.21 Resistencia al avance opuesta por el vehículo. [57].

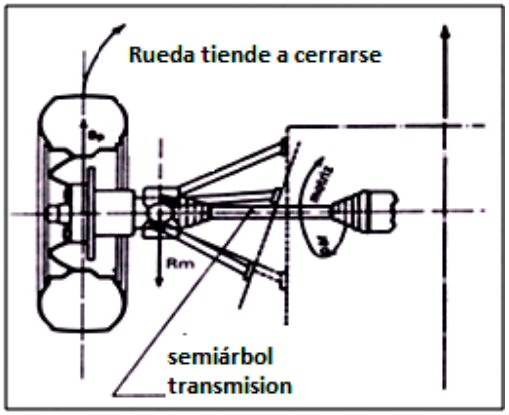


Fig 3.22 Resistencia al avance opuesta por el vehículo. [58].

[57]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.559.

Dependiendo de los valores de los ángulos de inclinación de la rueda y avance, se obtiene un posicionamiento del pivote tal, que su prolongación corta al suelo generalmente en un punto *A* (Fig. 3.23, derecha) situado por delante y hacia la parte interna del centro *B* de la superficie de contacto del neumático con el suelo. De ello resulta que si el vehículo es de propulsión trasera, el empuje que se transmite al eje *C* pasa de éste a la rueda por el pivote, en cuya prolongación A se ejerce la fuerza D que tira de la rueda; pero como la resistencia a la rodadura E actúa en el centro de la superficie B de contacto del neumático con el suelo, resulta un par de fuerzas *DxE* que tiende a abrir la rueda por su parte delantera, por cuya causa deberá dársele convergencia para corregir esta tendencia.

Esta convergencia debe ser tanto mayor cuanto más adelantada y hacia el interior quede la prolongación *A* del pivote, cuya posición está determinada por los ángulos de inclinación de rueda y avance, lo que quiere decir que la convergencia dependerá directamente de estas cotas.

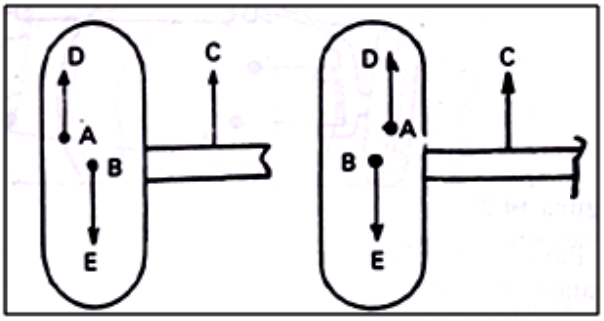


Fig 3.23 Fuerzas que intervienen en el neumatico y su eje tanto para vehículos de tracción delantera y posterior. [59].

Si el valor del ángulo de inclinación de rueda es muy grande (detalle de la izquierda en la Figura), la prolongación del pivote corta al suelo a la izquierda del centro de la superficie de contacto del neumático. En este caso, los efectos son contrarios a los señalados, pues el empuje *C* transmitido desde el eje de la rueda en la prolongación *A* de

[58]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.560.
[59]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.560.

su pivote, crea la fuerza *D* a la que se opone la resistencia a la rodadura *E*, formando el par de fuerzas que hace a la rueda cerrarse por su parte delantera, por lo que deberá dársele divergencia para corregir esta tendencia.

En los vehículos de tracción delantera, el esfuerzo de tracción no se ejerce en el eje, sino en la rueda y directamente en el centro *B* de la superficie de contacto, de lo que resulta una fuerza, opuesta a la *E* (izquierda en la Figura), mientras que la resistencia a la rodadura aparece en *A,* pero también de sentido contrario. Ello supone un comportamiento opuesto al de los vehículos de propulsión trasera, por lo cual, los valores de convergencia resultan contrarios.

Así, pues, el que la convergencia sea positiva o negativa (divergencia) no sólo depende de los valores de inclinación de rueda y avance, sino también de que el vehículo sea de tracción delantera o propulsión trasera. El valor de esta convergencia viene determinado por las medidas de las cotas de inclinación de rueda y avance.

La convergencia de las ruedas se puede valorar y expresar de otro modo, como se ha representado en la Figura 3.24. Si a la rueda convergente se la deja rodar libremente (sin ningún punto de unión con el vehículo), en la dirección impuesta por la convergencia, después de un cierto recorrido se encontrará alejada una cierta distancia respecto al punto en el cual está obligada a encontrarse en realidad. En la Figura se observa de modo evidente cómo la rueda libre después de un kilómetro de recorrido se encontraría en *B* y, sin embargo, a consecuencia de su ligazón al vehículo y de la reacción producida en la marcha, se encuentra en la realidad en el punto *A′*. La traslación *B-A′* que ha experimentado se conoce con el nombre de *deriva de la rueda,* y es tanto mayor cuanto más lo sea la convergencia. Convencionalmente ha sido establecido el valor de la deriva en metros por kilómetro, constituyendo esta medida una forma de valorar la convergencia.

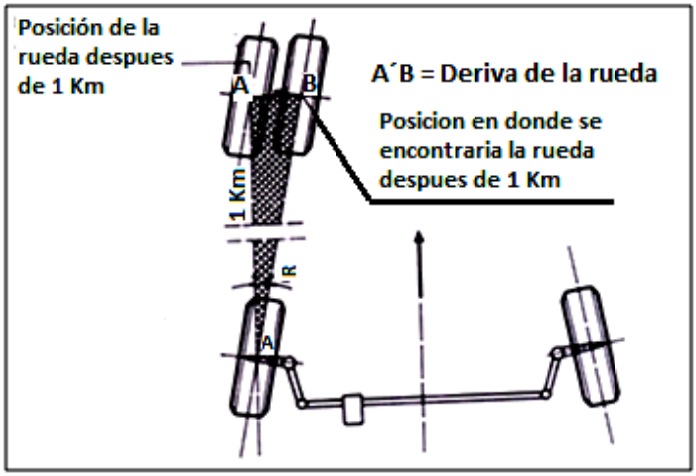


Fig 3.24 Convergencia de la rueda despues de cierto recorrido. [60].

Influencia de la convergencia sobre el vehículo.

CONVERGENCIA DE LAS RUEDAS (PARALELISMO).			
		VENTAJAS.	**DESVENTAJAS.**
Convergencia (convergencia positiva)	Mayor	• Aumenta la estabilidad, especialmente en línea recta.	• Aumenta la resistencia a la rodadura. • Disminuye la velocidad de punta.
	Menor	• Se incrementará la velocidad máxima (presenta menor resistencia a la rodadura)	• Reduce la estabilidad en línea recta. • Contribuye a al subviraje.
Divergencia (convergencia negativa)		• El coche entrará mejor en las curvas, es decir el giro será más agresivo. • Facilita tomar curvas cerradas. • La divergencia es utilizada por lo general sobre todo en vehículos 4x4	• Dentro de la curva será algo subvirador. • Menos estabilidad en recta y por ello algo más difícil de conducir.

Tabla 3.3: Influencia del ángulo de avance (*Caster*) sobre el vehículo.
Fuente: www.roadstersportclub.com.
www.automecanico.com/auto2042/Diagnostico-Direccion-015.html
Elaboración: Los Autores

[60]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.561.

3.1.6.- Radio de viraje.

Con el fin de que las ruedas no sufran arrastre lateral al recorrer una trayectoria curva, es condición indispensable que cada rueda asuma una posición perpendicular al radio de la misma. Ello se logra, como ya se ha visto, disponiendo una geometría de la dirección adecuada, donde se posicionan los brazos de acoplamiento de manera que en curva se obtenga un centro común de rotación para las cuatro ruedas.

Se define por radio de viraje o geometría de giro, la divergencia que llegan a asumir las ruedas en curva y se expresa en dos valores en grados girando las ruedas, considerando una fija en un giro de 20° (la exterior). En la marcha en línea recta, las ruedas llegan a tener convergencia; pero en cuanto se inicia el viraje, progresivamente toman una posición divergente, siempre más acentuada con el aumento del ángulo de giro.

Con la disposición formada por la timonería de la dirección de paralelogramo asimétrico (Fig. 3.25), cuando se gira la dirección las dos ruedas toman ángulos de orientación diferentes y adecuados a la curva a trazar. En la Figura se observa cómo el brazo de acoplamiento derecho recorre una trayectoria que le aleja de su eje longitudinal *XX*, mientras el izquierdo se acerca a su eje *YY*. Resulta con ello que mientras el brazo derecho recorre el arco *AB* creando un ángulo α, el izquierdo ha recorrido el arco $A_1 B_1$, creando un ángulo α_1, menor que α. El mismo efecto se observa de modo más evidente si se consideran los arcos *BC* y $B_1 C_1$ y los respectivos ángulos β y β_1.

Se puede concluir que en el sistema de paralelogramo articulado asimétrico se obtendrá una diferencia de giro entre la rueda interna y la externa a la curva, tanto mayor, cuanto más cerrada sea ésta.

La condición teórica que liga la geometría de giro de las ruedas anteriores (directrices) con la posición de las posteriores, con el fin de no tener un deslizamiento transversal de estas últimas es, como ya se sabe, que la prolongación de los brazos de acoplamiento se corte en el centro del eje trasero (Fig. 3.26). El ángulo α asumido por los brazos de acoplamiento, es función de la batalla *P* y vía *C* del vehículo. Este ángulo a

determina el radio de viraje máximo del vehículo, el cual debe ser tal que las ruedas puedan girar describiendo una circunferencia de diámetro cuatro veces mayor que la batalla del vehículo, para de esta forma facilitar las maniobras.

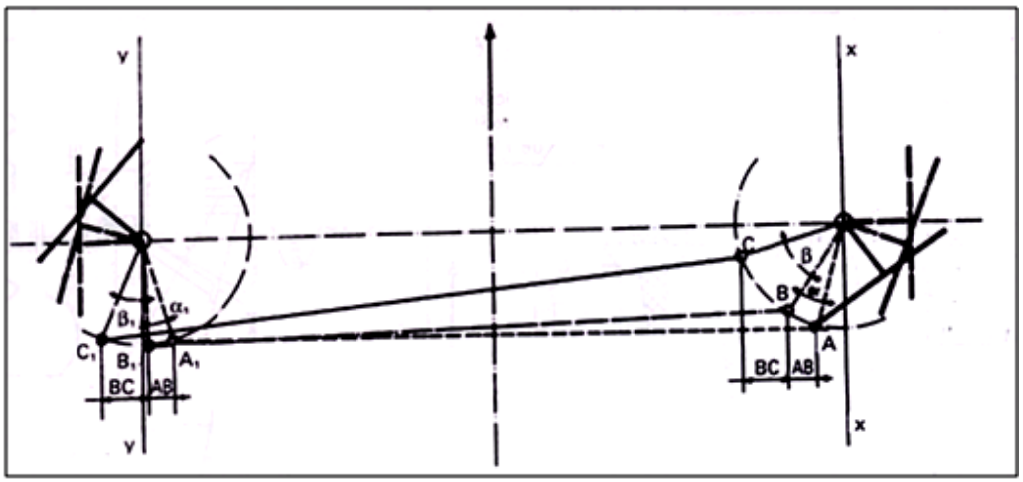


Fig 3.25 Disposición formada por la timonería de la dirección de paralelogramo asimétrico. [61].

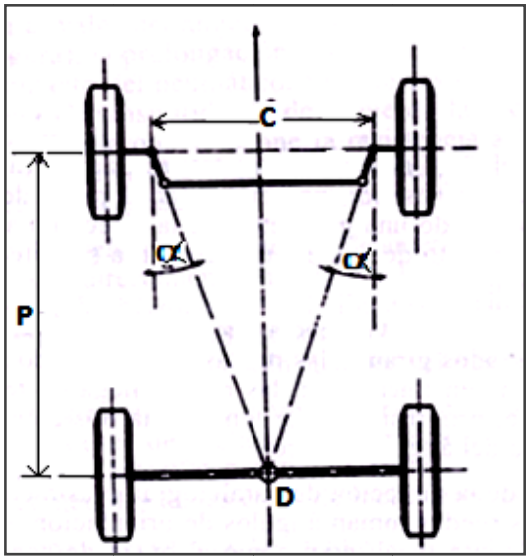


Fig 3.26 Geometría de giro de las ruedas. [62].

[61]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.562.
[62]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.562.

Como cabe suponer, el radio de viraje de un vehículo debe ser idéntico para los giros en ambos sentidos y para ello es necesario que exista un perfecto centrado del sistema de dirección, entendiéndose por tal la condición simétrica perfecta de los órganos de la dirección con respecto al eje longitudinal del vehículo (Fig. 3.27). Un sistema de dirección está centrado cuando se cumple:

- Los brazos de acoplamiento convergen en el centro del eje trasero.
- Los ejes longitudinales de las ruedas anteriores son simétricos respecto a las posteriores (cotas A).
- La palanca de mando de la dirección, biela de acoplamiento y piñón de mando, se encuentran en la posición intermedia de su recorrido para la posición de línea recta.
- Los tirantes regulables de la barra de acoplamiento son de igual longitud (cotas B).
- El volante de dirección está dispuesto simétricamente.

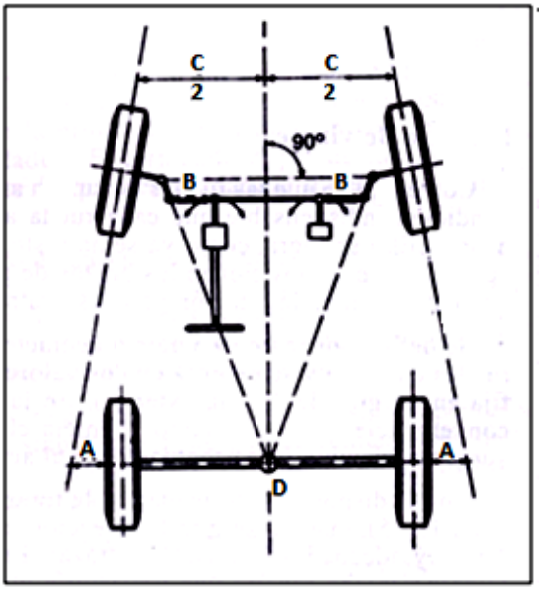


Fig 3.27 Simétrica de los órganos de la dirección con respecto al eje longitudinal del vehículo. [63].

[63]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.562.

Cuando un sistema de dirección está centrado, la geometría de giro es perfecta y simétrica, tanto en giros a derecha como a izquierda. Sin embargo, los golpes o deformaciones sufridos por un vehículo en colisiones pueden variar notablemente estas condiciones de simetría, alterando el comportamiento del vehículo en marcha.

3.2.- Diagnostico de averías del sistema de dirección.

Siendo este sistema de vital importancia para la marcha del vehículo, es necesario que todos los elementos que lo componen estén en las debidas condiciones para procurar la mayor seguridad de marcha. Los defectos en estos mecanismos se manifiestan por un irregular desgaste de los neumáticos, dureza de la dirección, vagabundeo, trepidaciones, etc., que hacen necesaria la puesta a punto del mismo. Mediante una prueba realizada en carretera y la observación del desgaste de los neumáticos, se ponen de manifiesto unos síntomas que determinan las comprobaciones que es necesario realizar y las averías que deben repararse, aunque es muy conveniente efectuar una revisión completa del sistema cuando se observen defectos en su funcionamiento.

Los esfuerzos a los que están sometidos los componentes del sistema de dirección no son excesivamente grandes y, como las piezas están calculadas para soportar esfuerzos muchísimo mayores, para que trabajen con un gran margen de seguridad, no es fácil la rotura de ninguna de ellas; por tanto, las únicas averías que pueden presentarse son las producidas por deformaciones debidas a golpes, o las holguras a consecuencia de desgaste. En cuanto a estas últimas, donde más frecuentemente suelen presentarse es en los cojinetes del pivote o en las rótulas de las articulaciones, así como en el interior de la caja de la dirección (mecanismo des multiplicador). Estas holguras hacen que las ruedas queden un poco independientes del mando de la dirección, con lo que suele sobrevenir el llamado *shimmy*, que se manifiesta con mayor virulencia a velocidades concretas del vehículo.

Muchas veces, el funcionamiento irregular de la dirección, o la estabilidad deficiente del vehículo, se debe a alteración de sus cotas de reglaje (inclinación de rueda, avance y convergencia), por lo que es necesaria su comprobación. Los ángulos de caída

y salida determinan la posición inclinada de la rueda y, por esta causa, en la práctica basta con medir la inclinación de la misma para determinar si los ángulos de caída y salida son correctos. De esta manera, las cotas que deben comprobarse, son: inclinación de rueda, avance y convergencia.

Para poseer un diagnóstico de averías certero y concreto, se efectúa realizando las correspondientes pruebas del vehículo en carretera. No obstante, antes de ello deberán comprobarse los neumáticos, pues es sabido que ejercen una gran influencia sobre el sistema de dirección y muchas causas de anormalidades son debidas a ellos; por esta razón deberá comprobarse que sean de las medidas y tipo adecuado, y estén inflados a la presión que corresponda. Un defecto de inflado produce alteración de las cotas de la dirección, con los inconvenientes que ello representa. Para comprobarlo basta hacer pasar el vehículo por encima de una hoja de papel fino, colocada en piso horizontal y liso. Si la rueda está inflada a su presión debida y las cotas de la dirección son correctas, la hoja de papel no se moverá; en caso contrario, el papel saldrá hacia un lado cuando pase la rueda por encima, y además se arrugará, lo que indica un frotamiento del neumático con el suelo, que es debido a la alteración de las cotas de la dirección, o presión de inflado defectuosa.

Seguidamente se procederá a realizar la prueba del vehículo en carretera, para lo cual se alcanzará una velocidad de 60 Km/h y se observará si se producen vibraciones, así como el grado de dureza y la rumorosidad de la dirección en las curvas, y si al tomarlas se producen chillidos de los neumáticos. Soltando las manos del volante se observará si vuelve a su posición de línea recta a la salida de la curva, y si en recta no se desvía de la trayectoria hacia ninguno de los lados de la carretera y resulta estable la dirección. A continuación se aumentará la velocidad progresivamente, observando atentamente si aparecen vibraciones y siestas cesan al aumentar aún más la velocidad.

Por los síntomas observados durante la prueba, pueden deducirse las posibles averías y, en consecuencia, las reparaciones a realizar. Los síntomas encontrados pueden ser:

Diagnostico de la Dirección. **3.2.1.-Vibraciones en las ruedas anteriores (*Shimmy*)**	
Causa	**Solución.**
Ruedas desequilibradas.	• Será necesario proceder a su equilibrado.
Huelgo en los cojinetes del cubo de rueda.	• Deberá comprobarse levantándolas del suelo e intentando moverlas tirando y empujando de puntos diametralmente opuestos.
Huelgo excesivo en las palancas, articulaciones, rótulas, etc., del tren delantero.	• Deberá comprobarse efectuando una revisión del sistema, como más adelante se detallará.
Holgura excesiva en el mecanismo des multiplicador.	• Se comprobará haciendo girar el volante en uno y otro sentido, hasta obtener el inicio de orientación de las ruedas con el vehículo parado. Un movimiento del volante de más de 10°, sin que se produzca orientación de las ruedas, supone una holgura excesiva. Se corrige efectuando el correspondiente reglaje del mecanismo.
Tornillos de sujeción de la caja de dirección flojos.	• Se corrige dándoles el correspondiente par de apriete.
Mala regulación de las cotas de reglaje de la dirección.	• En cuyo caso es necesario proceder a la operación de alineado de trenes, que se realiza en máquinas especiales, como más adelante se detallará.

Tabla 3.4: Diagnostico de la dirección, vibraciones en las ruedas anteriores**.**
Fuente: ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil
Elaboración: Los Autores

Diagnostico de la Dirección. **3.2.2.- Rumorosidad al accionar el volante de la dirección:**

Causa	Solución.
Falta de engrase de la caja de la dirección.	• Deberá comprobarse retirando el tapón de llenado correspondiente y reponiendo el aceite que fuera necesario hasta completar el nivel.
Falta de engrase en cojinetes del pivote o en rótulas.	• Se corrige efectuando el correspondiente engrase o la sustitución de las rótulas.
Cojinetes, rótulas, o brazos de suspensión parcialmente agarrotados por falta de en grase.	• En cuyo caso es necesario su desmontaje y limpieza antes de proceder al nuevo engrase.
Articulaciones elásticas en mal estado.	• Puede comprobarse intentando desplazarlas de su posición para ver si existen holguras o se producen ruidos.
Ballestas o muelles de suspensión rotos.	• En cuyo caso es necesario sustituirlos.

Tabla 3.5: Diagnostico de la dirección, Rumorosidad al accionar el volante de la dirección.
Fuente: ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil
Elaboración: Los Autores

Diagnostico de la Dirección. **3.2.3.- Dureza de la dirección:**	
Causa	**Solución.**
Falta de engrase en la caja de la dirección.	• Se corrige aportando la cantidad de aceite necesaria.
Mala regulación del acoplamiento entre el sinfín y el sector o el piñón y la cremallera.	• Se corrige efectuando el correspondiente reglaje.
Deformaciones de los brazos de suspensión debidas a golpes.	• En cuyo caso es necesario cambiar las piezas defectuosas
Incorrecta alineación de la dirección	• Puede corregirse mediante la operación de alineado. Generalmente el defecto será debido a

	un avance excesivo.
Ballestas o muelles rotos o cedidos.	• Esto altera las cotas de la dirección y, por tanto, se hace necesaria la sustitución. En el caso de barras de torsión, deberá efectuarse el reglaje de alturas.
Incorrecta presión de los neumáticos.	• Revisar la presión de inflado en los neumáticos y corregirla según el valor que recomienda el fabricante.

Tabla 3.6: Diagnostico de la dirección, Dureza de la dirección.
Fuente: ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil
Elaboración: Los Autores

Diagnostico de la Dirección. **3.2.4.- Holgura en el volante de la dirección:**	
Causa	**Solución.**
Rótulas desgastadas o flojas	• Deberá ser constatado intentando forzarlas de suposición.
Fijaciones de la caja de la dirección defectuosas	• Deberá ser corregido apretándolas convenientemente.
Conjunto des multiplicador desgastado	• En cuyo caso se hará necesaria la sustitución.

Tabla 3.7: Diagnostico de la dirección, Holgura en el volante de la dirección**.**
Fuente: ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil
Elaboración: Los Autores

Diagnostico de la Dirección. **3.2.5.- Chillido de los neumáticos en las curvas:**	
Causa	**Solución.**
Defecto en alguna de las cotas de la dirección.	• Deberá comprobarse mediante la operación de

	alineado.
Deformaciones en los brazos de suspensión que provocan anomalías en las cotas de la dirección.	• Los brazos defectuosos deben ser sustituidos.
Incorrecta presión de los neumáticos.	• Revisar la presión de inflado en los neumáticos y corregirla según el valor que recomienda el fabricante.

Tabla 3.8: Diagnostico de la dirección, Chillido de los neumáticos en las curvas.
Fuente: ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil
Elaboración: Los Autores

Diagnostico de la Dirección. **3.2.6.- El vehículo no sigue la trayectoria recta:**	
Causa	**Solución.**
Falta de avance o inclinación de la rueda.	• Deberá comprobarse y corregir en caso necesario en el alineador de dirección.
Holgura en los cojinetes de las ruedas anteriores.	• Debe ser constatado de la manera ya reseñada.
Palancas de accionamiento o caja de dirección flojas en sus uniones,	• Deberá ser comprobado en la forma consabida.
Holgura excesiva entre el sinfín y el sector, o bien entre el piñón y la cremallera.	• En cuyo caso deberá efectuarse el correspondiente reglaje.
Incorrecta presión de los neumáticos.	• Revisar la presión de inflado en los neumáticos y corregirla según el valor que recomienda el fabricante.
Deformación de la mangueta de las ruedas anteriores.	• Reemplazar la mangueta.

Amortiguadores anteriores en mal estado.	• Reemplazar los amortiguadores por unos nuevos.
Frenos bloqueados.	• Realizar un ABC de frenos del vehículo para determinar el estado de sus componentes.

Tabla 3.9: Diagnostico de la dirección, El vehículo no sigue la trayectoria recta.
Fuente: ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil
Elaboración: Los Autores

Diagnostico de la Dirección. **3.2.7.- Al soltar el volante de la dirección, el vehículo se va hacia un lado de la carretera:**	
Causa	**Solución.**
Mala regulación de la convergencia.	• Deberá comprobarse en el alineador de dirección.
Avance o inclinación de ruedas desiguales en las ruedas delanteras.	• En cuyo caso es necesaria la operación de alineado.
Amortiguador en mal estado.	• implica la sustitución del mismo
Ballestas, muelles o barras de torsión, flojas o rotas.	• En cuyo caso quedan modifica das las cotas de la dirección y es necesario el cambio de la pieza defectuosa.
Brazos de suspensión deformados por golpes.	• Implica el cambio de los mismos.
Presión de inflado desigual en las ruedas de un mismo eje.	• Se corrige dando la correspondiente presión.

Tabla 3.10: Diagnostico de la dirección, vehículo se va hacia un lado de la carretera.

Fuente: ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil
Elaboración: Los Autores

3.3.- Influencia del estado de los neumáticos en la dirección

De los síntomas encontrados en la prueba del vehículo en carretera pueden sacarse unas conclusiones para determinar la clase de avería que los provoca. Si a esto se une el diagnóstico referente al desgaste de los neumáticos, se tendrá una idea bastante clara del defecto que aqueja al sistema de dirección, o la falta de alineación del eje trasero, si de él se tratase. No obstante, siempre que se observe un irregular desgaste de neumáticos, hay que efectuar la operación de alineado de la dirección.

Se ha estudiado, al explicar las cotas de dirección, la gran influencia de una presión del neumático defectuosa.

- Un neumático con presión baja es el peor defecto que puede permitirse en las ruedas, en cuanto a su economía. Además de desgastarse desigualmente, por los bordes de la banda de rodadura, según se muestra en la figura inferior (figura 30), detalle 1, la destrucción es muy rápida, por la gran deformación a que está sometida la cubierta que, al rodar, produce tensiones y deformaciones con roces en los flancos que elevan su temperatura produciendo el corte de los tejidos que sirven para reforzar la goma.
- Una presión excesiva hace que la dirección sea más suave, pero aumenta las trepidaciones y aumenta la fatiga en todas las articulaciones, desgastando la cubierta desigualmente por el centro de la banda de rodadura.

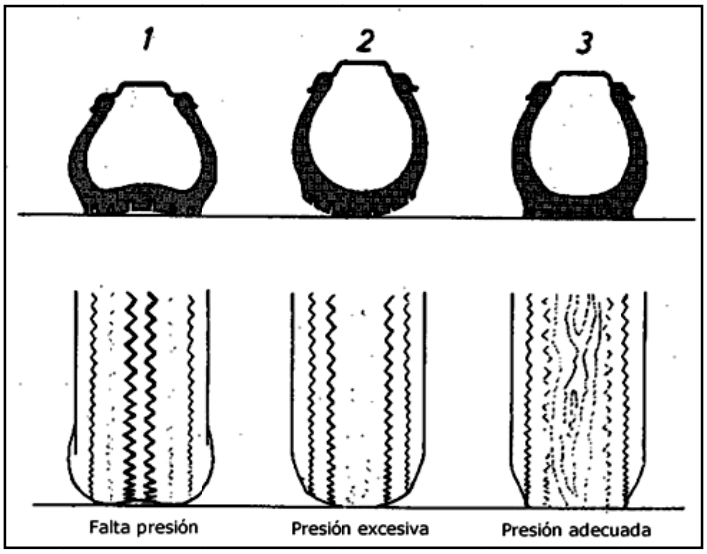


Fig 3.30 Efecto de la presion de inflado de en el desgaste de los neumaticos. [64].

- Los defectos en la alineación de las ruedas influyen mucho en el desgaste rápido y desigual de las cubiertas e incluso con la sola observación de una rueda prematuramente desgastada un técnico puede deducir, aproximadamente la cota o cotas que han dado lugar al desgaste anormal.

El desgaste irregular de los neumáticos puede ser debido a una sola causa, o a varias conjuntamente y, por ello, se requiere una cierta práctica para diagnosticar la avería a que corresponde el desgaste. Para tratar de simplificar y dar unas normas para el diagnóstico en este complejo tema, vamos a tratar los desgastes referidos a una única avería; si se encontraran dos desgastes distintos, podrían determinarse las averías correspondientes a cada uno de ellos.

a) El neumático está más desgastado por la parte central de su banda de rodadura y por igual a lo largo de ella: el defecto es una elevada presión de inflado.
b) Mayor desgaste en los laterales, a todo lo largo de la banda de rodadura: el defecto es una baja presión de inflado del neumático.

[64] MEGABOY Dani, Sistema de dirección, Septiembre del 2009 www.mecanicavirtual.org/direccion.htm.

c) Excesivo desgaste en un punto de la banda de rodadura asemejando una mancha: el defecto es falta de equilibrado de la rueda.
d) Excesivo desgaste que va en forma de franja de un lateral a otro de la banda de roda dura, a lo largo de toda ella: el defecto es debido a excentricidad de la llanta o a que la cubierta no se colocó en buena posición.
e) Desgaste irregular en diversos puntos a lo largo de toda la banda de rodadura: el defecto se debe a desequilibrio de la rueda o cojinetes de la mangueta en mal estado.
f) Mayor desgaste a lo largo de todo el lateral de la banda de rodadura correspondiente a la parte interior de la rueda: el defecto es una inclinación de la rueda negativa. Si el desgaste es igual, pero en el lado exterior, el defecto es un exceso de inclinación de la rueda.
g) Desgaste a "corros" pequeños a lo largo de un lado de la banda de rodadura: el defecto es debido a que una rueda tiene mayor ángulo de inclinación que la otra.
h) Desgaste del neumático en forma de "cardado" del caucho', el defecto es debido a una convergencia o divergencia incorrecta.
i) Desgaste más pronunciado en el centro de la banda de rodadura, en toda su longitud, asemejando un surco: el defecto es de una convergencia excesiva.
j) Manchas de desgaste excesivo irregularmente repartidas a lo largo de la banda de rodadura, que van de uno a otro lado de su ancho: El defecto es un avance excesivo.
k) Mayor desgaste en una rueda que en la otra, irregularmente repartido a lo largo y ancho de la banda de rodadura: el defecto es mayor avance en una de las ruedas.

En líneas generales podemos decir que, excepto el avance que aunque sea excesivo no produce desgaste de los neumáticos, las otras cotas suelen producir los siguientes:

- Una caída anormal tanto positiva como negativa, crea en el neumático diámetros variables lo que hace que el diámetro más pequeño frote contra el suelo desgastando con gran rapidez los bordes de la banda de rodadura (parte exterior con exceso de caída y parte interior con exagerada caída negativa).

- La salida suele ser fija en casi todos los vehículos modernos, e influye en la caída por lo tanto si la primera se deforma, los desgastes producidos por la salida son los mismos que los que se deben a la caída.
- La convergencia, por poco que varíe, influye mucho en el desgaste de las cubiertas, si ésta es pequeña desgasta la parte interior del neumático derecho y si es superior a la debida desgasta la parte exterior del neumático izquierdo, en vehículos con conducción por la izquierda y lo contrario, en aquellos que ruedan por la derecha. El desgaste debido a esta cota, produce un leve reborde que puede apreciarse, pasando la mano por la banda de rodadura de dentro hacia fuera, y el debido a una divergencia anormal se aprecia pasando la mano en sentido contrario.
- Los desgastes anormales son siempre producidos por frote de la cubierta con el pavimento y es muy difícil establecer con exactitud la causa que puede producirlo, pues pueden ser varias a la vez.
- Además de las mencionadas por defecto de las cotas, influyen también, de una forma muy acusada, el "shimmy", presión de inflado, deformación del chasis, etc.

3.4.- Influencia de la Geometría de la Suspensión.-

Cuando el vehículo vira, la fuerza centrifuga que actúa aplicada a través del centro de gravedad *CG* provoca una transferencia de pesos que comprime los muelles exteriores del viraje. La masa suspendida del coche (el chasis) tiende entonces a balancear, a inclinarse, girando alrededor de un punto imaginario llamado centro de balanceo "*CB"*.

En la práctica este punto no es siempre es constante ya que lógicamente el vehículo al rodar por el circuito varía la posición de los trapecios por efecto de las irregularidades del terreno y los cambios de dirección que realizamos, pero si fuésemos capaces de poder dibujar el camino que sigue el "*CB"* cuando el coche se encuentra en movimiento veríamos que describe un movimiento circular por lo que a efectos prácticos podemos tomar como punto "*CB"* el punto central de la circunferencia que el "*CB"*

describe mientras rodamos por el circuito que coincide con el que podemos calcular de manera estática, tal y como lo vimos en el capitulo uno.

Cuando tomamos una curva el peso del coche tiende a desplazarse hacia el exterior de la misma por la fuerza centrífuga comprimiendo los muelles de los amortiguadores de la parte exterior de la curva y haciendo que se extiendan a su vez los de la parte interior, lo que hace que el coche tienda a balancearse lateralmente alrededor del centro de balanceo, es decir el tomar una curva origina una rotación del chasis que debe ser compensada por nuestra suspensión para mantener la estabilidad de nuestro vehículo.

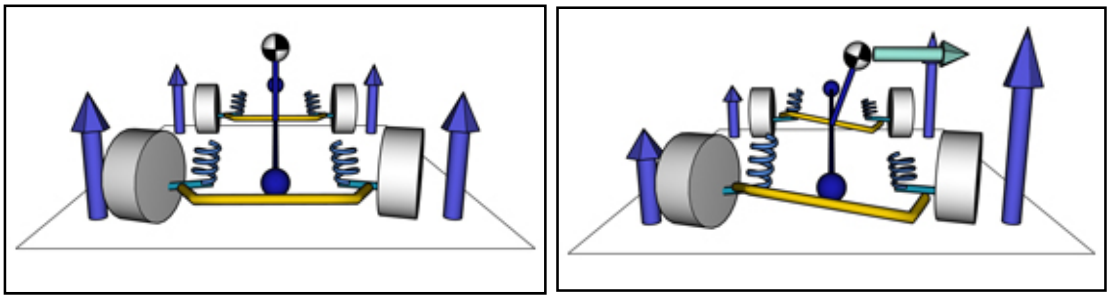


Fig 3.31 Fuerzas que intervienen al momento de tomar una curva. [65].

Esta rotación del chasis se produce porque por un lado tenemos la fuerza centrífuga aplicada sobre el *CG* (centro de gravedad) de nuestro coche, mientras que por el otro la adherencia de las ruedas aplica otra fuerza igual y en sentido contrario sobre el CB (centro de balanceo), lo que da lugar a un "par" de fuerzas opuestas que obliga al chasis a rotar.

[65]www.km77.com/tecnica/bastidor/balanceo/t01.asp

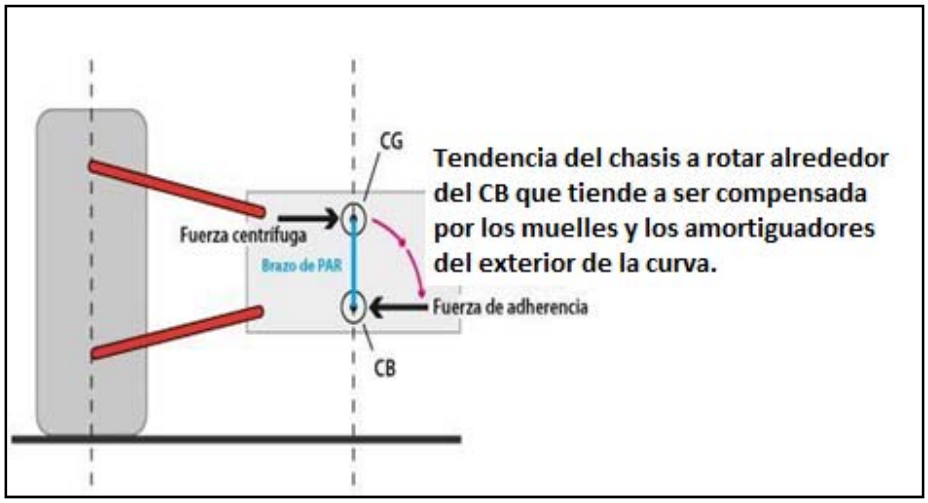


Fig 3.32 Fuerzas que intervienen en los puntos de centro de gravedad y de balanceo. [66].

Recordemos además de cuando estudiamos física, que en un "par" de fuerzas no solo tiene importancia la magnitud de dichas fuerzas, si no la distancia que las separa, que al fin y al cabo hace de brazo de palanca con el que trabaja el "par" de fuerzas, por lo que fuerzas iguales situadas a mayores distancia una de otra generan siempre un mayor "par".

Dicha rotación de chasis por efecto del "par" que se crea al tomar una curva, cesa cuando la fuerza que generen al comprimirse los muelles de los amortiguadores de la parte exterior de la curva y el trabajo de las estabilizadoras iguala al "par" de fuerzas que se ha creado al tomar la curva.

Muchos conductores tienden a considerar que cuando bajamos el vehículo el centro de gravedad se baja y se va a tener más estabilidad. Sin embargo, si no se utiliza ningún elemento de corrección, la tendencia es que el CB se separe del CG y el aumento del brazo de palanca generará más balanceo en el vehículo lo que nos provocará tener menos estabilidad.

[66]www.km77.com/tecnica/bastidor/balanceo/t01.asp

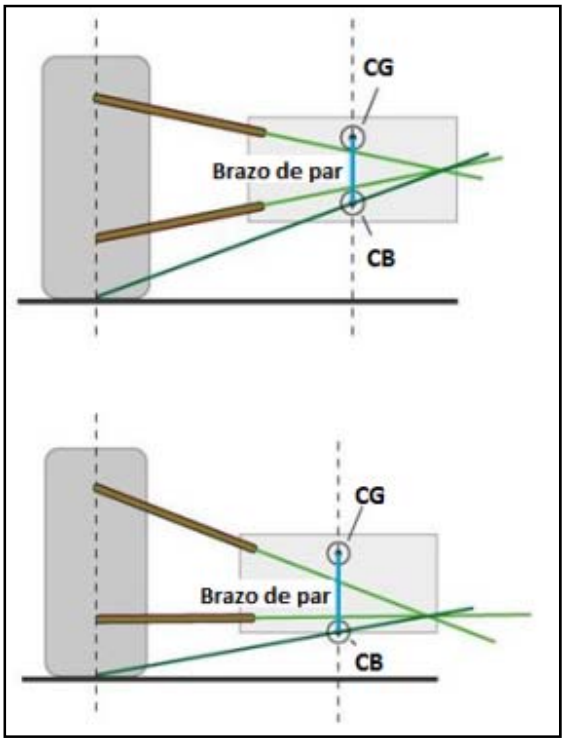


Fig 3.33 Comparacion entre las diferentes alturas del centro de gravedad y como al centro de balanceo. [67].

Además los brazos de suspensión están diseñados para intentar minimizar el movimiento en altura del Centro de Balanceo cuando la suspensión se comprime, si forzamos mucho la posición de los brazos bajando el coche puede que nos salgamos fuera del rango para el que están diseñados y estos sean incapaces de minimizar el cambio de altura del centro del balanceo, haciendo que el coche se sienta inestable.

A su vez, el par de balanceo total puede ser resistido por la suspensión. Son los muelles y la naturaleza de las barras estabilizadoras las que se oponen a la inclinación del vehículo. La suma de la resistencia (o tensiones) de los muelles y la resistencia de las barras estabilizadoras determinan la resistencia total al balanceo.

La función de limitar el balanceo es para que en las suspensiones independientes no cambien en exceso los ángulos de caída y para evitar otros fenómenos que hacen que el vehículo pierda adherencia, uno de ellos es el denominado “efecto gato” según la cual

[67]www.km77.com/tecnica/bastidor/balanceo/t01.asp

la fuerza de viraje actúa a través del seno del ángulo que forma el pavimento y la línea que pasa por el centro de balanceo intentando levantar el choche. Por lo tanto, entre el punto de contacto del neumático y el centro de balaceo, está fuerza tiene una inclinación hacia arriba y parte de ella tiende a desplazar el centro de gravedad hacia arriba.

Cuanto más alto esta el centro de balanceo o cuanto más angosta es la vía del eje considerado, mas grande es la inclinación y más notable es el efecto gato. Esta es una de las principales razones para tener centros de balanceo muy bajos.

Tipología del movimiento de la rueda. Consecuencias.

Considerando el montaje de las ruedas que posee un sistema de suspensión de brazos desiguales y no paralelos, analizaremos como afecta los centros y los ángulos, el movimiento de la rueda y el chasis. Asumiendo que efectivamente, hay dos tipos de movimiento: el balanceo del chasis y el desplazamiento vertical de la rueda y/o del chasis.

El primer el primer está determinado por las fuerzas centrifugas desencadenadas al tomar una curva. El movimiento vertical puede tener su origen en las irregularidades de la pista o en las cargas aerodinámicas producidas por el propio desplazamiento del coche.

I.- Desplazamiento vertical.	
I.I.- Extensión (chasis más alto que su altura de marcha)	• El centro de gravedad se desplaza linealmente con la misma magnitud y sentido que el chasis. • El centro de balanceo se desplaza linealmente en el mismo sentido que el chasis y con un valor dependiente de la geometría de la suspensión. • El Camber varía poco a negativo. • La vía disminuye ligeramente.
I.II.- Compresión (chasis más bajo que su altura de marcha)	• El centro de gravedad se desplaza linealmente con la misma magnitud y sentido que el chasis.

	• El centro de balanceo se desplaza linealmente en el mismo sentido que el chasis y con un valor dependiente de la geometría de la suspensión. • El Camber varía notablemente a negativo. • La vía aumenta ligeramente.
II.- Desplazamiento por balanceo.	
II.I.- Lado de carga (exterior de la curva)	• El centro de gravedad se balancea radialmente el mismo ángulo del chasis. • El centro de balanceo se desplaza ligeramente hacia el lado descargado dependiendo de la geometría e intentando mantener constante su distancia al *CG* (momento de balaceo) • El Camber baria un poco a positivo. • La vía aumenta ligeramente • La barra estabilizadora tiene más desplazamiento (medido en su bieleta) que en lado no cargado.
II.II.- Lado descargado (interior de la curva)	• El centro de gravedad y el centro de balaceo se ha descrito en el apartado *II.I* • El Camber varia mas a negativo • La via no cambia, prácticamente • La barra estabilizadora tiene poco desplazamiento (medido como desplazamiento vertical de su bieleta de anclaje)

Tabla 3.11: Balanceo del chasis y el desplazamiento vertical de la rueda y/o del chasis.
Fuente: ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil
Elaboración: Los Autores

La acción combinada de estos dos tipos de desplazamiento tiene lugar en el eje frontal al frenar y apuntar el vehículo en una curva. Insistimos en el carácter muy puntual, ya que cualquier otra geometría daría a su vez características distintas.

3.5.- Comprobación del sistema de dirección

Siempre que lo aconsejen los síntomas encontrados en la prueba del vehículo en carretera, o por el desgaste de los neumáticos, deberá efectuarse una revisión metódica del conjunto de mecanismos que forman el tren delantero del vehículo, para lo cual se procede a levantarlo de su parte delantera, de manera que las ruedas queden en el aire y, en estas condiciones, se gira el volante de la dirección en uno y otro sentido. La orientación de las ruedas debe ser suave y fácil en ambos sentidos. Si se notasen agarrotamientos parciales, deberá comprobarse el sistema de mando de las ruedas. Para ello deberá desconectarse el brazo de mando de su unión a la biela de mando (en el caso de dirección de tornillo y sector), o las uniones de los brazos de acoplamiento (en el caso de dirección de cremallera) y, en estas condiciones, se mueve el volante de la dirección en uno y otro sentido.

Si ahora se nota dureza, el defecto es de la caja o columna de dirección, que deberá desmontarse para su comprobación. Si no se nota dureza, la avería está en el resto de los mecanismos que componen el sistema de dirección, y deberá comprobarse que no existan huelgos ni agarrotamientos de ninguno de ellos, observando también la posición de cada uno de los componentes con las ruedas orientadas en posición de línea recta, como ya se dijo, para verificar la simetría de los mismos.

También se comprobarán las holguras posibles en rótulas, cojinetes del pivote, cojinetes de rueda, articulaciones, etc., forzándolas como si se intentase separarlas "de su posición y, asimismo, se comprobará que no haya agarrotamientos parciales en ninguna de estas partes. En caso de encontrar holguras excesivas o agarrotamientos, deberá desmontarse la pieza correspondiente para proceder a su reparación. También se comprobará que no existan fugas de grasa en las rótulas, ni en el propio mecanismo de la dirección.

En todos los casos en que se observen deformaciones, tanto de los componentes del sistema de mando de la dirección, como de los brazos o muelles de la suspensión, deberán cambiarse las piezas defectuosas y no intentar enderezarlas, pues si no quedan perfectamente varían las cotas de la dirección.

En cuanto a la geometría del vehículo se refiere, deberá comprobarse la ortogonalidad de los ejes y la simetría de los componentes. La proyección de los ejes de las ruedas delanteras debe resultar simétrica, como muestra la Figura 3.31, en cuyo caso, las cotas *A* serán iguales, lo que puede comprobarse utilizando una regla.

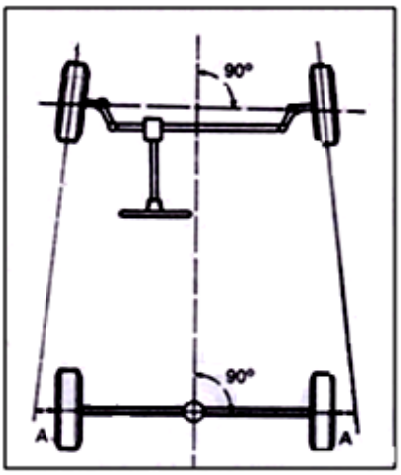


Fig 3.31 Comprobación de la ortogonalidad de los ejes y la simetría de los componentes del sistema de dirección. [68].

Puede ocurrir que el eje delantero o el trasero se encuentren desplazados de su posición, como consecuencia de golpe o accidente, tal como muestra la Figura 3.32, lo que se verifica midiendo la distancia existente entre los centros de las ruedas del mismo lado del vehículo, que deben ser iguales a las del lado opuesto. Este defecto, tanto en el eje delantero como en el trasero, produce un desgaste irregular de los neumáticos afectados; sin embargo, existen vehículos en la actualidad en los cuales, la batalla es mayor en un lado que en otro, debido a la disposición asimétrica de las barras de torsión del sistema de suspensión trasero, tal como muestra la Figura 3.33.

[68]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.569.

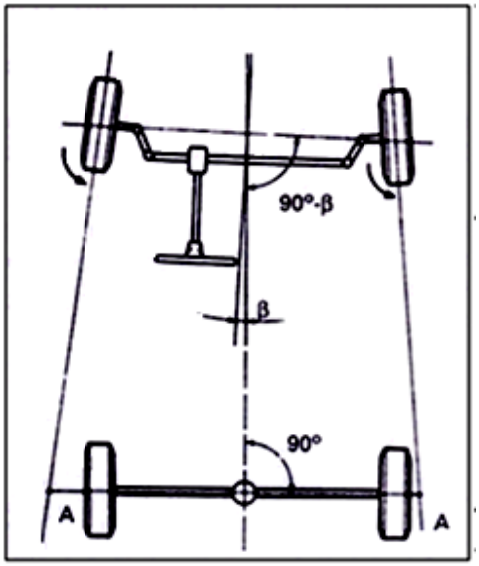


Fig 3.32 Desplazamiento del eje de su posición. [69].

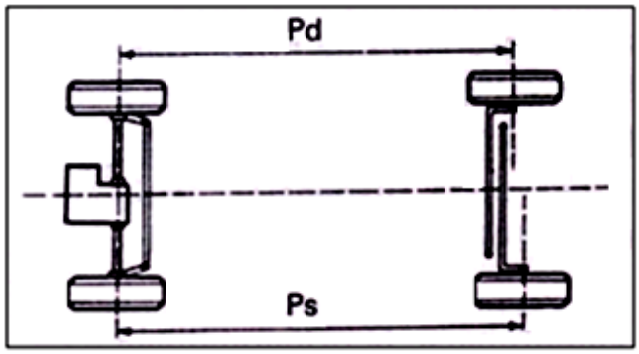


Fig 3.33 Vehículo en el cual la batalla es mayor en un lado que en otro. [70].

Las condiciones de simetría propias del chasis del automóvil, son verificables de distintas formas, de entre las cuales, la más sencilla consiste en disponer el vehículo sobre suelo horizontal y proyectando sobre él, con ayuda de una plomada, los puntos que deban ser verificados, como los centros de las ruedas, brazos de acoplamiento, etc.

También es importante considerar el reparto de pesos sobre el vehículo y, en consecuencia, las alturas al suelo de los distintos puntos, que indicarán si existen

[69]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.569.
[70]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.569.

defectos en el sistema de suspensión, que a su vez repercuten en el de dirección, con el consiguiente comportamiento anormal del vehículo, sobre todo si existen diferencias de altura importantes entre los dos lados de un mismo eje. El control de estas alturas y, consecuentemente, el reparto de cargas, se realiza midiendo la altura del casco al suelo en ambos lados del mismo eje, como muestra la Figura 3.34, para las posiciones de vacío y carga del vehículo. Una compresión excesiva del sistema de suspensión con la carga indica debilidad de los muelles, que por este motivo deben ser sustituidos. Diferencias importantes entre ambos lados indican anomalías de la suspensión en el lado que más baja la carrocería.

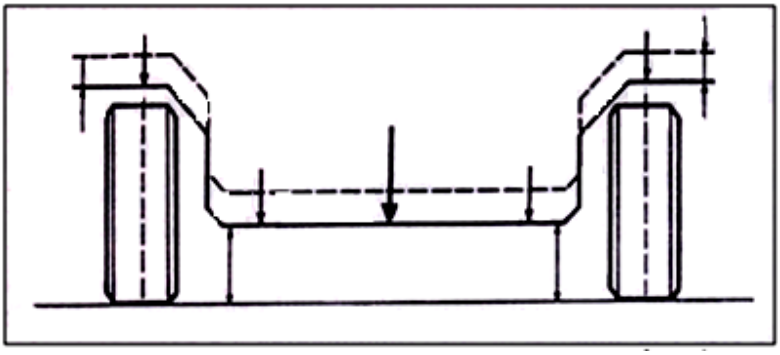


Fig 3.34 Altura de la carrocería con respecto al suelo en distintos puntos del vehículo. [71].

3.6.- Alineación de trenes.

Ya se dijo que cuando se detecte con las oportunas pruebas en carretera, un comportamiento anormal de la dirección de un vehículo (vibraciones, inestabilidad, etc.), o bien cuando se produzca un desgaste irregular de los neumáticos, debe procederse a la operación de alineado de trenes, para lo cual existen máquinas apropiadas, cuyo manejo no difiere mucho de unas a otras y, en las cuales, puede determinarse si las cotas de la dirección son las adecuadas. La variación de las mismas se realiza quitando o poniendo arandelas en diversos puntos, o mediante tirantes regulables.

[71]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.570.

Antes de comenzar a medir los distintos ángulos de los trenes de un vehículo, es preciso realizar una verificación de los sistemas de dirección y suspensión, atendiendo a los siguientes puntos:

- Presión de inflado, estado y dimensiones de los neumáticos.
- Alabeo y alineación de las llantas.
- Estado y apriete de articulaciones de los brazos de suspensión.
- Estado y apriete de las juntas elásticas de la dirección.
- Estado de los amortiguadores y muelles de suspensión.
- Posibles holguras de rodamientos de buje de rueda.
- Simetría de alturas bajo casco.

Cualquier anomalía encontrada, deberá ser subsanada antes de efectuar cualquier medición o corrección.

Es buena norma cuando no se dispone de datos de ninguna clase, fijarse en el desgaste de los neumáticos antes de proceder al reglaje, y dar a la rueda cuyo neumático esté desgastado irregularmente, los valores de las cotas que se obtengan al medir la otra rueda, pues de esta manera se tendrán los mismos valores en las dos, con lo que la dirección quedará en mejores condiciones.

Por último, antes de variar una cota de dirección, deberá comprobarse que los muelles, ballestas o barras de torsión del sistema de suspensión y los brazos oscilantes, no estén deformados ni cedidos, en cuyo caso varían las cotas. También debe tenerse en cuenta que al modificar una cota en la operación de reglaje, se produce alteración de otras en la misma rueda, por lo que estos reglajes deber ser efectuados por tanteos.

La verificación de los ángulos de ambos trenes de un vehículo, se realiza por medio de un equipo alineador de dirección, como el representado en la Figura 3.35, sobre el que se posiciona el vehículo, de manera que las ruedas queden situadas sobre las plataformas giratorias *C*, a una cierta distancia *X* de la pantalla *A* colocada frente al vehículo, bien centrado sobre ella.

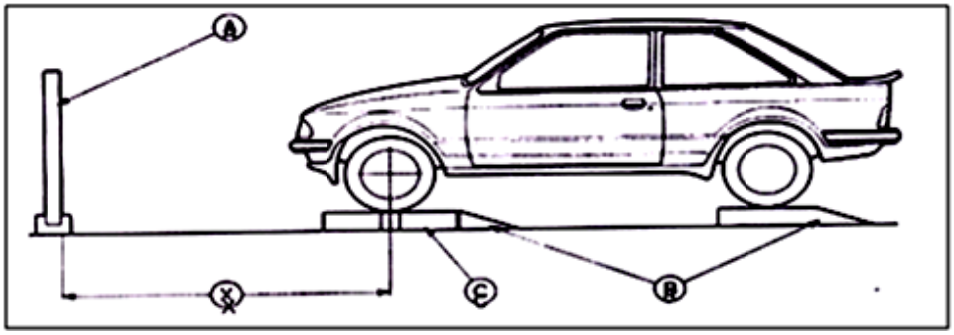


Fig 3.35 Equipo alineador del sistema de dirección de un vehículo. [72].

Completan el equipo unos proyectores que se fijan a ambas ruedas del mismo tren (Fig. 3.36) por medio de un trípode que se acopla en la llanta en los puntos *B* y *D*, variables en longitud por la corredera *C*, que es bloqueada por la palanca *A*, girándola 90° como indica la figura. Una vez fijado el trípode, el proyector debe quedar alineado con el eje de la rueda, tal como se muestra en la figura (vista lateral).

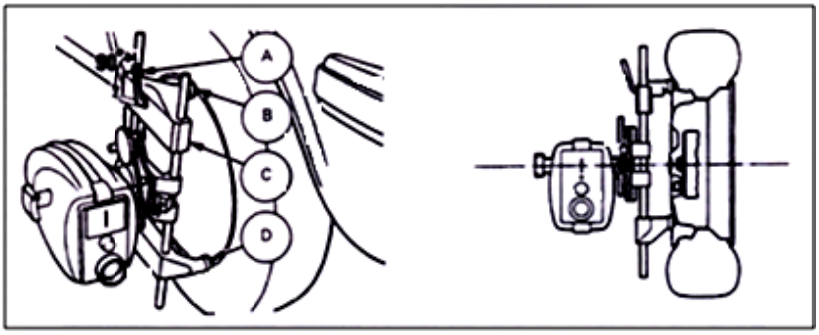


Fig 3.36 Proyectores que se fijan a las ruedas del vehículo. [73].

Con este equipo de medida, antes de proceder a las comprobaciones debe ajustarse el proyector, para lo cual, teniendo la rueda levantada del suelo, se proyectará su haz luminoso sobre la pantalla (Fig. 3.37), de modo que la cruz coincida con la escala de convergencia. En estas condiciones se va girando lentamente la rueda al tiempo que se observan las desviaciones máximas del haz luminoso en cada dirección.

[72]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.578.
[73]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.579.

Detenida la rueda en la posición correspondiente a una de las desviaciones máximas, se actuará sobre las ruletas de reglaje del proyector (en el trípode) para realizar el centrado del haz luminoso, de manera que se mantenga inmóvil con el giro de la rueda. Con esta operación de centrado quedan compensadas las posibles anomalías de alabeo o excentricidad de la llanta, y una vez realizada puede comenzar la verificación de ángulos.

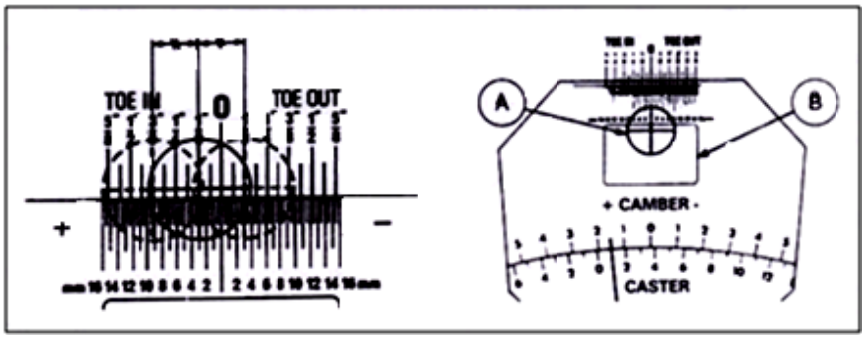


Fig 3.37 Equipo utilizado para la alilneación del sistema de dirección. [74].

Posicionado nuevamente el vehículo con sus ruedas sobre las plataformas giratorias, y liberadas éstas de sus correspondientes anclajes, se procederá a comprimir la suspensión repetidamente, cargando sobre la carrocería, al tiempo que se desplaza el vehículo ligeramente hacia adelante y atrás. Con estos movimientos se pretende dejar el sistema de suspensión en posición de marcha, cuando ha sido modificada esta posición por el levantamiento de las ruedas. En esta posición de marcha y antes de efectuar cualquier medición, deberán comprobarse las alturas de casco, que deben ser las estipuladas por el fabricante. En muchos casos, estas alturas son específicas para realizar las mediciones y se logran por compresión de los trenes por medio de gatos apropiados. Los puntos en que se mide la altura de la carrocería al suelo son especificados por el fabricante y, generalmente, son los de fijación del gato para el levantamiento del vehículo.

[74]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.579.

Otros alineadores de dirección, como el representado en la Figura 3.38 realizan las mediciones por transmisión de rayos infrarrojos. Las ruedas se sitúan sobre platos giratorios electrónicos conectados al ordenador y sobre ellas se posicionan convenientemente los captadores, que transmiten por vía de rayos infrarrojos las señales de medición al ordenador. En este tipo de alineador no es preciso efectuar la operación de alabeo de rueda, ya que se realiza de manera automática.

Fig 3.38 Alineador moderno. [75].

Cualquiera que sea el tipo de alineador, la medición y el control de ángulos de la geometría de la dirección se fundamenta en los mismos principios. La lectura de algunos ángulos será directa, mientras que la de otros se obtendrá basándose en reglas trigonométricas.

La medida del ángulo de caída es inmediata, colocando el captador paralelo a la llanta, leyendo posteriormente la indicación. El ángulo de caída se puede comprobar de forma rápida por medio de una escuadra, como muestra la Figura 3.39, midiendo seguidamente la distancia de la rueda a la escuadra en los puntos señalados. El ángulo de caída se calcula con la expresión:

$$\tan\beta = \frac{B - A}{h}$$

[75]www.ingequiposautomotriz.com/alineadorCA5000.htm

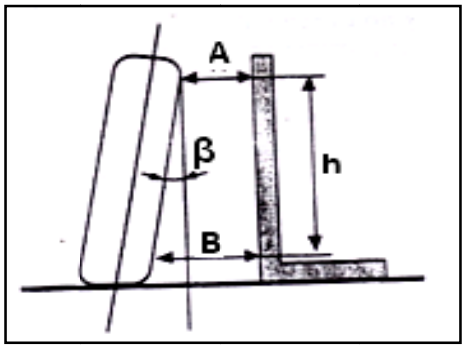
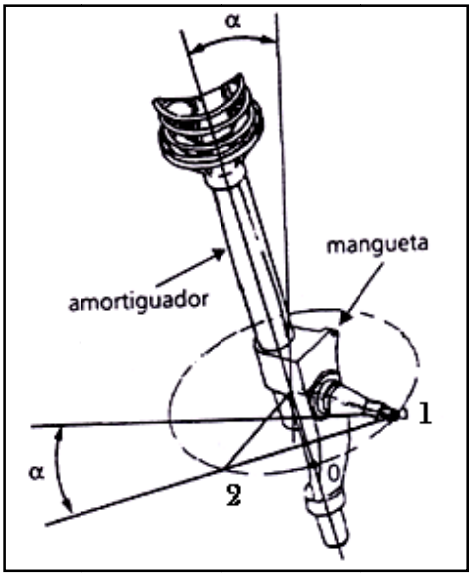


Fig 3.39 Medida del ángulo de caída. [76].

El ángulo de avance no se puede medir directamente, ya que es imposible montar un sensor sobre un eje imaginario. Para obtenerlo nos basamos en que la variación de la caída que se produce al orientar las ruedas está relacionada con el ángulo de avance. Esto se conoce como medida del avance por diferencias de caída. La Figura 3.40 muestra gráficamente este proceso en el que la medición se realiza en dos posiciones de giro distintas a partir de las cuales se determina el ángulo de avance. De manera similar se realiza la medida del ángulo de salida, teniendo en cuenta que debe tomarse en un plano a 90° del correspondiente a la medida del avance.



[76]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.581.

Fig 3.40 Proceso en el cual se determina la medición del ángulo de avance. [77].

En los alineadores informatizados, estas mediciones se realizan automáticamente y al mismo tiempo, siguiendo las pautas de giro de las ruedas especificadas en el correspondiente manual de utilización de la máquina.

El procedimiento a seguir para efectuar las medidas, difiere según el modelo de alineador; pero en general, una vez ajustado se obtiene directamente el ángulo de inclinación de rueda, proyectando sobre la correspondiente escala de la pantalla, mientras que la convergencia se lee en una rueda, teniendo la otra alineada en posición cero. El avance suele medirse girando el volante de la dirección 20° en un sentido para poner a cero el proyector, y después otros 20° en sentido contrario para efectuar la lectura. En otros alineadores pueden medirse directamente los ángulos de caída y salida, que en su conjunto forman el ángulo de inclinación de la rueda, como es sabido.

El ángulo de viraje de las ruedas se mide generalmente sobre las plataformas giratorias sobre las que descansan y, generalmente, para un giro de la rueda exterior de 20°, debe obtenerse un ángulo de orientación de 23° en la rueda interior. En cualquier caso, la diferencia de los ángulos de orientación de las ruedas ha de ser igual para cualquier sentido de giro del volante. Si no es así, existen deformaciones en los brazos de acoplamiento, que deberán sustituirse.

Es relativamente frecuente encontrar en los manuales de especificación de los vehículos, denominaciones particulares de los distintos ángulos de trenes; pero en general vienen acompañadas de los correspondientes dibujos, por lo cual resulta sencillo de entender cuál es cada uno de los ángulos que se pretende medir.

Los valores obtenidos para los distintos ángulos en cada una de las ruedas de un mismo eje, deben ser los estipulados por el fabricante y, en cualquier caso, similares en ambas ruedas, estableciendo en general tolerancias inferiores a 30'. Mayores diferencias se traducen en anomalías del sistema de dirección e inestabilidad en la marcha del

[77]ALONSO José Manuel, “Técnicas del Automóvil - Chasis”, Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.581.

vehículo. En la siguiente tabla se detalla las causas de diferentes anomalías y los defectos que producen.

DEFECTOS	CAUSAS POSIBLES
Trayectoria no rectilínea. Desviación a la derecha o a la izquierda.	Diferencia entre los ángulos de avance o caída. Derivas de neumáticos diferentes. Altura de caja (derecha - izquierda) diferente.
Desvío al acelerar, al frenar y en carreteras irregulares y desgaste rápido de los neumáticos.	Variaciones del paralelismo diferentes entre las dos ruedas. Reglaje de altura de dirección defectuoso.
Desgaste anormal de un neumático por el interior.	Angulo de avance. Altura de caja diferente.
Desgaste más rápido de un neumático	Altura de caja diferente.
Desgaste anormal de un neumático por el exterior.	Angulo de caída.
Desgaste de los neumáticos por el exterior.	Dirección calada demasiado alta, pero con variación del paralelismo igual en los dos lados. Demasiada convergencia.
Desgaste de los neumáticos por el interior.	Demasiada divergencia.

Tabla 3.12: Causas de diferentes anomalías y los defectos que producen los ángulos defectuosos.
Fuente: ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil
Elaboración: Los Autores

En algunos vehículos suele disponerse un tirante lateral en la fijación del brazo superior de suspensión al chasis, el cual es regulable en longitud (Fig. 3.41 *A*), de manera que variando esta longitud puede corregirse el ángulo de avance, lo que a la vez modifica el ángulo de salida ligeramente. Acortando el tirante por roscado del brazo disminuye el ángulo de avance y alargándolo aumenta. En otros casos, esta corrección se realiza colocando suplementos calibrados 1 (Fig. 3.41 *B*) en la parte trasera de la fijación del brazo inferior de suspensión. En otros modelos, utilizando estos mismos calces en la fijación del brazo superior puede corregirse el ángulo de inclinación de la rueda y en

otras disposiciones, el eje de fijación de este brazo se monta excéntrico con este mismo fin.

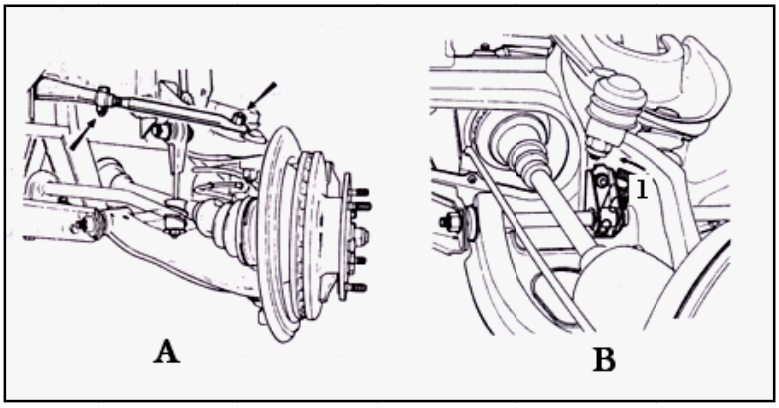


Fig 3.41 Forma de calibración de los difenetnes ángulos de la geometria de la dirección. [78].

Por lo que se refiere a la corrección de la convergencia, se actúa sobre la longitud de los brazos de acoplamiento, como muestra la Figura 3.42 *A*, para alargarlo o acortarlo, según se requiera, lo que se logra aflojando la tuerca *E* al tiempo que se mantiene fijo el brazo de acoplamiento en *P*. Después de ello, teniendo la rótula suelta de su alojamiento, se rosca o desenrosca lo suficiente para corregir la convergencia. A título orientativo diremos que en cada vuelta se hace variar un milímetro la longitud del brazo.

En los vehículos dotados con dirección de cremallera fijada al chasis, la convergencia debe medirse con el vehículo vacío y posteriormente en carga. Las variaciones experimentadas entre estas dos medidas deberán estar comprendidas dentro de las tolerancias dadas por el fabricante. Las correcciones necesarias se realizan modificando la fijación de la dirección al chasis (Fig. 3.42 *B*) para la variación vacío-carga, y de la forma convencional en los brazos de acoplamiento para la convergencia.

[78]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.583.

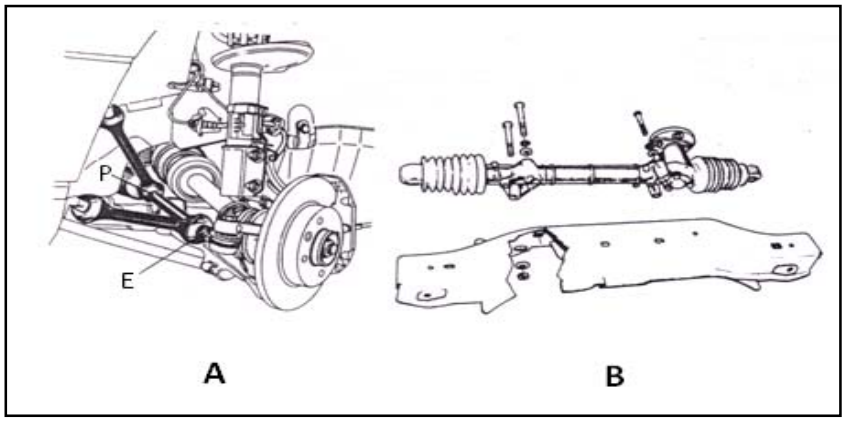
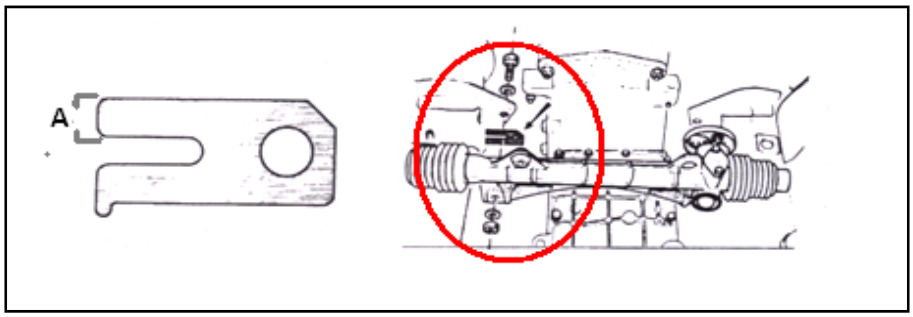


Fig 3.42 Forma de calibración la convergencia en el sistema de dirección. [79].

Algunos sistemas de fijación de la dirección disponen calces calibrados (Fig. 3.43), cuyo espesor *A* difiere de unos a otros, permitiendo el posicionamiento de la dirección a diferentes alturas para realizar el correspondiente reglaje. Cuanto mayor sea el espesor *A* del calce, más baja queda posicionada la dirección.



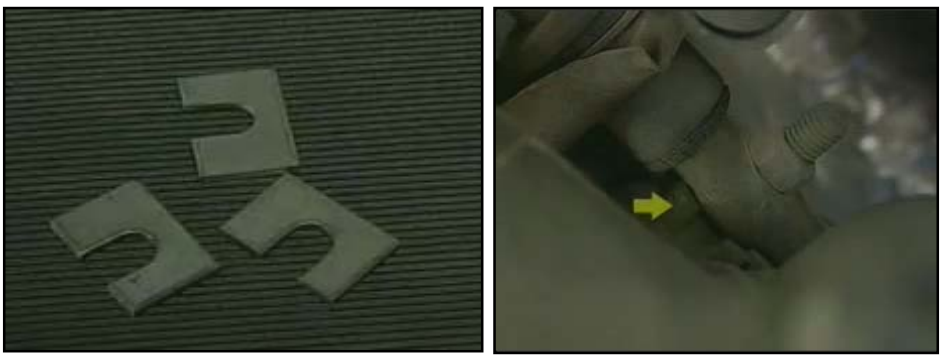


Fig 3.43 Lamina o calce utilizado para el reglade de la dirección. [80].

[79]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.584.

CAPÍTULO IV.

ELABORACIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y SUSPENSIÓN DELANTERA INDEPENDIENTE DE UN VEHÍCULO DE PROPULSIÓN.

En los capítulos anteriores hemos realizado una aportación teórica la cual creemos ha sido necesaria para el buen entendimiento tanto del sistema de suspensión, el de dirección y sus cotas que conforman una parte esencial para el correcto funcionamiento del vehículo.

El objetivo de este capítulo es la elaboración y construcción del banco didáctico del sistema de dirección y suspensión delantera del vehículo. En este apartado vamos a detallar los componentes que conforman nuestro banco de tesis así como también los pasos que se siguieron para la construcción y elaboración del mismo.

4.1.- Diseño del banco didáctico del sistema de dirección y suspensión.

Para el diseño del banco se tomó en cuenta que nuestro sistema de suspensión es independiente del tipo de brazos articulados superpuestos, o también llamado trapecio articulado. Otro punto importante que se considero para el diseño de la estructura, es el ancho de vía, es decir la longitud que posee la maqueta de neumático a neumático, como también la altura del neumático; los puntos principales de sujeciones de la maqueta son en donde la misma va unida al chasis cuando esta trabaja en el vehículo, estos puntos son claves ya que sobre ellos va estar distribuido el peso de la maqueta y de los diversos componentes que van a estar en ella.

Se tiene que contar con un diseño, el cual albergue todos componentes que conforman el banco, para ello se tiene que optimizar la distribución de espacio en la maqueta con el fin de colocar los elementos mecánicos los mismos que tiene el propósito de modificar los ángulos de la geometría de la dirección como también simular el

[80]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, p.584.

comportamiento de la suspensión. Al ser un banco didáctico destinado a la enseñanza y al aprendizaje, se debe tener presente un alto nivel de seguridad de todos los mecanismos que lo conforman, así como también un fácil y rápido acceso a cada uno de los elementos constitutivos de dicho banco didáctico.

La estructura debe soportar el peso del eje delantero y de los demás elementos sin tener mayores deformaciones en las secciones. Será importante que al momento del diseño se distribuya adecuadamente cada elemento, garantizando el uso del material necesario, y, así contar con una estructura liviana y de fácil transporte buscando con ello la disminución del costo de fabricación.

La construcción de la estructura debe certificar un buen factor de seguridad, el mismo que está ligado con un periodo largo de duración de la estructura. El diseño más adecuado para la maqueta para que cumpla con todo lo antes citado se puede apreciar en el siguiente grafico.

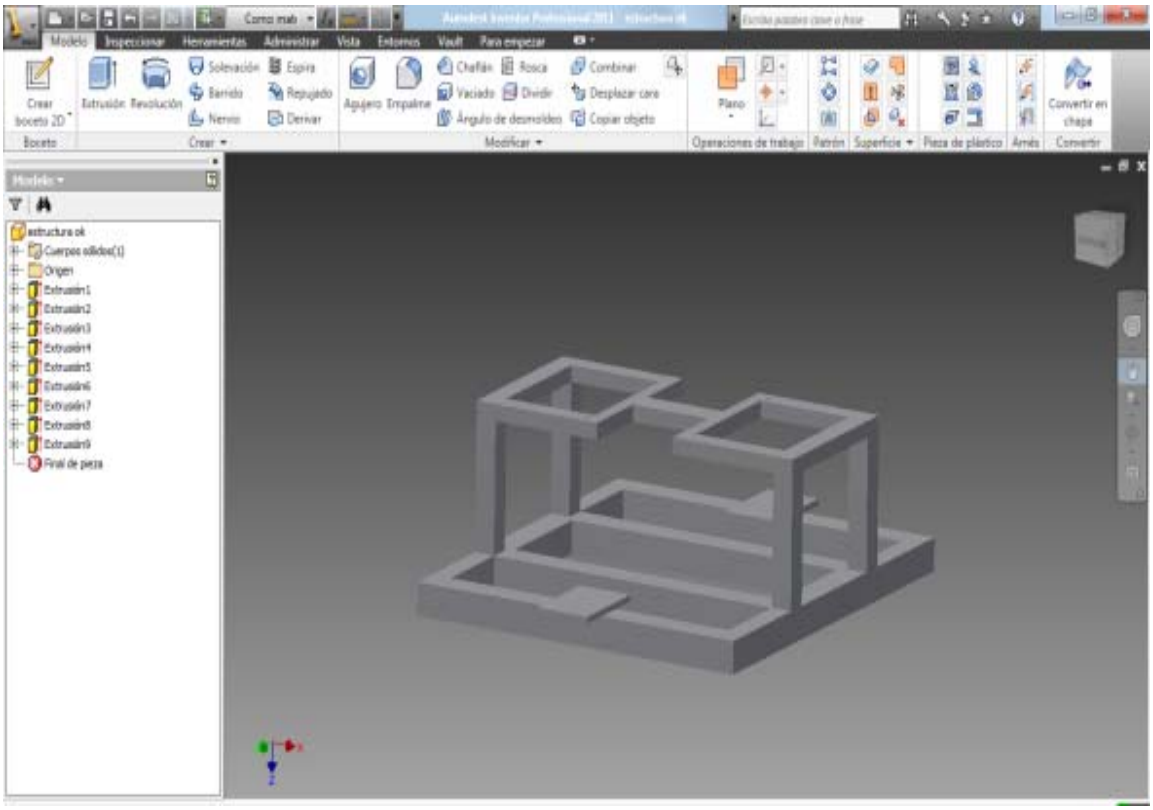


Gráfico 4.1: Diseño del banco didáctico del sistema de dirección y suspensión.
Fuente: Autodesk Inventor Professional 2011.
Elaboración: Los Autores.

4.2.- Calculo estructural.-

Una vez que se tiene el diseño de la estructura, se procedió a realizar el cálculo estructural, para lo cual es necesario pesar el conjunto que conforma la dirección y la suspensión en una balanza electrónica.

Gráfico 4.2: Pantalla digital de la balanza electrónica utilizada para pesar la maqueta.
Elaboración: Los Autores.

Gráfico 4.3: Momento en que el eje delantero está siendo pesado en la balanza electrónica.
Elaboración: Los Autores.

En primera instancia se pesó el todo el eje delantero, seguidamente se pesó la barra estabilizadora con las barras que conforman la tiranteria de la direccion, y por ultimo los aros y neumaticos que van a conformar todo el banco didactico, dando como resultado un peso de 280 libras, a lo cual tenemos que considerar un peso extra por los componentes mecanicos que van a intervenir en el banco como son los motores de paso, grupo hidraulico, etc., por ende se le agregó 40 libras más dando como resultado un peso total de 320 libras (lb).

Las trecientas veinte libras van a estar distribuidas en cuatro puntos principales de la estructura, los mismos puntos en los cuales se sujeta el eje delantero al chasis cuando este esta en el vehiculo como lo indica la siguiente fotografia.

Gráfico 4.4: Distribución del peso del eje delantero en la estructura.
Elaboración: Los Autores.

Una vez ya establecido el peso total que debe soportar la estructra y las dimensiones que tiene el eje delantero se procedío a realizar el calculo estructural, para ello se utilizó un sofware propio para el calculo de estructuras llamado "*Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011*".

"*Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011*" es un programa sofisticado y de fácil manejo, a través del cual es posible crear y modificar un modelo

estructural, ejecutar el análisis del mismo, así como revisar y optimizar el diseño de cada elemento. Los resultados se presentan de una manera gráfica en tiempo real. Posee una rápida solución de ecuaciones, esfuerzos y desplazamientos inducidos por cargas.

Una vez ya conocido el programa se procede a realizar un bosquejo de la estructura, con sus nodos (uniones) y sus barras respectivamente. A continuación se expone una grafica y una tabla en la cual se ilustra tanto el número de nodos como la ubicación de los mismos en la estructura.

Nodos (uniones)			
Nodos	**X (m)**	**Z (m)**	**Apoyo**
2	0,0	0,0	Empotrado
3	1,250	0,0	Empotrado
5	0,0	0,0	Empotrado
6	1,250	0,0	Empotrado
9	0,0	0,0	
10	1,250	0,0	
11	0,0	0,0	
12	1,250	0,0	
13	0,0	0,650	
14	0,0	0,650	
15	1,250	0,650	
16	1,250	0,650	
17	0,480	0,650	
21	0,805	0,650	
22	0,805	0,650	
24	0,805	0,650	
25	0,480	0,650	
26	0,480	0,650	

Tabla 4.1: Numero de nodos en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores.

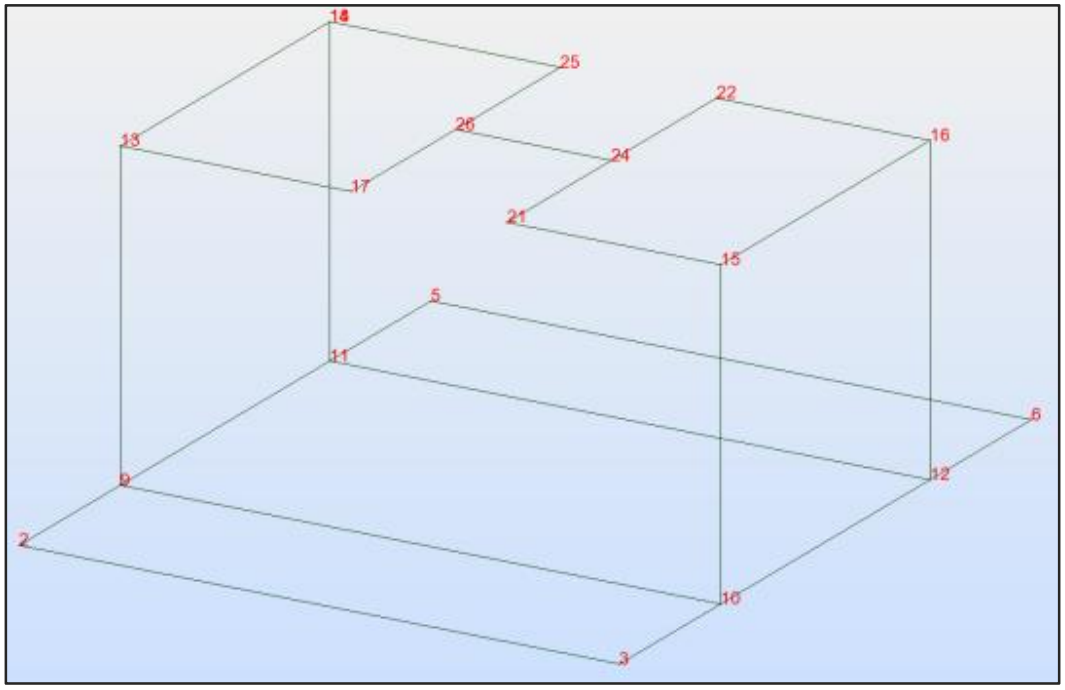


Gráfico 4.5: Ubicación de los nodos en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores.

Cada uno de los nodos antes mostrados debe unirse con sus barras respectivas; en la siguiente tabla se muestra enumerada cada una de las barras que conforma la estructura, así como también con que nodos van entrelazados y la longitud de cada una de las barras que conforma la estructura.

Barras							
Barra	**Nodo 1**	**Nudo 2**	**Sección**	**Material**	**Longitud (m)**	**Gama (Deg)**	**Tipo**
1	2	3	RECT_50x5051,5	ACERO A36	1,250	0,0	Barra
3	2	5	RECT_50x5051,5	ACERO A36	1,485	0,0	Barra
4	5	6	RECT_50x5051,5	ACERO A36	1,250	0,0	Barra
5	6	3	RECT_50x5051,5	ACERO A36	1,485	0,0	Barra
7	9	10	RECT_50x5051,5	ACERO A36	1,250	0,0	Barra
8	11	12	RECT_50x5051,5	ACERO	1,250	0,0	Barra

				A36			
9	9	13	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,650	0,0	Barra
10	11	14	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,650	0,0	Barra
11	10	15	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,650	0,0	Barra
12	12	16	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,650	0,0	Barra
13	13	17	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,480	0,0	Barra
14	14	25	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,480	0,0	Barra
15	15	21	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,445	0,0	Barra
16	16	22	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,445	0,0	Barra
17	15	16	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,755	0,0	Barra
18	21	22	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,755	0,0	Barra
20	13	14	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,755	0,0	Barra
22	17	25	RECT_50x5051,5	ACERO A36	0,755	0,0	Barra
23	26	24	Rect_50x5051,5	ACERO A36	0,325	0,0	Barra

Tabla 4.2: Representación del numero, uniones, material y longitud de las barras en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores.

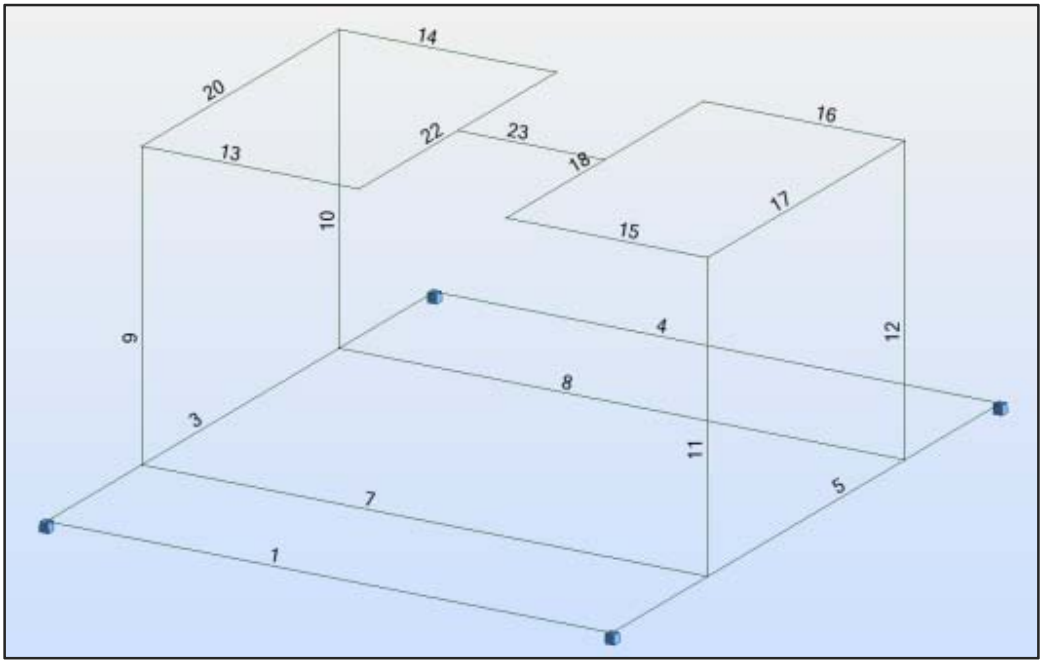


Gráfico 4.6: Numeración de las barras sobre el bosquejo de la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores.

Para la elaboración del banco de la dirección y suspensión delantera, el perfil recomendado y utilizado fue el de sección rectangular de 50 milímetros (mm) por 50 mm y de espesor de pared de 1,5 mm (figura inferior), las características de este material se puede ver en el anexo uno.

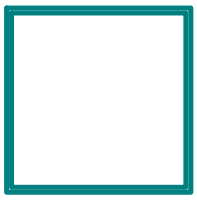


Gráfico 4.7: Perfil usado para la elaboración de la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores

Características del perfil	
Longitud de la sección HY	5 cm.
Longitud de la sección HZ	5 cm.
Espesor de pared.	1,5 mm
Área de la sección AX	2,91 [cm2]
Material	Acero A36

Tabla 4.3: Características básicas que posee el perfil utilizado en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.

Elaboración: Los Autores.

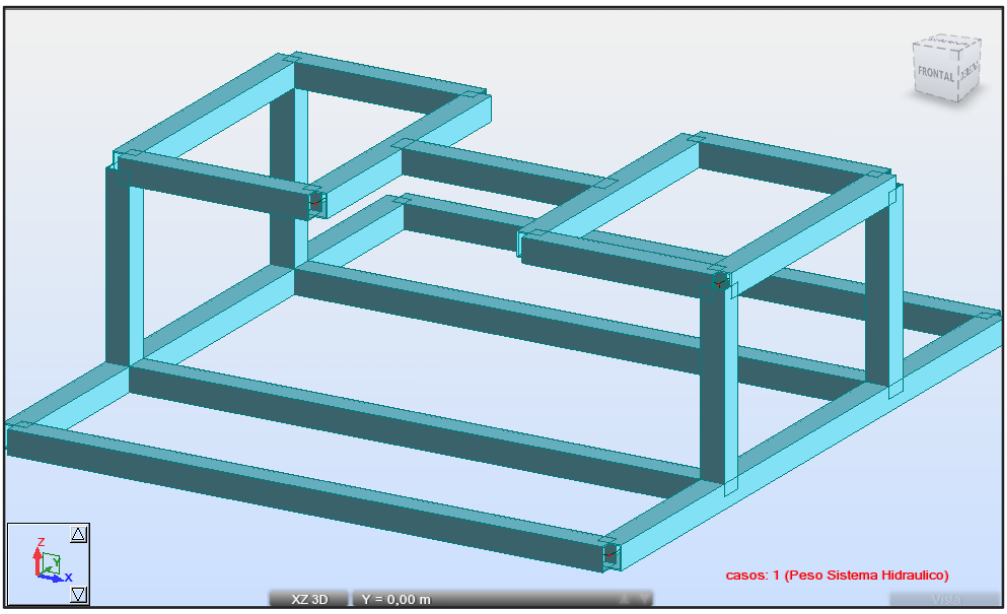


Gráfico 4.8: Bosquejo de la estructura usando el perfil rectangular.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores

El peso total que va a poseer únicamente la estructura con el perfil antes mencionado es de 36 Kg, es importante recalcar que el peso de la barra por unidad de longitud es de 2,29 Kg/m, los detalles se pueden apreciar en la siguiente tabla de datos.

Tipo	Número	Longitud (m)	Peso por unidad (Kg/m)	Peso de la barra (Kg)	Peso total (Kg)	Superficie pintada (m2)
ACERO						
RECT_50x5051,5	1	0,330	2,29	0,75	1	0,07
RECT_50x5051,5	2	0,450	2,29	1,03	2	0,18
RECT_50x5051,5	2	0,480	2,29	1,10	2	0,19
RECT_50x5051,5	4	0,650	2,29	1,49	6	0,52
RECT_50x5051,5	4	0,760	2,29	1,74	7	0,61
RECT_50x5051,5	4	1,250	2,29	2,86	11	1,00
RECT_50x5051,5	2	1,490	2,29	3,40	7	0,60
Total	19	15,810	2,29	36,13	36	3,16

Tabla 4.4: Peso de la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores.

A continuación se procedió a colocar las cargas que va a soportar la estructura mediante la simulación del programa en los cuatro puntos principales de soporte; como ya se mencionó anteriormente el peso total del eje delantero en conjunto con su tirantearía (barras), los neumáticos y los elementos mecánicos que intervienen en la realización de esta investigación fue de 1423,4 N. (320 lb), los mismos que de deben dividir en cargas iguales para los cuatro puntos de apoyo en los que va a estar sujeto la maqueta dando como resultado una carga de 355,85 N.

En la simulación que nos brinda el programa de cálculo de estructuras el valor situado en cada punto de apoyo es de 0,36 KN que es equivalente a los 355,85 N. Estas cargas van en dirección paralela al eje "Z" considerándose negativas ya que poseen un sentido inverso a la disposición del eje "Z".

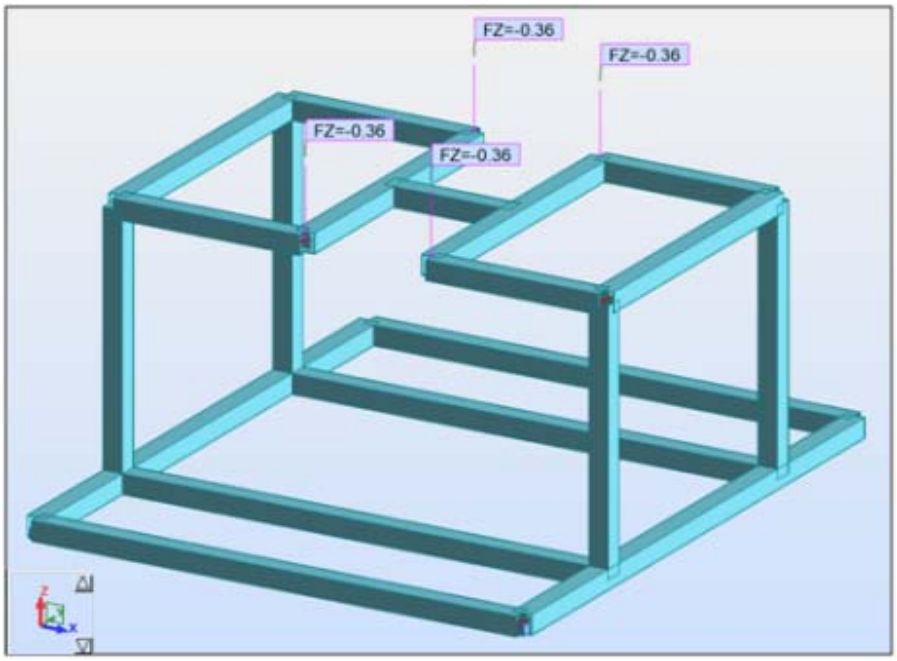


Gráfico 4.9: Distribución de las fuerzas que intervienen en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores

En la tabla a continuación se observa de forma detallada los resultados que producen estas cargas sobre la estructura, se determina la fuerza en el eje "X" en el eje "Y" y en el eje "Z" así como también los momentos que se producen en cada uno de los ejes con respecto a cada barra y nodo que se encuentra en la estructura.

Barra/Nodo/Caso			FX (kN)	FY (kN)	FZ (kN)	MX (kNm)	MY (kNm)	MZ (kNm)
1/	2/	1	0,0	0,0	0,01	0,0	-0,00	0,0
1/	3/	1	0,0	0,0	-0,01	0,0	-0,00	0,0
3/	2/	1	0,04	-0,01	0,42	0,01	-0,10	-0,00
3/	5/	1	0,04	0,01	-0,42	-0,01	-0,10	-0,00
4/	5/	1	0,0	0,0	0,01	0,0	-0,00	0,0
4/	6/	1	0,0	0,0	-0,01	0,0	-0,00	0,0
5/	6/	1	0,04	-0,01	0,44	0,01	-0,10	-0,00
5/	3/	1	0,04	0,01	-0,44	-0,01	-0,10	-0,00
7/	9/	1	-0,22	-0,00	0,02	0,00	-0,01	0,00
7/	10/	1	-0,22	-0,00	-0,01	0,00	-0,01	0,00
8/	11/	1	-0,22	0,00	0,02	-0,00	-0,01	-0,00
8/	12/	1	-0,22	0,00	-0,01	-0,00	-0,01	-0,00
9/	9/	1	0,39	0,07	-0,23	0,00	0,02	0,04
9/	13/	1	0,38	0,07	-0,23	0,00	-0,13	-0,01
10/	11/	1	0,39	-0,07	-0,23	-0,00	0,02	-0,04
10/	14/	1	0,38	-0,07	-0,23	-0,00	-0,13	0,01
11/	10/	1	0,42	0,08	0,23	-0,00	-0,02	0,04
11/	15/	1	0,40	0,08	0,23	-0,00	0,13	-0,01
12/	12/	1	0,42	-0,08	0,23	0,00	-0,02	-0,04
12/	16/	1	0,40	-0,08	0,23	0,00	0,13	0,01
13/	13/	1	0,23	0,08	0,37	0,00	-0,13	0,01
13/	17/	1	0,23	0,08	0,36	0,00	0,05	-0,03
14/	14/	1	0,23	-0,08	0,37	-0,00	-0,13	-0,01
14/	25/	1	0,23	-0,08	0,36	-0,00	0,05	0,03
15/	15/	1	0,23	-0,08	0,39	-0,00	-0,13	-0,01
15/	21/	1	0,23	-0,08	0,38	-0,00	0,05	0,03
16/	16/	1	0,23	0,08	0,39	0,00	-0,13	0,01
16/	22/	1	0,23	0,08	0,38	0,00	0,05	-0,03
17/	15/	1	-0,01	-0,00	0,01	0,00	-0,01	0,00
17/	16/	1	-0,01	-0,00	-0,01	0,00	-0,01	0,00
18/	21/	1	0,08	0,23	0,02	-0,05	-0,00	0,03
18/	22/	1	0,08	-0,23	-0,02	0,05	-0,00	0,03
20/	13/	1	-0,00	0,00	0,01	-0,00	-0,01	-0,00
20/	14/	1	-0,00	0,00	-0,01	-0,00	-0,01	-0,00
22/	17/	1	0,08	-0,23	-0,00	0,05	-0,00	-0,03
22/	25/	1	0,08	0,23	0,00	-0,05	-0,00	-0,03
23/	26/	1	0,46	0,00	-0,02	-0,00	0,10	0,00
23/	24/	1	0,46	0,00	-0,03	-0,00	0,09	-0,00

Tabla 4.5: Fuerzas y momentos que actúan en los nodos y barras de la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores.

En los nodos y barras en donde mayor es la fuerza en el sentido del eje “X” es en la barra 23 nodo 24 y 26 (ver gráfico 4.10). De la misma manera la mayor fuerza que sufre el la estructura en el sentido del eje “Y” se da en las barras 18 y 22 y entre sus nodos 21, 22 y 17, 25 respectivamente (ver figura 4.11), mientras tanto en el sentido del eje “Z” la mayor fuerza se registra en la barra 5 entre su nodo 6 y 3 (ver figura 4.12). En cuanto se refiere a los momentos producidos en el eje “X”, “Y” y “Z” no son significantes, en la tabla numero 4.5 se los representa a cada uno de ellos, los gráficos de estos momentos se encuentran en el anexo uno.

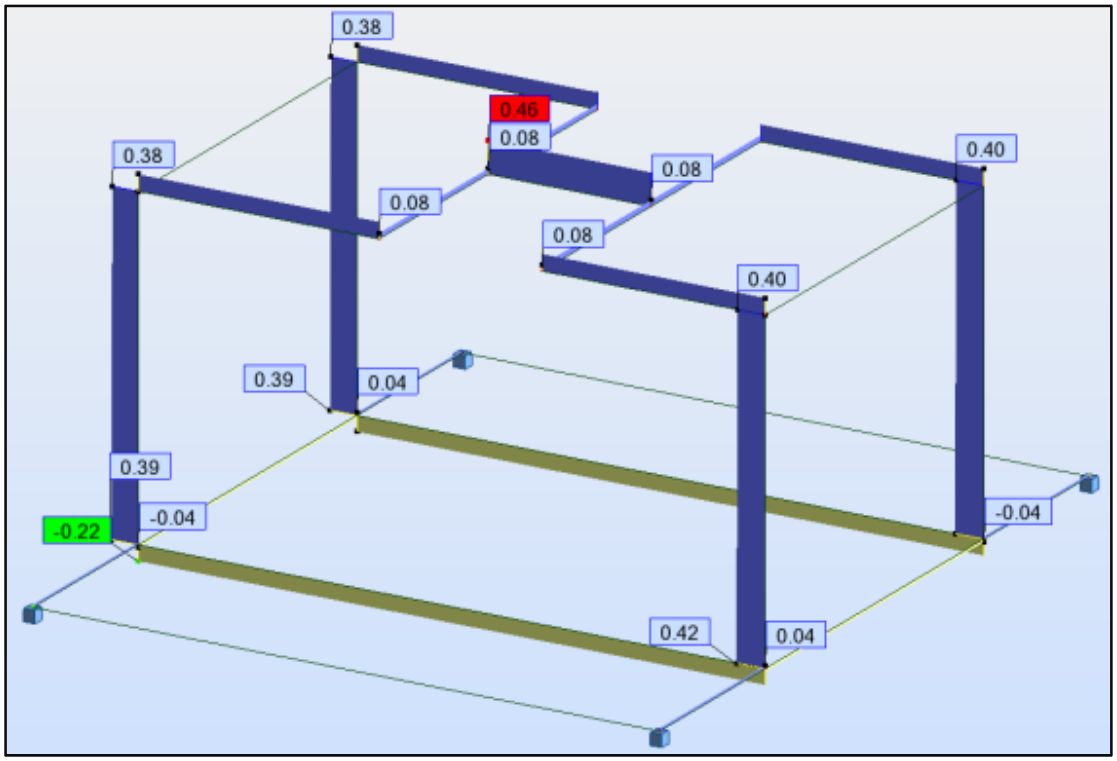


Gráfico 4.10: Fuerzas representadas en dirección del eje X en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores

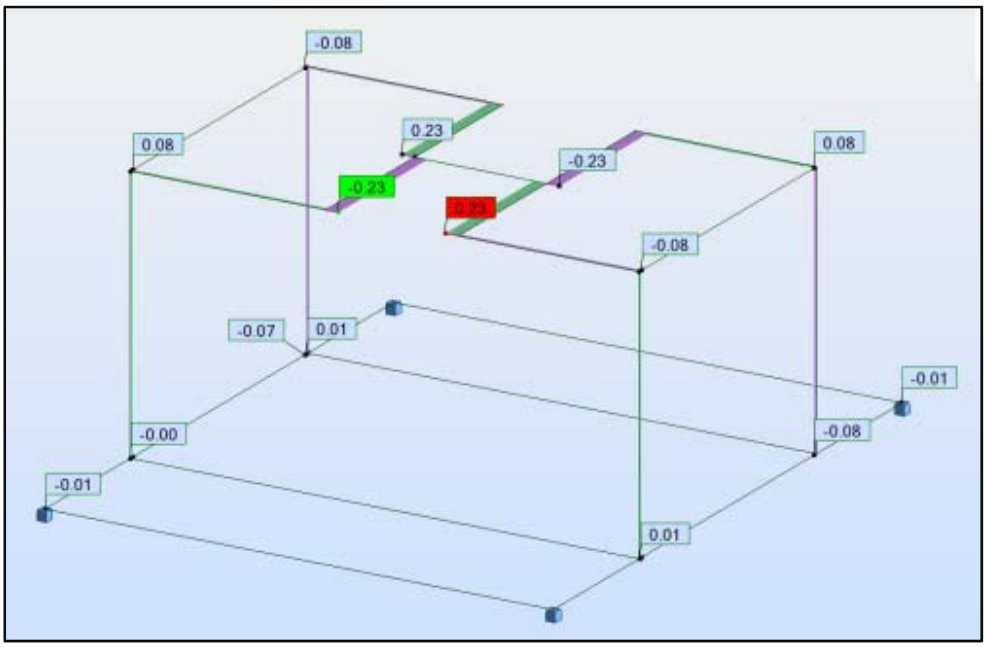


Gráfico 4.11: Fuerzas representadas en dirección del eje Y en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores

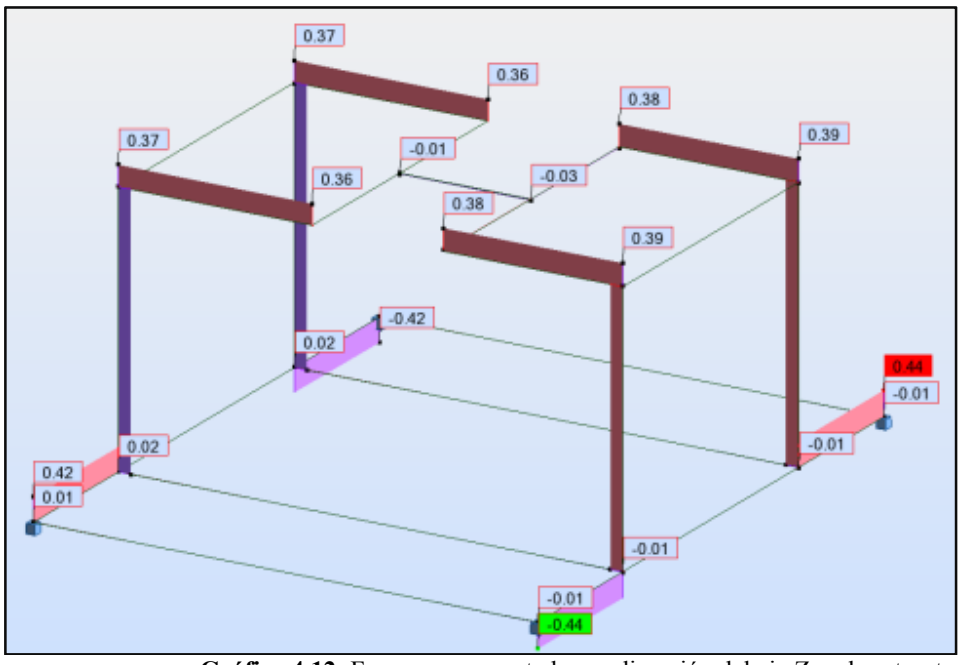


Gráfico 4.12: Fuerzas representadas en dirección del eje Z en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores

Los valores de la deformación que sufre la estructura se encuentran en la tabla 4.6, como es evidente en el sentido del eje "X" no hay una deformación considerable, de

igual forma sucede en el eje "Y", mientras que las deformaciones que se sufre en dirección del eje "Z" son las más significativas ya que en este eje se está representando el peso total de la maqueta, siendo los nodos 17, 21, 22, 24, 25 y 26 (ver figura 4.5 ubicación de los nodos en la estructura.) donde se tiene una mayor entre valores que van de 0,096 a 0,10 cm (ver la tabla 4.6); las deformaciones antes mencionadas, no tienen mucha influencia, ya que el perfil utilizado nos ayuda a que estas sean mínimas en la estructura y sobre todo a que el factor de seguridad sea adecuado para la maqueta, como se verá más adelante.

Nodo	UX (cm)	UY (cm)	UZ (cm)	RX (Rad)	RY (Rad)	RZ (Rad)
2 / MAX	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2 / MIN	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3 / MAX	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3 / MIN	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5 / MAX	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5 / MIN	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6 / MAX	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6 / MIN	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9 / MAX	-0,000	-0,000	-0,013	-0,000	-0,000	0,000
9 / MIN	-0,000	-0,000	-0,013	-0,000	-0,000	0,000
10 / MAX	0,000	-0,000	-0,013	-0,000	0,000	-0,000
10 / MIN	0,000	-0,000	-0,013	-0,000	0,000	-0,000
11 / MAX	-0,000	0,000	-0,013	0,000	-0,000	-0,000
11 / MIN	-0,000	0,000	-0,013	0,000	-0,000	-0,000
12 / MAX	0,000	0,000	-0,013	0,000	0,000	0,000
12 / MIN	0,000	0,000	-0,013	0,000	0,000	0,000
13 / MAX	0,007	0,000	-0,013	0,000	0,001	-0,000
13 / MIN	0,007	0,000	-0,013	0,000	0,001	-0,000
14 / MAX	0,007	0,000	-0,013	-0,000	0,001	0,000
14 / MIN	0,007	0,000	-0,013	-0,000	0,001	0,000
15 / MAX	-0,009	-0,000	-0,014	0,000	-0,001	0,000
15 / MIN	-0,009	-0,000	-0,014	0,000	-0,001	0,000
16 / MAX	-0,009	-0,000	-0,014	-0,000	-0,001	-0,000
16 / MIN	-0,009	-0,000	-0,014	-0,000	-0,001	-0,000
17 / MAX	0,007	0,000	-0,100	0,000	0,002	0,000
17 / MIN	0,007	0,000	-0,100	0,000	0,002	0,000
21 / MAX	-0,009	-0,000	-0,096	-0,000	-0,002	-0,000
21 / MIN	-0,009	-0,000	-0,096	-0,000	-0,002	-0,000
22 / MAX	-0,009	-0,000	-0,096	0,000	-0,002	0,000
22 / MIN	-0,009	-0,000	-0,096	0,000	-0,002	0,000
24 / MAX	-0,001	-0,000	-0,096	-0,000	-0,001	-0,000

24 / MIN	-0,001	-0,000	-0,096	-0,000	-0,001	-0,000
25 / MAX	0,007	-0,000	-0,100	-0,000	0,002	-0,000
25 / MIN	0,007	-0,000	-0,100	-0,000	0,002	-0,000
26 / MAX	-0,001	-0,000	-0,099	-0,000	0,001	-0,000
26 / MIN	-0,001	-0,000	-0,099	-0,000	0,001	-0,000

Tabla 4.6: Deformaciones que se producen en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores.

En el siguiente grafico se representa las deformaciones que se dan en la estructura y los puntos exactos en donde se produce la deformación así como los valores en cada uno de los mismos.

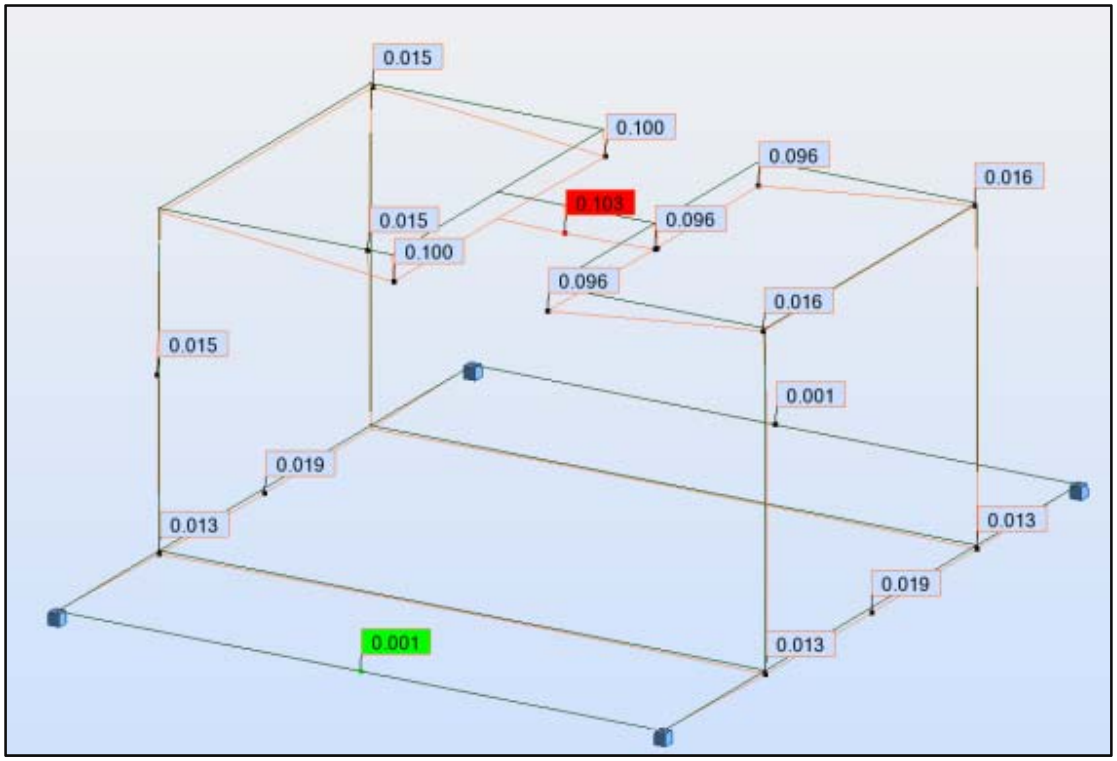


Gráfico 4.13: Deformación producida en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores

Las tensiones que sufre la estructura se representan en la siguiente tabla, en la cual se especifica tanto la barra como el nudo en el cual se están produciendo las tensiones respectivas. En el programa "*Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011*" define a la letra "S" como el esfuerzo que está sufriendo el elemento (cada una de

sus barras y nodos); el valor de “S” no debe exceder el valor del esfuerzo máximo de fluencia “Re”, con los dos se calcula el factor de seguridad que no es más que el cociente entre el esfuerzo máximo de fluencia y el esfuerzo que está sufriendo el elemento es decir *RE/S*. Para el cálculo de las tensiones el software utiliza las formulas establecidas en el Circulo de Morh.

Las tensiones máximas que va a sufrir la estructura es en la barra número 11 y 12 tanto en los nudos 15 y 16 respectivamente siendo el valor de 31,4 mega pascales (Mpa) en ambos puntos

Barra/Nodo/Caso	S max (MPa)	S min (MPa)	S max (My) (MPa)	S max (Mz) (MPa)	S min (My) (MPa)	S min (Mz) (MPa)	Fx/Sx (MPa)
1/ 2/ 1	0,64	-0,64	0,64	0,0	-0,64	0,0	0,0
1/ 3/ 1	0,64	-0,64	0,64	0,0	-0,64	0,0	0,0
3/ 2/ 1	21,79	-21,54	21,22	0,45	-21,22	-0,45	0,13
3/ 5/ 1	21,80	-21,55	21,23	0,45	-21,23	-0,45	0,13
4/ 5/ 1	0,64	-0,64	0,64	0,0	-0,64	0,0	0,0
4/ 6/ 1	0,64	-0,64	0,64	0,0	-0,64	0,0	0,0
5/ 6/ 1	22,80	-22,53	22,22	0,45	-22,22	-0,45	0,13
5/ 3/ 1	22,82	-22,55	22,23	0,45	-22,23	-0,45	0,13
7/ 9/ 1	2,17	-3,67	2,90	0,02	-2,90	-0,02	-0,75
7/ 10/ 1	1,81	-3,31	2,54	0,02	-2,54	-0,02	-0,75
8/ 11/ 1	2,17	-3,66	2,90	0,02	-2,90	-0,02	-0,75
8/ 12/ 1	1,80	-3,30	2,53	0,03	-2,53	-0,03	-0,75
9/ 9/ 1	14,66	-11,96	4,98	8,33	-4,98	-8,33	1,35
9/ 13/ 1	30,64	-28,05	27,46	1,88	-27,46	-1,88	1,30
10/ 11/ 1	14,65	-11,96	4,96	8,34	-4,96	-8,34	1,35
10/ 14/ 1	30,64	-28,05	27,45	1,89	-27,45	-1,89	1,30
11/ 10/ 1	14,78	-11,92	4,57	8,78	-4,57	-8,78	1,43
11/ 15/ 1	31,44	-28,68	27,88	2,18	-27,88	-2,18	1,38
12/ 12/ 1	14,74	-11,89	4,54	8,77	-4,54	-8,77	1,43
12/ 16/ 1	31,41	-28,65	27,86	2,18	-27,86	-2,18	1,38
13/ 13/ 1	29,45	-27,89	27,45	1,22	-27,45	-1,22	0,78
13/ 17/ 1	18,30	-16,74	10,74	6,78	-10,74	-6,78	0,78
14/ 14/ 1	29,47	-27,90	27,46	1,22	-27,46	-1,22	0,78
14/ 25/ 1	18,32	-16,75	10,75	6,79	-10,75	-6,79	0,78
15/ 15/ 1	29,84	-28,27	27,87	1,18	-27,87	-1,18	0,78
15/ 21/ 1	17,59	-16,03	9,89	6,92	-9,89	-6,92	0,78
16/ 16/ 1	29,82	-28,26	27,86	1,18	-27,86	-1,18	0,78
16/ 22/ 1	17,56	-15,99	9,86	6,91	-9,86	-6,91	0,78

17/	**15/**	**1**	2,34	-2,39	1,49	0,87	-1,49	-0,87	-0,02
17/	**16/**	**1**	2,36	-2,40	1,50	0,88	-1,50	-0,88	-0,02
18/	**21/**	**1**	7,89	-7,32	0,69	6,92	-0,69	-6,92	0,29
18/	**22/**	**1**	7,87	-7,30	0,68	6,91	-0,68	-6,91	0,29
20/	**13/**	**1**	2,42	-2,45	1,53	0,90	-1,53	-0,90	-0,01
20/	**14/**	**1**	2,44	-2,47	1,54	0,91	-1,54	-0,91	-0,01
22/	**17/**	**1**	7,39	-6,87	0,35	6,78	-0,35	-6,78	0,26
22/	**25/**	**1**	7,39	-6,87	0,34	6,79	-0,34	-6,79	0,26
23/	**26/**	**1**	23,08	-19,95	21,49	0,03	-21,49	-0,03	1,57
23/	**24/**	**1**	21,38	-18,25	19,76	0,06	-19,76	-0,06	1,57

Tabla 4.7: Tensiones máximas y mínimas que se producen en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores.

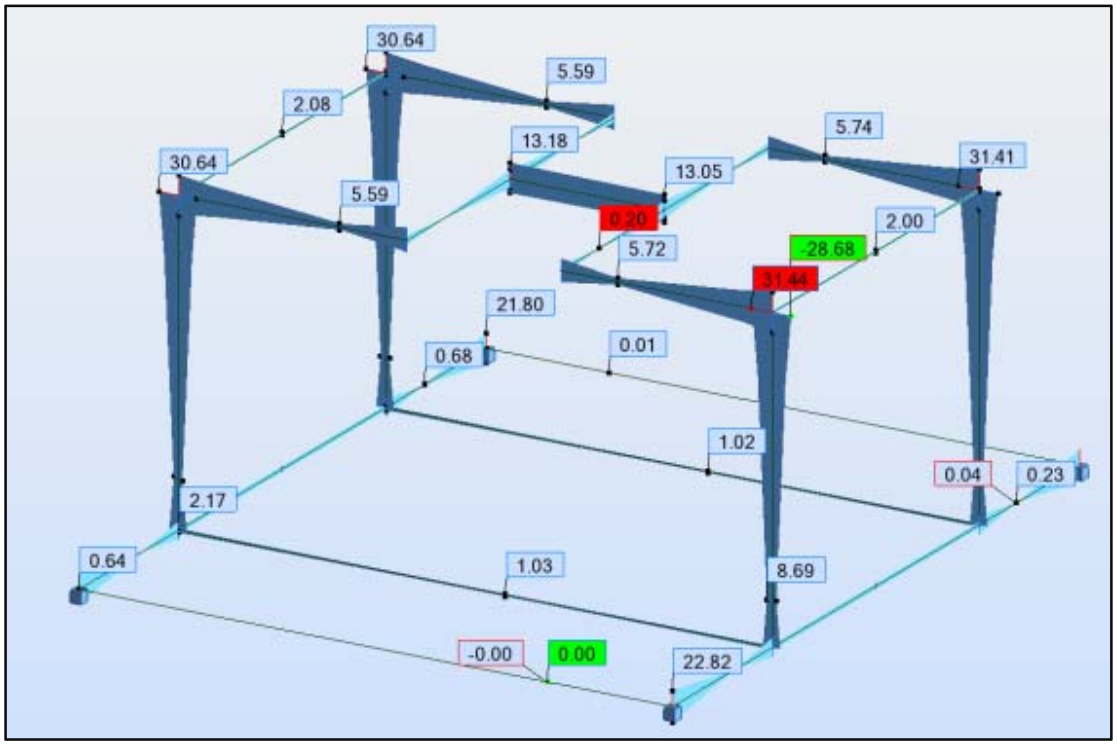


Gráfico 4.14: Tensión máxima y mínima que se da en la estructura.
Fuente: Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011.
Elaboración: Los Autores

Para el cálculo del factor de seguridad que va a tener la estructura, se procede a deducir como se había mencionado anteriormente, dividiendo "Re" (esfuerzo máximo de fluencia del material (anexo uno) para "S max" (esfuerzo que soporta el elemento) es decir:

$$Fs = \frac{R_e}{S_{max}} \quad [4.1]^{81}$$

Para nuestro cálculo tenemos que:

- Re = 235 Mpa
- S max = 31,44 Mpa

$$Fs = \frac{R_e}{S_{max}} = \frac{235\ \text{Mpa}}{31{,}44\ \text{Mpa}} = 7{,}47$$

La estructura posee un factor de seguridad de 7,47 veces mayor que la capacidad para la cual esta diseñada, con lo cual garantizamos un perfecto funcionamiento de la misma evitando cualquier tipo de deformación en el momento de su trabajo.

4.3.- Construcción del banco didáctico.

Para la construcción del banco didáctico se tomó en cuenta dos partes, la primera lo que es la estructura y su diseño y la segunda parte lo que es la maqueta (eje delantero, sistema de dirección, suspensión, ruedas, neumáticos, barras, etc.). Se comenzó desmontando todo el conjunto de la maqueta con el fin de determinar el estado de los elementos constitutivos, los componentes que faltan en la misma y poder dar una nueva imagen, se procedió a limpiar y posteriormente a pintar por completo cada una de sus partes dejándolo como nuevo.

Elementos constitutivos de la maqueta:

Entre los elementos que componen la maqueta tenemos el sistema de suspensión que como ya se dijo anteriormente es un sistema independiente de trapecio articulado, posee unos muelles que sus especificaciones se detallara en el desarrollo del capítulo, amortiguadores, topes, dos neumáticos de características: 215/75/R15 los mismos que se

[81] Ecuación tomada del libro de Norton, "Diseño de Maquinas" Pag.883.

encuentran en un aro de quince pulgadas; discos de frenos, frenos, todo el conjunto de la tirantearía de la dirección (rotulas, brazos de acoplamiento, palancas de las manguetas, pivote), posee una barra estabilizadora, el conjunto del volante y el árbol de dirección, sin olvidar la caja de engranajes de la dirección que es del tipo de tornillo sin fin.

El siguiente paso fue construir y armar la estructura, para lo cual se comenzó a cortar los tubos a la medida adecuada, para unir cada barra en su nodo respectivo mediante una suelda eléctrica utilizando un electrodo 60-11 que es el adecuado para este tipo de uniones como lo muestra en la siguiente figura.

Gráfico 4.15: Unión de las barras por medio de la suelda.
Elaboración: Los Autores

Una vez armada toda la estructura, se comenzó a montar todo el conjunto de dirección y suspensión en el eje delantero de la maqueta, para posteriormente realizar el acople entre la estructura y el eje por los cuatro puntos de sujeción principal que cuenta la estructura como se indica en la figura 4.15. (Poner los datos de los pernos para el soporte)

Gráfico 4.16: Banco didáctico ensamblado.
Elaboración: Los Autores

Gráfico 4.17: Puntos de sujeción de la estructura y la maqueta.
Elaboración: Los Autores

En la estructura se colocaron unas pequeñas planchas de 2 milímetros de espesor, las mismas que tienen como misión servir como soporte para la tirantearía de la dirección; además de ello, se colocaron debajo de cada neumático dos planchas de acero de 24 cm por 23 cm de longitud unidas por medio de un muelle para que las llantas se encuentren ligeramente apoyadas sobre la superficie de la plancha y posteriormente simular el comportamiento de la suspensión.

Gráfico 4.18: Puntos de sujeción de la estructura y la maqueta.
Elaboración: Los Autores

Determinación del coeficiente K del muelle:

Para cálculo del valor del coeficiente k del muelle se realizó por medio de un cálculo matemático, es decir aplicando la siguiente fórmula:

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad [4.2]\ ^{82}$$

De donde:

$$n = \#\ total\ de\ vueltas - 2$$

$$D = diametro\ exterior - d$$

El valor de G que es el coeficiente de rigidez o elasticidad es de 8,14 X 10^{10} N/m^2 para los materiales utilizados en la construcción de los muelles para el sector automotriz, este valor se obtuvo de las tablas que se encuentran en libros como el utilizado en nuestro caso "La suspensión – Automóviles de Competición de Orlando Ríos"

[82]RIOS Orlando, "La Suspensión – Automóviles de Competición", pag.57.

Las dimensiones características se encuentran en la siguiente tabla:

Datos:	
d = Diámetro del alambre.	1,24 [cm]
D = Diámetro medio del muelle.	11,58 [cm]
G = Modo de cizalladora.	8,14 X 10^{10} N/m^2
n = Numero de vueltas útiles.	4

Tabla 4.8: Características del muelle.
Fuente: Los Autores.
Elaboración: Los Autores.

El valor de la constante K de nuestra suspensión aplicando la fórmula matemática antes mencionada es:

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot n \cdot D^3} = \frac{(0{,}0124\ m)^4 \cdot \left(8{,}14\ E10\ {}^{N}/_{m^2}\right)}{(8) \cdot (4) \cdot (0{,}11578\ cm)^3}$$

$$k = 38\,749\ {}^{N}/_{m}$$

Determinación del coeficiente de amortiguamiento R.

El amortiguador es un elemento de suma importancia en el sistema de suspensión, son los encargados de absorber las vibraciones de los elementos elásticos, convirtiendo en calor la energía generada por las oscilaciones. Cuando la rueda encuentra un obstáculo o bache, el muelle se comprime o se estira, recogiendo la energía mecánica producida por el choque, energía que devuelve por efecto de su elasticidad, rebotando sobre la carrocería. Este rebote en forma de vibración es el que tiene que frenar el amortiguador, recogiendo en primer lugar el efecto de compresión y luego el de reacción del muelle, actuando de freno en ambos sentidos. Los valores del coeficiente de amortiguamiento R para un vehículo de turismo estándar se encuentran entre 1200 a 2500 N*s/m, con valores de amortiguamiento ξ = 0,25 a ξ = 0,30 a frecuencias de oscilación de 1 Hz, para nuestro caso vamos a realizar el cálculo del valor de

amortiguamiento R a través de una formula matemática utilizada en el dimensionamiento de la suspensión, con el fin de realizar cálculos posteriores de manera más exacta y precisa. La fórmula utilizada es la siguiente:

$$R = 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{K \cdot M} \qquad [4.3]$$ [83]

De donde:

K = Constante de elasticidad del muelle.
M = ¼ de la masa suspendida del vehículo.

Los valores utilizados para el cálculo del coeficiente de amortiguamiento se encuentran en la tabla 4.9:

Datos	
K	38 749 $^{N}/_{m}$
M	300 Kg
ξ	0,25

Tabla 4.9: Datos utilizados para el cálculo del amortiguamiento R.
Fuente: Los Autores.
Elaboración: Los Autores.

$$R = 2 \cdot (0{,}25) \cdot \sqrt{38749 \cdot 300} = 1704 \text{ N} * \text{s/m}$$

El valor del coeficiente R de los amortiguadores es de $1704 \text{ N} * \text{s/m}$ el mismo que será utilizado para cálculos posteriores en la simulación del comportamiento de la suspensión en nuestra maqueta.

4.4.- Grupo Hidráulico:

[83]RIOS Orlando, "La Suspensión – Automóviles de Competición", pag.57.

El grupo hidráulico es el encargado de la variación del ángulo de caída, dicho grupo hidráulico consta de los elementos que se encuentran enumerados en la tabla 4.10 (las características de los elementos mecánicos de la construcción del grupo hidráulico como son los cilindros, pistones y bases se encuentran detallados en el anexo número dos).

Gráfico 4.19: Grupo hidráulico instalado en el banco didáctico.
Elaboración: Los Autores

Elemento	Características
Motor Eléctrico	Marca: Siemens. Voltaje: 220 V (trifásico). Potencia: 1 Hp Intensidad: 3,5 / 1,75 A. Frecuencia: 60 Hz Peso: 8,1 Kg
Bomba.	0.95 galones por minuto a 1800 rpm Presión: 3000 Psi.
Electroválvula.	4 Vías 3 posiciones.

	2 bobinas. Voltaje: 110 V.
Cilindro de doble efecto	Carrea de pistón de 33 mm
Filtro de succión.	Diámetro 3/8”
Deposito	Capacidad: 4 galones
Aceite	Hidráulico numero 10 Utilizados en el depósito: 2.5 galones
Manómetro	Presión de 0 a 5000 Psi
Acople pare el motor eléctrico con la bomba (lovejoy 250 L075)	
Set de mangueras y neplos.	
Base para electroválvula.	

Tabla 4.10: Elementos y características del grupo hidráulico.
Elaboración: Los Autores.

A continuación se presenta un grafico esquemático de todo el conjunto hidráulico instalado en el banco didáctico, y posteriormente se detalla el funcionamiento del mismo, para esto se utilizo el software *Automation Studio 5.0*, con el cual podemos graficar y simular el comportamiento de circuitos hidráulicos y neumáticos.

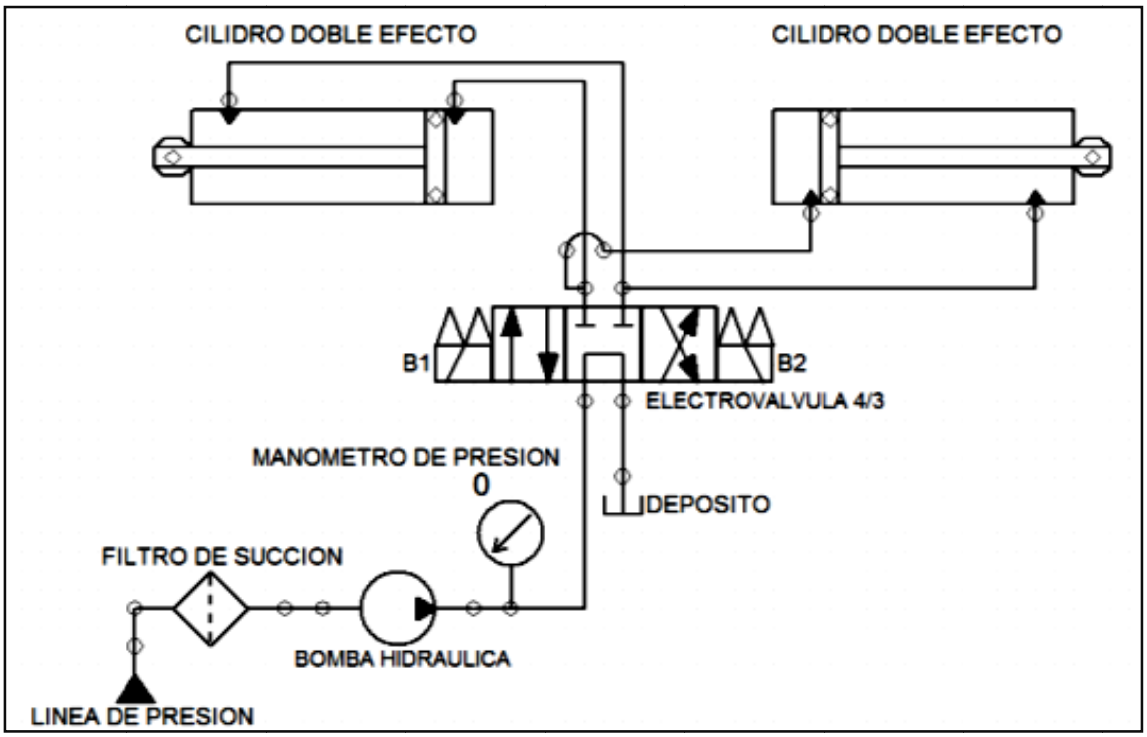


Gráfico 4.20: Representación esquemática de la instalación del grupo hidráulico instalado en el banco didáctico.
Fuente: Automation Studio 5.0
Elaboración: Los Autores

El funcionamiento del grupo hidráulico se describe a continuación, el motor eléctrico produce un movimiento rotativo el cual acciona a la bomba hidráulica mediante el acople que se encuentra entre estos dos elementos, la bomba absorbe aceite mediante el filtro de succión. El aceite circula por las cañerías que va conectada a la electroválvula la misma que al no ser accionada hace que el fluido hidráulico retorne al depósito.

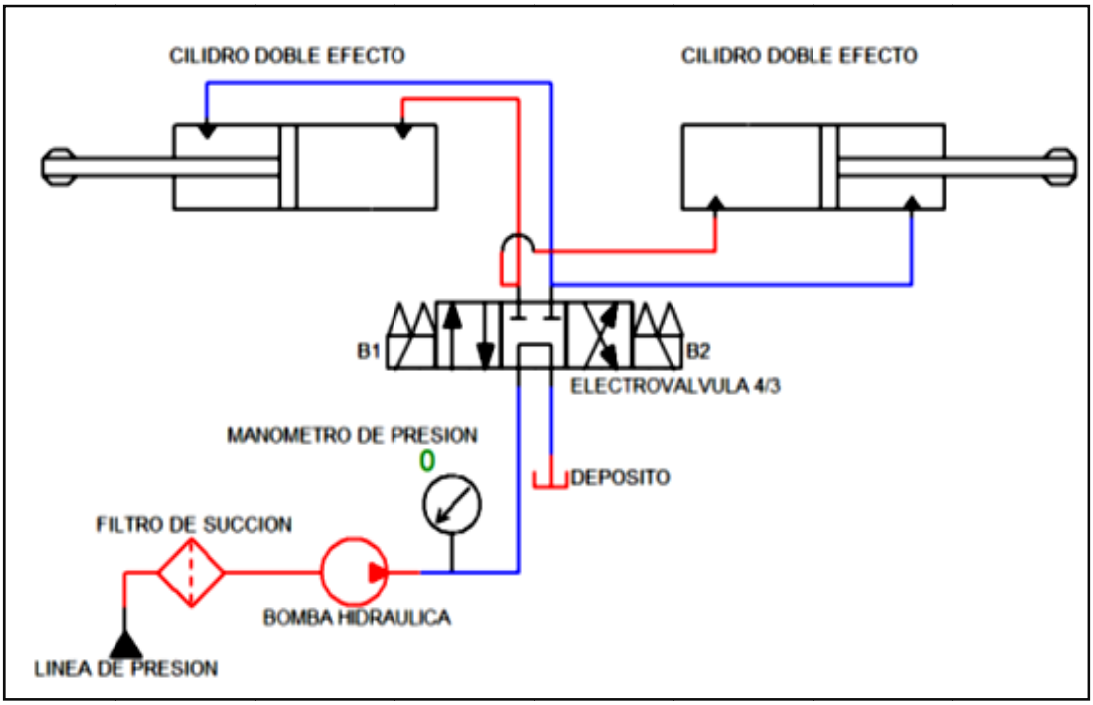


Gráfico 4.21: Funcionamiento del grupo hidráulico en su posición inicial (sin accionar la electroválvula)
Fuente: Automation Studio 5.0
Elaboración: Los Autores

Cuando se acciona la electroválvula (tanto en la posición B1 ó B2 según la representación esquemática del gráfico 4,20), el aceite es transportado mediante las cañerías hasta la los cilindros hidráulicos, dicho fluido ejerce una presione dentro del cilindro accionando el pistón el cual que comienzan su carrera de expansión o contracción, recalcando según la posición en la que se encuentre la electroválvula.

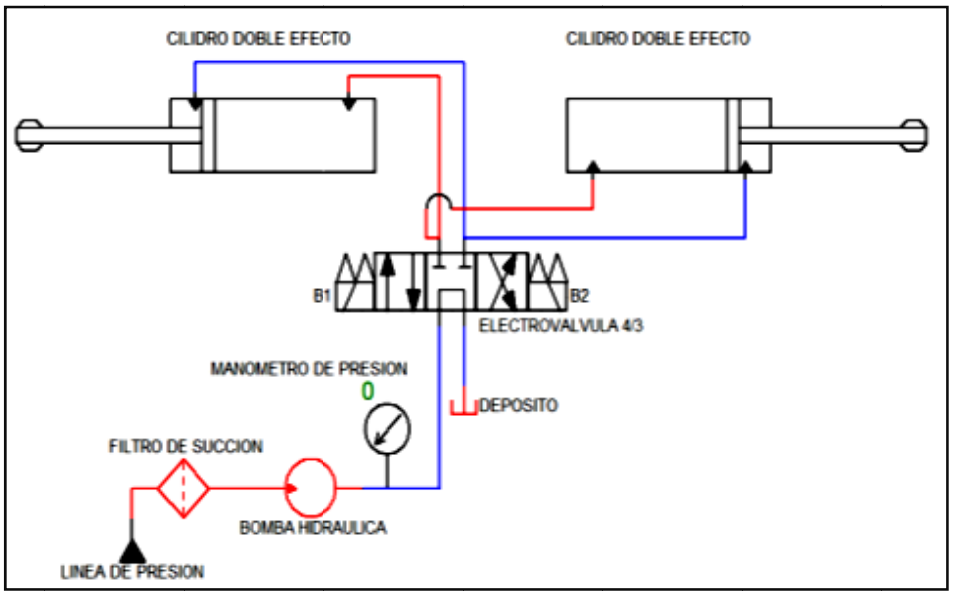


Gráfico 4.22: Funcionamiento del grupo hidráulico en su carrera de expiación del pistón.
Fuente: Automation Studio 5.0
Elaboración: Los Autores

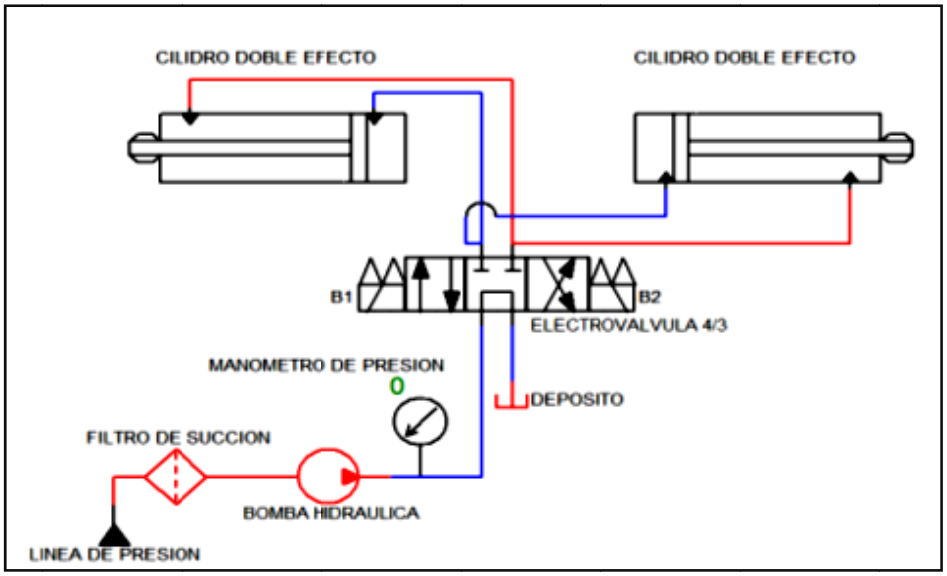


Gráfico 4.23: Funcionamiento del grupo hidráulico en su carrera de contracción del pistón.
Fuente: Automation Studio 5.0
Elaboración: Los Autores

El pistón y su vástago posee un recorrido máximo de 30 milímetros, dicho recorrido está distribuido 15 milímetros para la carrera de expansión y 15 milímetros para la carrera contracción del pistón el objetivo de este movimiento es variar el ángulo de caída tanto en sentido positivo como negativo.

Para la instalación del conjunto del cilindro, pistón y vástago en la estructura del banco didáctico se coloco unas bases y unos soportes, el vástago va sujeto a una placa de metal la misma que se encuentra soldada con el eje del plato superior; en el plato superior del sistema de suspensión de trapecios oscilantes se encuentran dos pernos guías unidos a una placa los cuales sirven para regular la calibración del ángulo de caída de la geometría de la dirección mediante laminas de acero de diferente espesor.

Gráfico 4.24: Instalación del conjunto cilindro y pistón en la estructura para la variación del ángulo de caída.
Elaboración: Los Autores

4.5.- Sistema de regulación para la de convergencia - divergencia:

Para la variación de la convergencia y divergencia de las ruedas utilizaremos sensores que determinen la distancia que existe entre rotulas de la barra de calibración de la dirección, lo cual influye directamente con la distancia que va a determinar si las ruedas convergen o divergen.

Para facilitar el reglaje de estos parámetros ya que es de forma manual se ha implementado en la base de apoyo del neumático unas placas circulares giratorias, las cuales disminuyen el esfuerzo que presenta el neumático en su punto de apoyo.

Gráfico 4.25: Instalación la placa giratoria en la parte inferior de neumático.
Elaboración: Los Autores

4.6.- Determinación del radio de giro y del centro de balanceo

Una vez ya armado todo el banco de dirección y suspensión con todos sus elementos, es necesario calibrar todos sus parámetros; en este punto vamos a determinar el radio de giro que posee nuestro sistema, así como también la ubicación del centro de balanceo del vehículo.

Radio de giro del banco didáctico.

Antes de determinar el radio de giro que posee nuestro banco didáctico es necesario calibrar los parámetros de la dirección como es la convergencia, para nuestro caso al tratarse de un vehículo de tracción posterior tenernos una convergencia positiva, recordando que el valor optimo para la calibración de esta cota de la dirección en vehículos de propulsión trasera es de 1 a 10 milímetros, estando nuestro valor situado en los 10 milímetros con el propósito que se note que las ruedas en su calibración poseen una convergencia positiva procedemos a determinar el radio de giro.

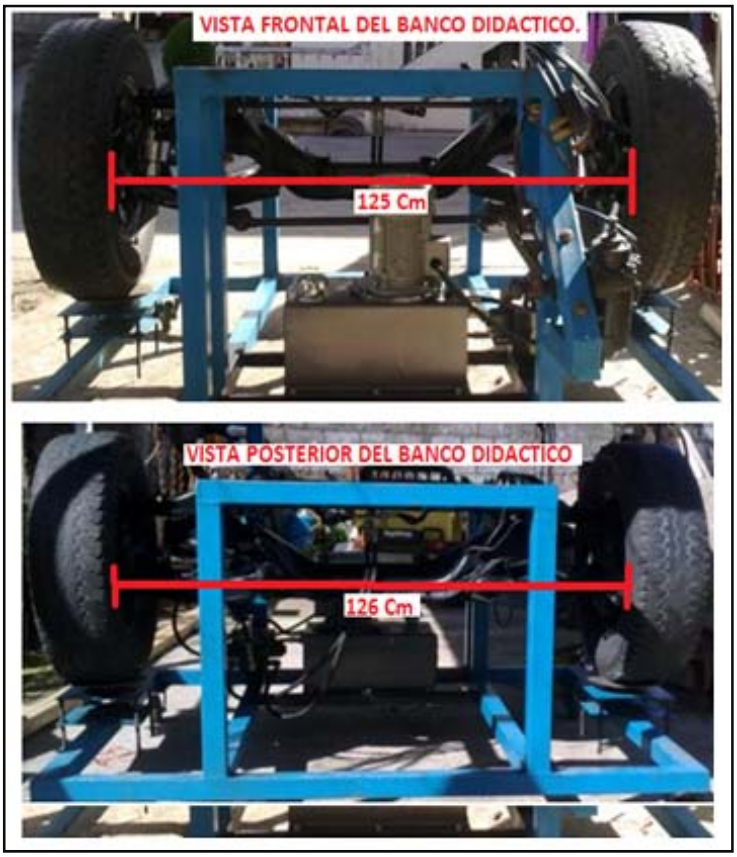


Gráfico 4.26: Calibración de la cota de convergencia, distancia de la parte frontal y posterior del banco.
Elaboración: Los Autores

Como se había mencionado en anteriormente en el capitulo dos, la trayectorias a recorrer por la ruedas directrices son distintas en una curva, debió que la rueda exterior a de recorrer un camino más largo por ser mayor su radio de giro, para que ambas sigan la trayectoria deseada, debe cumplirse la condición de que todas las ruedas del vehículo, en cualquier momento de su orientación, sigan trayectorias curvas de un mismo centro O (concéntricas), situado en la prolongación del eje de las ruedas traseras. De igual forma se acotó que esta solución no es totalmente exacta, sino que existe un cierto error en las trayectorias seguidas por las ruedas. En la práctica se alteran ligeramente las dimensiones, y, la elasticidad de los neumáticos corrige automáticamente las pequeñas variaciones de trayectoria.

A continuación se presentan los ángulos de giro máximo que puede alcanzar los neumáticos, tanto el giro al lado derecho como al lado izquierdo, para ello se utilizo

trigonometría básica, así como un punto de referencia fijo y puntos de referencias móviles, además se llegó a determinar la batalla del vehículo, la misma que no es exacta, ya que se parte de una formula aproximada (ecuación numero 11 determinada en el capitulo dos) para el cálculo del ángulo interior de giro; pero nos da un valor aproximado de la batalla propia del vehículo, la misma que posteriormente nos ayudara a determinar el radio de giro.

Giro a la derecha:

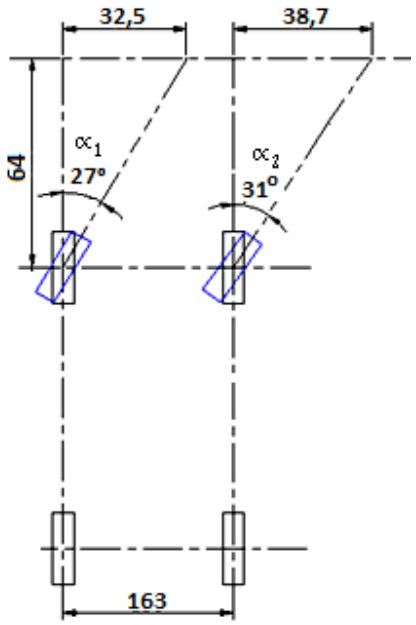


Gráfico 4.27: Giro de los neumáticos a la derecha.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

Ángulos ($\propto_1$ y $\propto_2$)

$$\tan \propto_1 = \frac{38,7}{64}$$

$$\propto_1 = 31,16°$$

$$\tan \propto_2 = \frac{32,5}{64}$$

$$\alpha_1 = 26{,}9°$$

Determinación de la batalla:

Para ello se parte de la ecuación —— y se despeja b que es la batalla y se tiene que:

Siendo "α2" el ángulo de la rueda interior a la curva y "a" es el ancho de vía. Por lo tanto se tiene que:

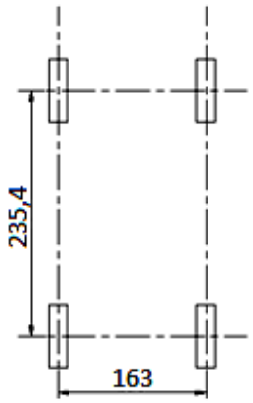


Gráfico 4.28: Medidas tanto de la batalla como del ancho de vía.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

Una vez determinada la batalla, se procede a determinar el radio de giro:

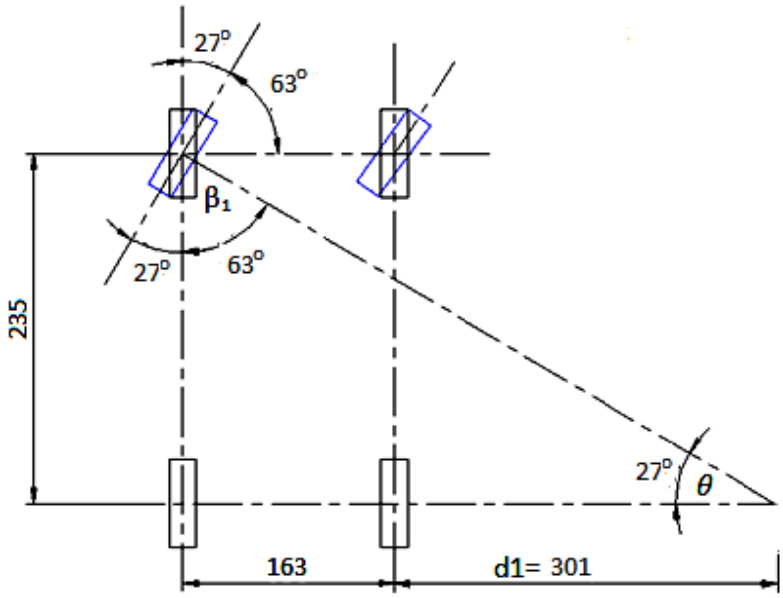


Gráfico 4.29: Radio de giro de la rueda exterior cuando se gira a la derecha.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

Angulo □

Angulo β2

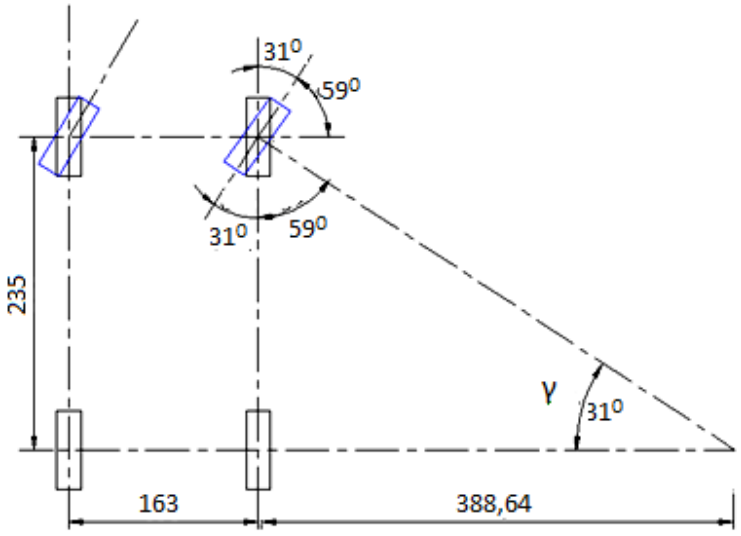


Gráfico 4.30: Radio de giro de la rueda interior cuando se gira a la derecha.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

$$\propto_2 + \beta_2 = 90$$

$$\beta_2 = 90 - \propto_2 = 90 - 31{,}16 = 58{,}8°$$

Angulo γ

$$\gamma + \beta_2 + 90 = 180$$

$$\gamma = 180 - \beta_2 - 90 = 180 - 90 - 56.39 = 31{,}16°$$

$$\tan\gamma = \frac{\text{Batalla}}{d_2}$$

$$d_2 = \frac{\text{Batalla}}{\tan\gamma} = \frac{228}{\tan 33.61} = 388{,}64 \text{ cm}$$

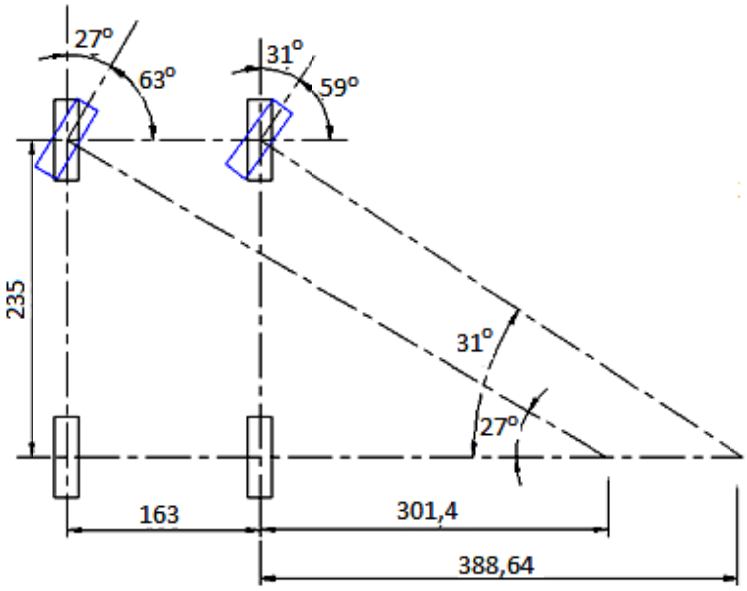


Gráfico 4.31: Radio de giro de las ruedas cuando se gira a la derecha.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

Giro a la izquierda:

Ángulos (θ_1, θ_2)

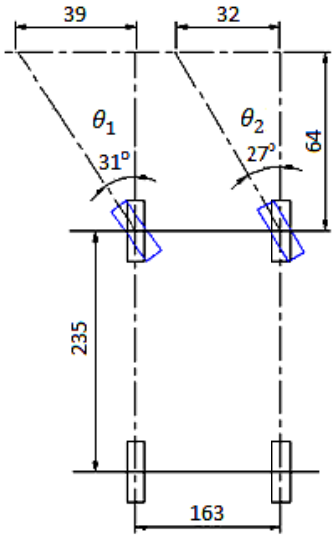


Gráfico 4.32: Giro de los neumáticos a la izquierda.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

$$\tan\theta_1 = \frac{39}{64}$$

$$\theta_1 = 31{,}3°$$

$$\tan\theta_2 = \frac{32}{64}$$

$$\theta_2 = 26{,}67°$$

Angulo β1

$$\theta_1 + \beta_1 = 90$$

$$\beta_1 = 90 - \theta_1 = 90 - 31{,}3 = 58{,}7°$$

Angulo ∝

$$\propto + \beta_1 + 90 = 180$$

$$\propto = 180 - \beta_1 - 90 = 180 - 90 - 58{,}7 = 31{,}3°$$

$$\tan \propto = \frac{\text{Batalla}}{d_2}$$

$$d_2 = \frac{\text{Batalla}}{\tan \propto} = \frac{235}{\tan 31{,}3} = 386{,}5 \text{ cm}$$

Angulo β2

$$\theta_2 + \beta_2 = 90$$

$$\beta_2 = 90 - \theta_2 = 90 - 26{,}67 = 63.33°$$

Angulo γ

$$\gamma + \beta_2 + 90 = 180$$

$$\gamma = 180 - \beta_2 - 90 = 180 - 90 - 63.33 = 26{,}67°$$

$$\tan\gamma = \frac{\text{Batalla}}{x}$$

$$x = \frac{\text{Batalla}}{\tan \gamma} = \frac{235}{\tan 26{,}67} = 467{,}8 \text{ cm}$$

$$x = d_1 + 138$$

$$d_1 = x - 163 = 467{,}8 - 163 = 304{,}85 \text{ cm}$$

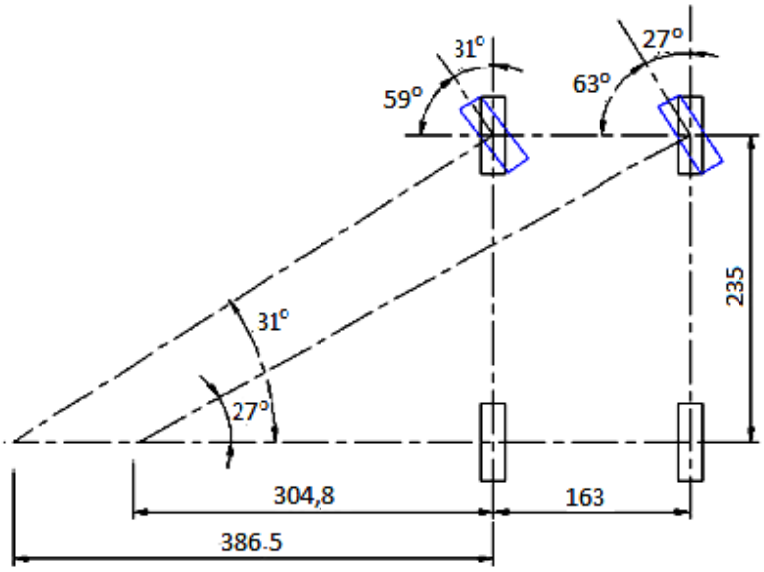


Gráfico 4.33: Radio de giro de las ruedas cuando se gira a la izquierda.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

Determinación del centro de balanceo.

Para determinar el centro de balanceo en una suspensión de trapecios oscilante debemos tener en cuenta algunos aspectos, entre ellos debemos determinar la distancia de los diferentes elementos como también las características del neumático utilizado. En la figura inferior observamos las distancias que son necesarias para el cálculo:

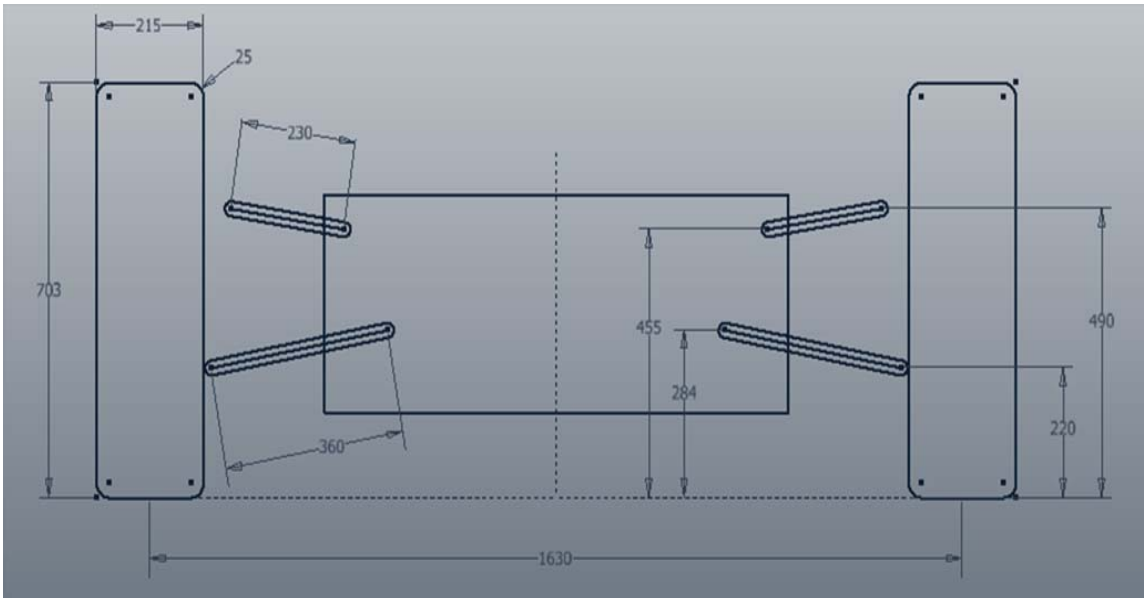


Gráfico 4.34: Medidas para necesarias para la determinación del centro de balanceo.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

En la figura 4.35 hemos determinado los ángulos que son necesarios para el cálculo, entre los cuales podemos observar el ángulo que se forma entre los brazos inferior y superior con el neumático, así como también se ha acotado el ángulo de inclinación de los brazos tanto superior como inferior.

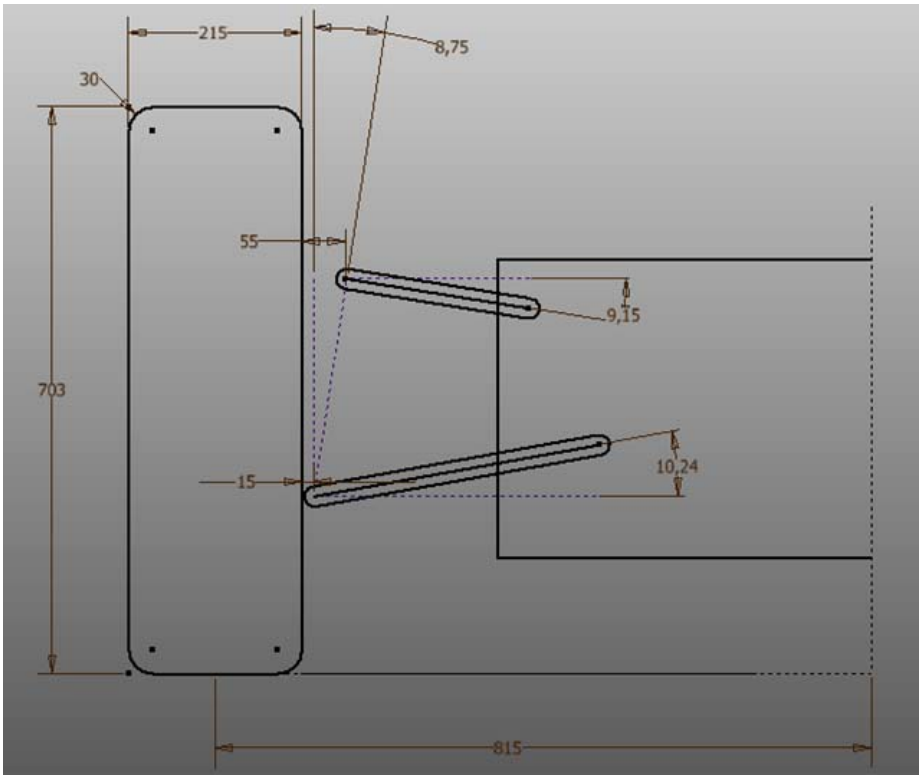


Gráfico 4.35: Angulas del sistema de suspensión.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

Después de haber medido las distancias y los ángulos necesarios vamos a determinar el centro de balanceo, para lo cual observando al banco didáctico desde una vista frontal, trazaremos líneas que siga la geometría del brazo superior izquierdo, posteriormente una línea que siga con la geometría del brazo inferior izquierdo, esto lo hacemos hasta que las dos líneas se intercepten, ahora bien trazaremos una línea que vaya desde el centro del neumático izquierdo hasta el punto donde se intersecan las líneas del plato superior e inferior del mismo lado; dibujamos una línea vertical que pase por el centro de gravedad del vehículo, y, en el punto en el cual se corte esta última línea con la línea trazada desde el neumático hasta el punto de concurrencia de los platos de suspensión es el punto en el cual se encuentra ubicado el centro de balanceo.

La altura del centro de balanceo medida desde el piso es de 320 milímetros, y la distancia del suelo hasta el centro de gravedad es de 500 militemos; la diferencia entre

estas dos es de 180 milímetros, según las fuerzas que actúen entre estos dos puntos se generará diferentes momentos, los cuales se estudiaran posteriormente.

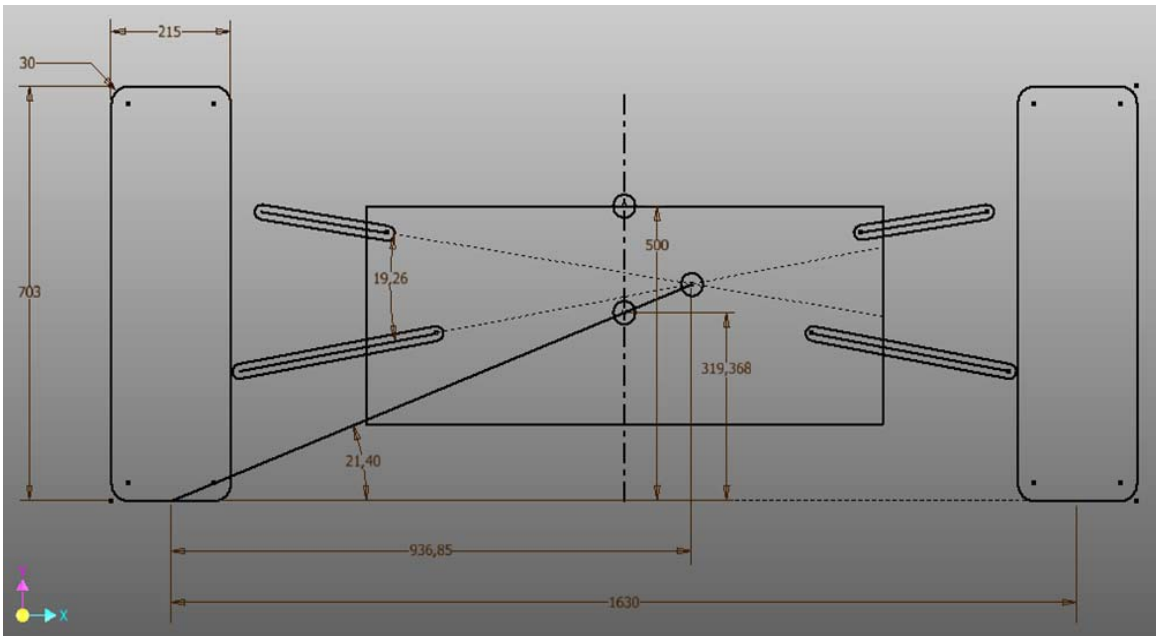


Gráfico 4.36: Ubicación del centro de balanceo.
Fuente: Auto CAD 2010 - Español
Elaboración: Los Autores

CAPITULO V

ELABORACION DE UN SOFTWARE DIDÁCTICO PARA LA VISUALIZACIÓN DE LA VARIACIÓN DE LOS ANGULOS DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN.

El comportamiento dinámico vertical del vehículo está íntimamente relacionado con el confort de los pasajeros, por la influencia en éste de las vibraciones mecánicas, y con la estabilidad, por cuantos, desplazamientos en esta dirección, pueden originar descargas considerables de las ruedas, afectando al valor de la fuerza adherente entre estas y la calzada.

5.1.- Comportamiento dinámico del vehículo

Las características direccionales de los vehículos de carretera definen su respuesta a las acciones ejercidas por el conductor sobre el volante, así como aquellas ejercidas por el medio, que pueden afectar a la dirección del movimiento: viento, irregularidades de la calzada y fuerza centrifuga.

5.1.1.- Circulación en curva. Velocidad limite de derrape y de vuelco.

Cuando un vehículo describe una trayectoria curva, la fuerza centrifuga, actuando sobre su centro de gravedad, a una altura *h* desde la superficie de rodadura, origina un esfuerzo lateral, que debe ser compensado por las fuerzas de adherencia entre los neumáticos y el suelo, y un momento de vuelco. Al aumentar la velocidad, se incrementa ambos efectos por lo que el vehículo puede perder su trayectoria, si la adherencia transversal es sobrepasada, o volcar en ciertas condiciones.

Para obtener una primera aproximación se puede considerar que la suspensión es rígida o lo que es lo mismo, que el desplazamiento del centro de gravedad, como consecuencia de la flexibilidad de la suspensión, ejerce una influencia despreciable. Así mismo, se supondrá que la calzada, en curva dispone de un peralte expresado por su ángulo de inclinación (ζ) respecto a la horizontal.

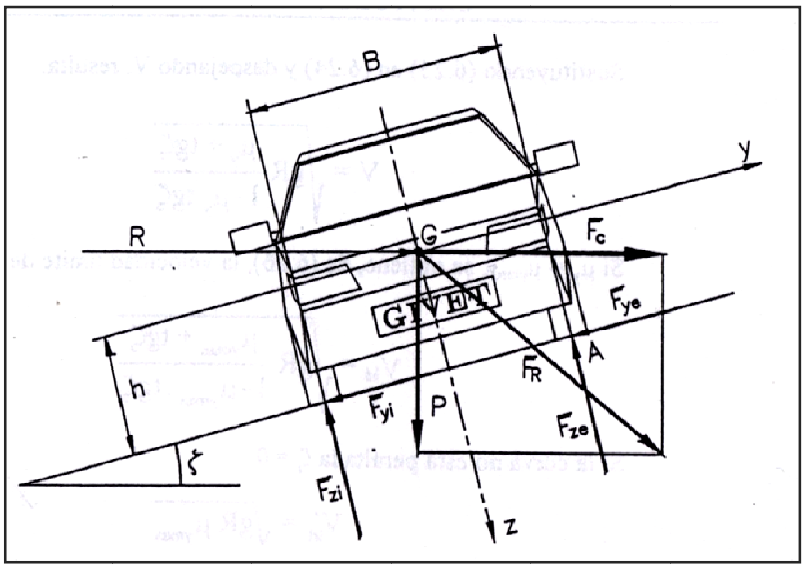


Fig 5.1 Modelo bidimensional para el cálculo aproximado de las velocidades limite de derrape y vuelco. [84].

Cálculo aproximado de la velocidad limite de derrape.

De la figura 5.1 Se tiene que:

$$F_{Zi} + F_{Ze} = P \cdot \cos\zeta + F_C \cdot \sin\zeta \quad [5.1]$$

$$F_{Yi} + F_{Ye} = -P \cdot \sin\zeta + F_C \cdot \cos\zeta \quad [5.2]$$

Teniendo en cuenta que:

$$(F_{Zi} + F_{Ze}) \cdot U_y = F_{Yi} + F_{Ye} \quad [5.3]$$

Y sustituyendo la ecuación 5.1 y 5.2 en la anterior se tiene:

$$U_y \cdot (P \cdot \cos\zeta + F_C \cdot \sin\zeta) = -P \cdot \sin\zeta + F_C \cdot \cos\zeta \quad [5.4]$$

[84]APARICIO Francisco, VERA Carlos, DIAS Vicente, "Teoría de los vehículos automóviles", Madrid España noviembre 2001, pág. 351.

Teniendo en cuenta que la fuerza centrifuga es:

$$F_c = \frac{P \cdot v^2}{g \cdot R} \quad [5.5]$$

Sustituyendo la ecuación 5.5 en la 5.4 y despejando la velocidad *v*, resulta:

$$v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{U_y + \tan \zeta}{1 - U_y \cdot \tan \zeta}} \quad [5.6]$$

Si $U_y = U_{Ymax}$, se obtiene la velocidad límite de derrape:

$$v_{ld} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{U_{Ymax} + \tan \zeta}{1 - U_{Ymax} \cdot \tan \zeta}} \quad [5.7]$$

Si la curva no está peraltada $\zeta = 0$

$$v_{ld} = \sqrt{g \cdot R \cdot U_{Ymax}} \quad [5.8]$$

Una vez determinado la ecuación para el cálculo de la velocidad de derrape se procede a realizar un análisis a través de grafica 5,1, en la cual se representa la velocidad en función del radio de curva y del coeficiente de fricción entre el neumático y la rueda.

Tomando como ejemplo un valor arbitrario para la interpretación de la grafica se tiene que con un radio de curva de 10 metros y un coeficiente de fricción de 0,5 la velocidad máxima antes de que el vehículo pueda llegar a derrapar es de 27,7 Km/h, superada esta velocidad el vehículo derrapa. Tratando de simular el comportamiento del vehículo en vías rápidas se puede ilustra tomando un valor de un radio de curva mucho mayor que el anterior, por ejemplo para un valor de curva de 200 metros la velocidad limite de derrape es de 143 Km/h teniendo en cuenta un coeficiente de fricción de 0,7.

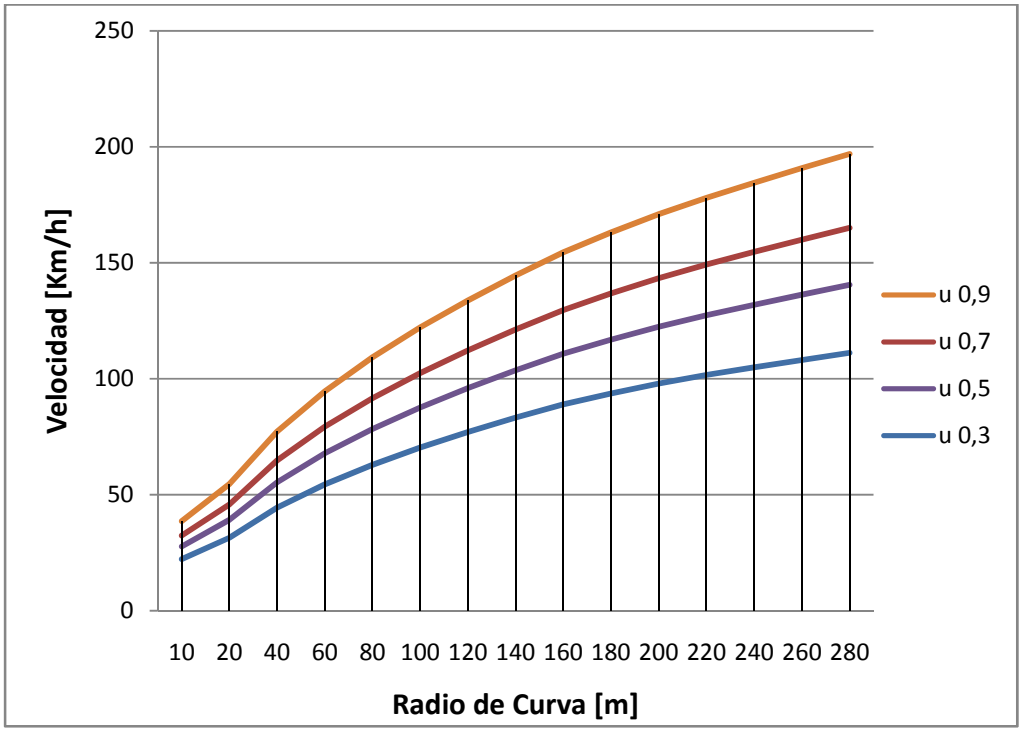


Grafico 5.1: Velocidad limite de derrape.
Fuente: Microsoft Excel.
Elaboración: Los Autores.

Cálculo aproximado de la velocidad limite de vuelco.

La condición límite de vuelco puede expresarse geométricamente, en la figura 5.1 cuando la resultante F_R de las fuerzas que actúan sobre el centro de gravedad del vehículo (P y F_c), corta la superficie de rodadura en el punto exterior de la huella de contacto del neumático exterior (considerando el diagrama plano de la figura, punto A).

Puesto que:

$$F_Y = F_C \cdot \cos\zeta - P \cdot \sin\zeta \quad [5.9]$$

$$F_Z = P \cdot \cos\zeta + F_C \cdot \sin\zeta \quad [5.10]$$

La condición de vuelco puede formularse:

$$\frac{F_Y}{F_Z} = \frac{F_C \cdot \cos\zeta - P \cdot \sin\zeta}{P \cdot \cos\zeta + F_C \cdot \sin\zeta} = \frac{B/2}{h} \qquad [5.11]$$

Sustituyendo la ecuación de la fuerza centrifuga en la ecuación de la condición de vuelco (la anterior) y despejando la velocidad *v*, puede obtenerse la velocidad limite de vuelco v_{lv}.

$$v_{lv} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{B}{2h} + \tan\zeta}{1 - \frac{B}{2h} \cdot \tan\zeta}} \qquad [5.12]$$

Y para el caso de peralte nulo:

$$v_{lv} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{B}{2h}} \qquad [5.13]$$

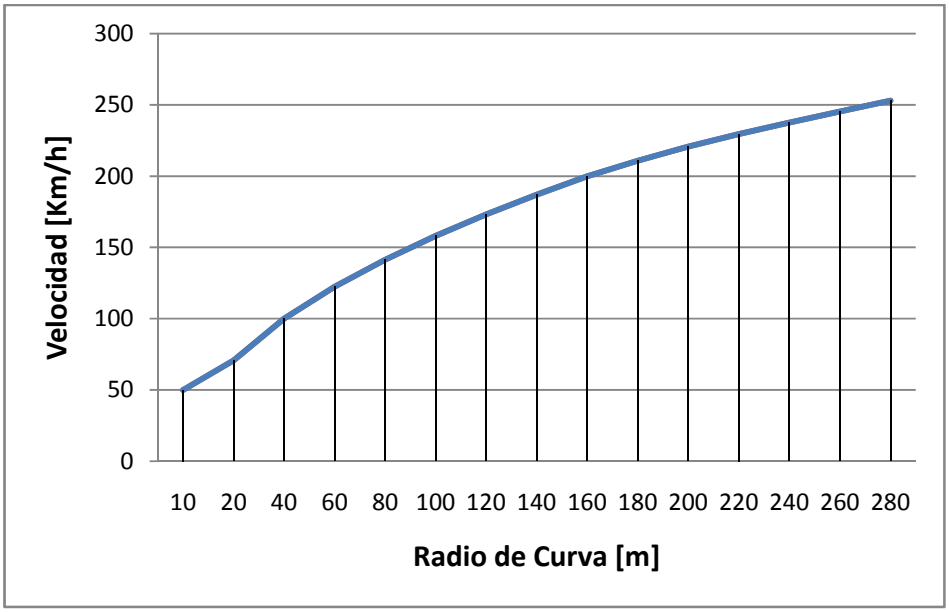


Grafico 5.2: Velocidad limite de vuelco.
Fuente: Microsoft Excel.
Elaboración: Los Autores.

La grafica 5.2 ilustra la velocidad de vuelco en función del radio de curva, para la misma se ha utilizado los valores propios de nuestra maqueta como son el ancho de

vía de 1,63 metros y la atura del centro de gravedad la misma que se encuentra a 0,55 metros del suelo (véase el anexo 3).

Comprando la ecuación del la velocidad limite de vuelco con la ecuación de la velocidad limite de derrape, puede comprobarse que las expresiones son formalmente análogas, pudiendo obtenerse una de la otra con sin más que sustituir U_{Ymax} por $B/_{2h}$ o al contrario. Esto permite realizar el siguiente análisis:

- Si $U_{Ymax} = B/_{2h}$; $v_{ld} = v_{lv}$. Teóricamente ambos fenómenos, derrape y vuelco, sobrevendrían para el mismo valor de la velocidad, suponiendo valores determinados de R y ζ
- Si $U_{Ymax} > B/_{2h}$; $v_{ld} > v_{lv}$. Lo cual significa volcaría al alcanzar su velocidad un valor superior a v_{lv} sin llegar a derrapar. Esta situación se presenta en vehículos cuyo centro de gravedad se encuentra a una altura elevada en relación con la vía y siempre que la adherencia sea suficientemente alta. Puede presentarse en vehículos industriales sobre pavimento seco.
- Si $U_{Ymax} < B/_{2h}$; $v_{lv} > v_{ld}$. En estas condiciones el vehículo tendrá a derrapar antes que volcar. Es el caso de los turismos y vehículos industriales circulando sobre calzadas con adherencia no muy elevada.

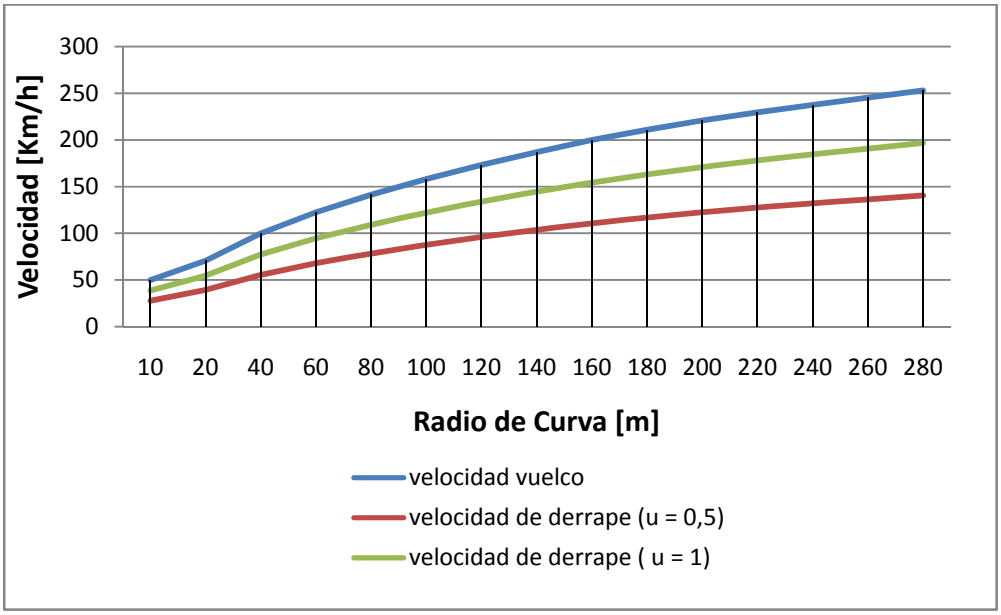


Grafico 5.3: Comparación de la velocidad de vuelco y la velocidad de derrape.
Fuente: Microsoft Excel.
Elaboración: Los Autores.

Para nuestro estudio la velocidad limite de vuelco será mayor que la velocidad limite de derrape como se lo indica en el grafico 5,3 debido a que $^{B}/_{2h} = 1{,}63$ y el valor máximo del coeficiente de fricción *u* es de 1.

Consideraciones a cerca de la adherencia lateral en circulación en curva:

En relación con el valor de U_{Ymax} en la dirección lateral (Y), conviene hacer algunas consideraciones. En primer lugar su valor dependerá de factores internos (velocidad de marcha, dibujo de la banda de rodadura, carga normal sobre la rueda) y factores externos, relacionados con la calzada (naturaleza, humedad superficial o capa de agua, limpieza, etc.).

Por otra parte el análisis anterior ha supuesto que todos los neumáticos, ruedan con el mismo ángulo de deriva. En general los ángulos de deriva serán diferentes para cada neumático, lo cual implica que el más cargado lateralmente alcanzara antes la condición de deslizamiento lateral y ello hace que el coeficiente efectivo de adherencia lateral sea inferior al nominal.

5.1.2.- Estabilidad en condiciones de vuelco estático.

Para complementar este apartado, analizaremos le mecánica del proceso de vuelco, aunque limitado al caso en que dicho vuelco esta originado, únicamente, por el par de fuerzas formado por la fuerza centrifuga aplicada al centro de gravedad y la correspondiente relación entre neumáticos y superficie de rodadura.

Contemplaremos los casos de suspensión rígida y elástica; partimos del estudio de la suspensión rígida para adentrarnos a la suspensión elástica.

Vehículos con suspensión rígida:

Es ilustrativo analizar primero este caso, más teórico que real. De acuerdo con la figura 5.2 podemos formular:

Momento primario de vuelco:

$$\frac{P \cdot a_y}{g} \cdot h = M_{yv} \quad [5.14]$$

Momento de reacción:

$$(\mathrm{F_{Zi}} + \mathrm{F_{Ze}}) \cdot \frac{B}{2} = M_{yR} \quad [5.15]$$

Momento de desplazamiento lateral del centro de gravedad:

$$P \cdot h \cdot \phi = M_{yD} \quad [5.16]$$

La ecuación de equilibrio estacionario implica:

$$\frac{P \cdot a_y}{g} \cdot h = (\mathrm{F_{Zi}} + \mathrm{F_{Ze}}) \cdot \frac{B}{2} - P \cdot h \cdot \phi \quad [5.17]$$

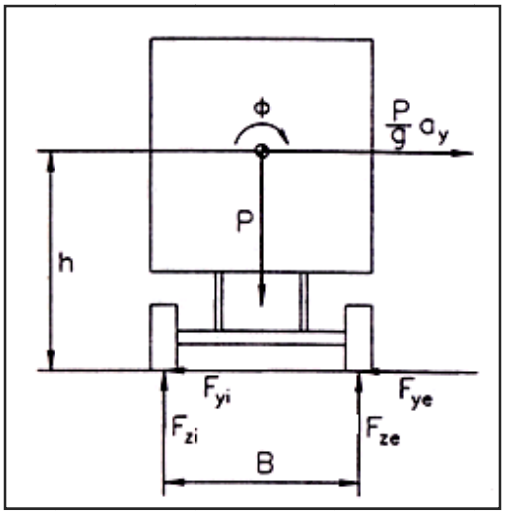


Fig 5.2 Modelo de vuelco de vehículo de suspension rigida. [85].

Representando gráficamente la ecuación 5.17 de la forma siguiente:

En la parte izquierda de la figura 5.3 se ha representado la función M_{yv} (a_y), es decir, el movimiento primario de vuelco en función de la aceleración lateral del centro de gravedad.

En la parte derecha, el momento neto de reacción (M_{yR} - M_{yD} = M_{yRN}) que se opone al movimiento primario de vuelco. La pendiente negativa de este momento neto de reacción indica que existe una condición de inestabilidad en el vuelco. Entre 0 y *A*, un aumento de la aceleración lateral induce un momento de reacción capaz de mantener el equilibrio. En el punto A se alcanza el valor máximo del momento neto de reacción, cuyo valor será $M_{yRN} \approx PB/2$; ($F_{ze} = P$, $F_{zi} = 0$, M_{yD}), a partir de este punto, a un incremento de a_y y M_{yv} corresponde un incremento de , admitiendo que el sistema presenta una cierta flexibilidad, aun sin suspensión.

Al punto *A* y el correspondiente *A´* en la recta M_{yv} (a_y), representan el "umbral de vuelco", el cual corresponde a la condición en la cual la aceleración lateral alcanza el

[85]ALONSO José Manuel, "Técnicas del Automóvil - Chasis", Edición Séptima, Internacional Thomson Paraninfo S.A., Madrid España 2002, pág. 356.

valor máximo que el vehículo puede tolerar sin volcar, o dicho de otro modo, el valor a_y para que el vehículo proporciona el máximo momento neto de reacción de vuelco.

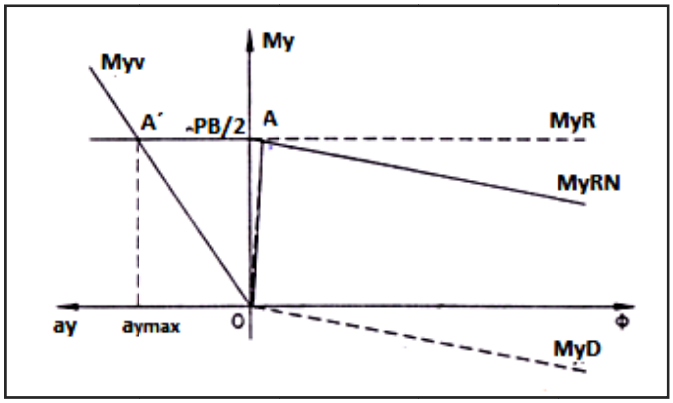


Fig 5.3 Vuelco de un vehiculo de suspension rigida. [86].

En el caso que estudiamos, como en *A´*

$$\frac{P \cdot a_{ymax}}{g} \cdot h = \frac{B}{2} \cdot P \quad [5.18]$$

$$a_{ymax} = g \cdot \frac{B}{2h} \quad [5.19]$$

Vehículos con suspensión rígida:

En este caso supondremos que:

- El giro de la masa suspendida como consecuencia de la elasticidad de la suspensión, y de los neumáticos, se produce respecto a la intersección del plano longitudinal medio del vehículo (XZ) en situación de reposo y el plano de rodadura (figura 5.4)
- La masa no suspendida es despreciable en relación a la suspendida.

[86]APARICIO Francisco, VERA Carlos, DIAS Vicente, "Teoría de los vehículos automóviles", Madrid España noviembre 2001, pág. 357.

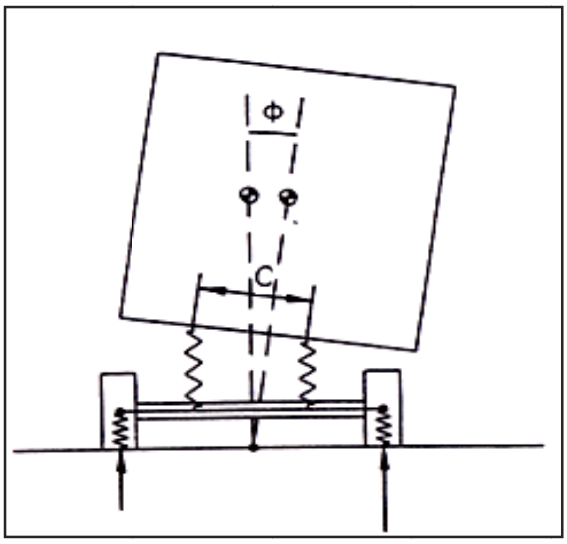


Fig 5.4 Modelo de vuelco de un vehiculo con suspension elastica. [87].

Con estas hipótesis, la ecuación 5.17 resulta aplicable a este caso. La diferencia fundamental en el comportamiento del vehículo, respecto al supuesto de la suspensión rígida estriba que en el máximo valor del momento de reacción neto, que se alcanzará en el instante que toda la carga se ha transferido a la rueda derecha, es inferior, como consecuencia de requerirse mayor ángulo de balanceo (=) para completar la transferencia de carga. Este efecto puede verse en la figura 5.5. El valor de aceleración lateral en el umbral de vuelco será ahora:

$$\frac{P \cdot a_{ymax}}{g} \cdot h = \mathrm{P} \cdot \frac{B}{2} - P \cdot h \cdot \phi_L$$

$$a_{ymax} = g \cdot \left(\frac{B}{2h} - \phi_L \right) \quad [5.20]$$

[87]APARICIO Francisco, VERA Carlos, DIAS Vicente, "Teoría de los vehículos automóviles", Madrid España noviembre 2001, pág. 358.

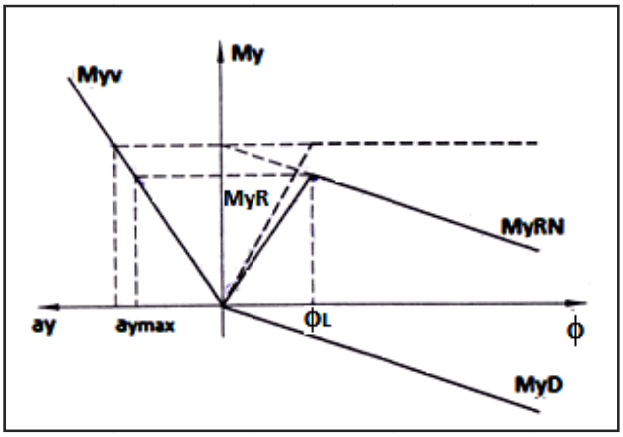


Fig 5.5 Respuesta al vuelco de un vehiculo con suspension elastica. [88].

5.2.- Simulación del comportamiento del sistema de suspensión.

Ya ha sido destacado el hecho de que la suspensión en su conjunto también influye en el comportamiento del vehículo, siendo necesario un análisis extremadamente complejo sobre todo el vehículo para poder determinar qué sucede exactamente.

Para evitar tal complejidad y a su vez poder tener más parámetros indicativos que permitan optimizar la suspensión bajo ciertas situaciones, se presenta una simulación simplista; la misma que nos servirá para un primer análisis y para comprender mejor los posteriores análisis en la simulación.

Debido a que el vehículo cambia de trayectoria, aparecen unas fuerzas de inercia sobre las masas constitutivas del vehículo que tienden a redistribuir las cargas aplicadas sobre los neumáticos, es el fenómeno conocido como la redistribución de masas. Si bien las fuerzas de inercia aparecen sobre todas las masas, se despreciarán las que actúan sobre las masas no suspendidas en este primer modelo por ser de un orden de magnitud mucho menor que las implícitas en la masa suspendida.

5.2.1.- Modelo de un grado de libertad.

[88]APARICIO Francisco, VERA Carlos, DIAS Vicente, "Teoría de los vehículos automóviles", Madrid España noviembre 2001, pág. 359.

Según las hipótesis de trabajo adoptadas, el modelo que se presenta se reduce a estudiar el comportamiento del cuarto de vehículo cuando sobre la masa suspendida se aplica una fuerza vertical de valor conocido.

Cuando se quiere dimensionar el sistema de suspensión, pensando en los movimientos verticales del vehículo, puede comenzarse estudiando un modelo de un solo grado de libertad, el cual, aunque cuantitativamente no sirva para el dimensionamiento definitivo del sistema, va a permitir observar los principales fenómenos que se producen el movimiento vertical y, por lo tanto, establecer los criterios fundamentales para su diseño y pre diseño.

En la figura 5,6 se muestra un modelo de un grado de libertad que representa la suspensión independiente de un cuarto de vehículo. Consta de una masa *M,* suspendida por un elemento elástico de rigidez *K*, y un elemento amortiguador de coeficiente *R*. Se considera una fuerza variable en el tiempo, *F(t)*, que actúa sobre dicha masa.

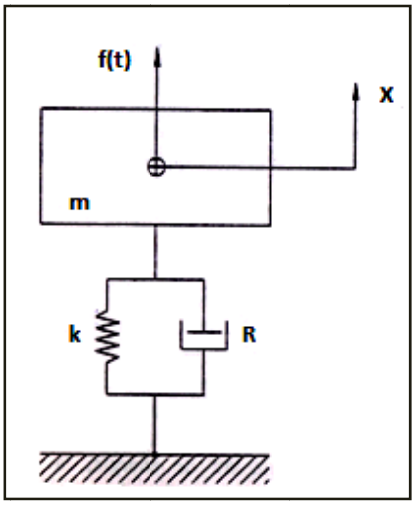


Fig 5.6 Modelo de un grado de libertad para representar la suspensión de un cuarto de vehículo[89].

La ecuación del movimiento del sistema es la ecuación diferencial:

[89]APARICIO Francisco, VERA Carlos, DIAS Vicente, "Teoría de los vehículos automóviles", Madrid España noviembre 2001, pag 474.

$$M\ddot{x} + R\dot{x} + Kx = F(t) \ [5.21]$$

Anulando la excitación, es decir haciendo F(t)=0, la ecuación anterior queda en forma homogénea y puede resolverse:

$$M\ddot{x} + R\dot{x} + Kx = 0 \ [5.22]$$

Partiendo de la teoría de ecuaciones diferenciales, puede asumirse que la solución a la ecuación 5.22 es del tipo $x = X \cdot e^{\omega t}$ donde ω es una constante que es necesario determinar; por ser una ecuación de segundo grado se puede obtener respuestas similares a las que se encuentran en el siguiente grafico que dependen del valor de ω.

$$\omega_{1,2} = -\frac{R}{2M} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{2M}\right)^2 - \frac{K}{M}} = -\frac{R}{2M} \pm \mathrm{I}$$

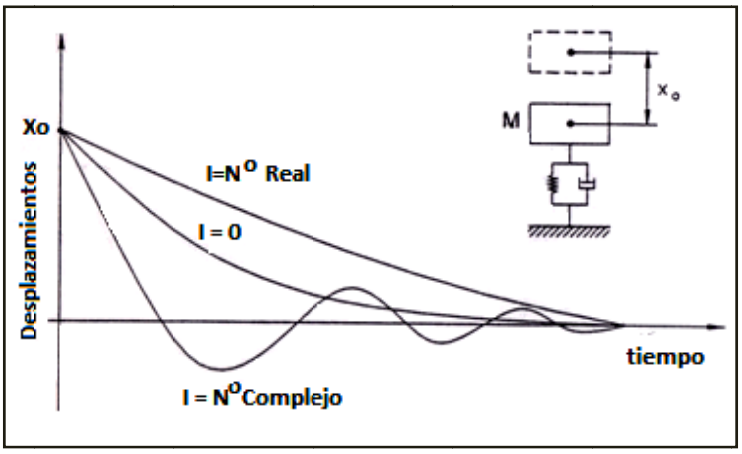


Fig 5.7 Variación del desplazamiento en función del tiempo para diferentes valores de amortiguamiento[90].

Como se observa en la figura, en todos los casos la masa *M* parte de la posición x_0 y en función del valor de *I* realiza el movimiento vertical de una forma u otra. Cuando

[90]APARICIO Francisco, VERA Carlos, DIAS Vicente, "Teoría de los vehículos automóviles", Madrid España noviembre 2001, pág. 476.

I es un numero real el movimiento vertical no es oscilatorio y la masa *M* desciende lentamente hasta anularse el valor de desplazamiento.

Si *I*=0, el movimiento vertical tampoco es oscilatorio y la masa *M*, desciende hasta un valor cero, un poco más rápidamente.

Por último, cuando *I* es un numero imaginario, la masa *M* realiza el movimiento vertical de una forma oscilatoria hasta alcanzar la posición de equilibrio.

Para que I sea imaginario se debe cumplir que:

$$\left(\frac{R}{2M}\right)^2 < \frac{K}{M}$$

En el caso especial de que I =0, se tiene que el sistema posee amortiguamiento crítico:

$$\left(\frac{R}{2M}\right)^2 = \frac{K}{M}$$

$$R_{CRI} = 2M \cdot \sqrt{\frac{K}{M}} = 2 \cdot \sqrt{K\frac{M^2}{M}} = 2 \cdot \sqrt{K \cdot M}$$

Como en los vehículos *R* siempre es menor que R_{CRI} los valores de ω_1 y ω_2 serán siempre números complejos.

$$\omega_{1,2} = \sigma + i \cdot \omega_n$$

De donde:

$$\sigma = -R/2 \cdot M$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M} - \left(\frac{R}{2M}\right)^2}$$

ω_n es la frecuencia fundamental de vibración del sistema amortiguado y σ el factor de amortiguamiento. Si se define ξ como el coeficiente entre R y su valor critico R_{CRI} el factor de amortiguamiento puede expresarse como:

$$\sigma = -\frac{R}{R_{CRI}} \cdot \omega = -\xi \cdot \omega$$

Donde ω es la frecuencia fundamental del sistema no amortiguado, es decir:

$$\omega = \sqrt{K/M}$$

Por numerosos estudios realizados sobre la respuesta humana a las vibraciones y el confort, es conocido que la frecuencia fundamental de un sistema de suspensión debe encontrarse alrededor de 1 Hz y que su amortiguamiento debe tener un valor de ξ del orden de 0,25.

5.2.2.-Aplicación del modelo de un grado de libertad.

El primer análisis que desarrollamos hasta el momento es para partir de un análisis con una ecuación que posee su dominio en función del tiempo, lo que necesitamos para analizar el sistema es que la ecuación se nos entregue en función del dominio de la frecuencia; por lo tanto necesitamos realizar la transformada de Laplace de la ecuación principal.

$$M\ddot{x} + R\dot{x} + Kx = F(t)$$

Aplicando la transformada de Laplace se tiene:

$$M \cdot [s^2 \cdot x(s) - s \cdot x(0) - \dot{x}(0)] + R[s \cdot x(s) - x \cdot (0)] + k \cdot x(s) = F(s)$$

Siendo las condiciones iniciales $x(0)$=0 y $\dot{x}(0) = 0$ y resolviendo la ecuación anterior tenemos:

$$x(s) \cdot [M \cdot s^2 + R \cdot s + k] = F(s)$$

$$x(s) = \frac{F(s)}{[M \cdot s^2 + R \cdot s + k]}$$

Como primera etapa de simulación, se ha considerado al sistema sometido simplemente a su propio peso, los valores utilizados para la obtención de resultados en dicha simulación se representan en la tabla 5,1 y corresponden al vehículo en estudio.

$$x(s) = \frac{-M \cdot g}{M \cdot s^2 + R \cdot s + k}$$

Datos	Valores
M (kg)	300
R (N*s/m)	1704
K (N/m)	38749
G (N/m*s^2)	9.81

Tabla 5.1: valores utilizados para la simulación del modelo de un grado de libertad.
Fuente: Anexo.
Elaboración: Los Autores.

5.2.3.-Analisis de resultados del modelo de un grado de libertad.

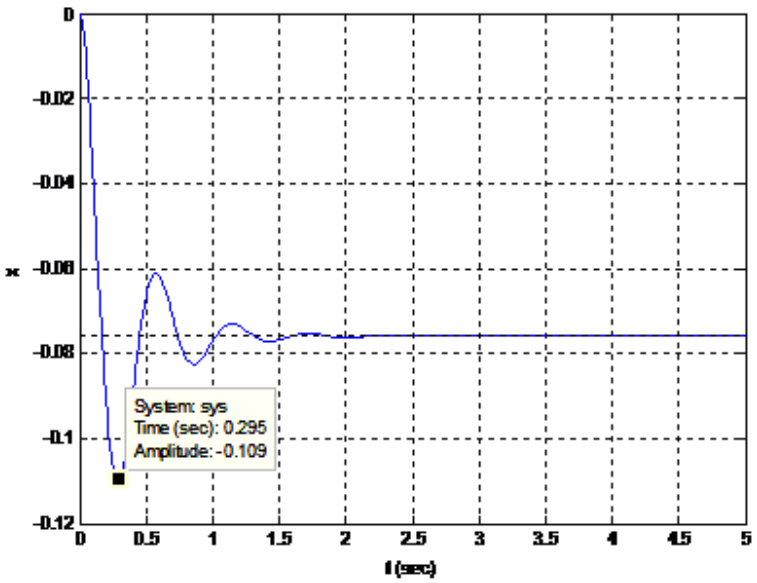


Grafico 5.3: desplazamiento vertical de la masa suspendida *x(t)* , considerando un modelo simple de un grado de libertad.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

En la grafica 5,3 se representa el desplazamiento vertical de la masa *M* es decir la solución *x(t)* suponiendo que la masa se suelta instantáneamente desde la posición correspondiente a una deformación nula del resorte.

La respuesta del sistema se puede dividirse en dos partes, la transitoria y la permanente. La primera dura aproximadamente 2,3 segundos y tiene su pico máximo a los 0,29 segundos en -0,109 m de caída de la masa *M*. entre los 2.3 y los 5 segundos, no hay prácticamente movimiento y se considera que los valores son permanentes. En este caso el desplazamiento permanente alcanza un valor de 0,78 m.

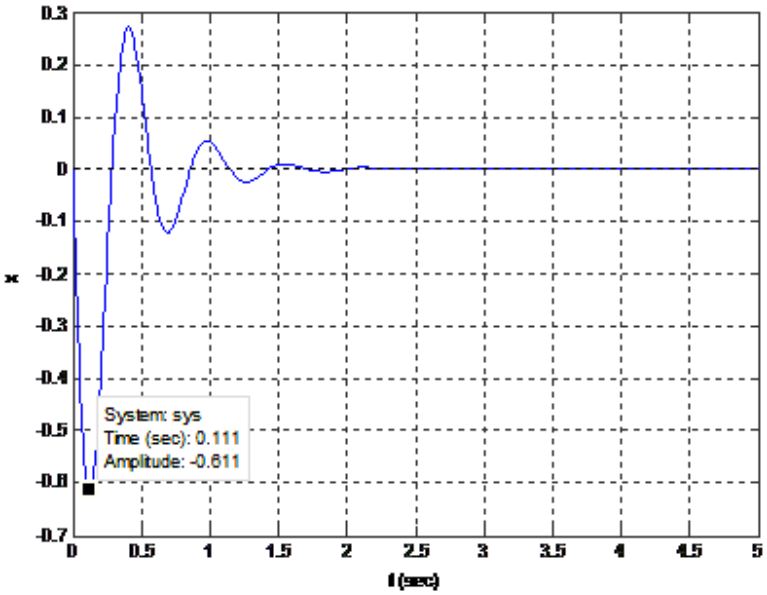


Grafico 5.4: Variación con el tiempo de la velocidad de la masa suspendida, considerando un modelo simple de un grado de libertad.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

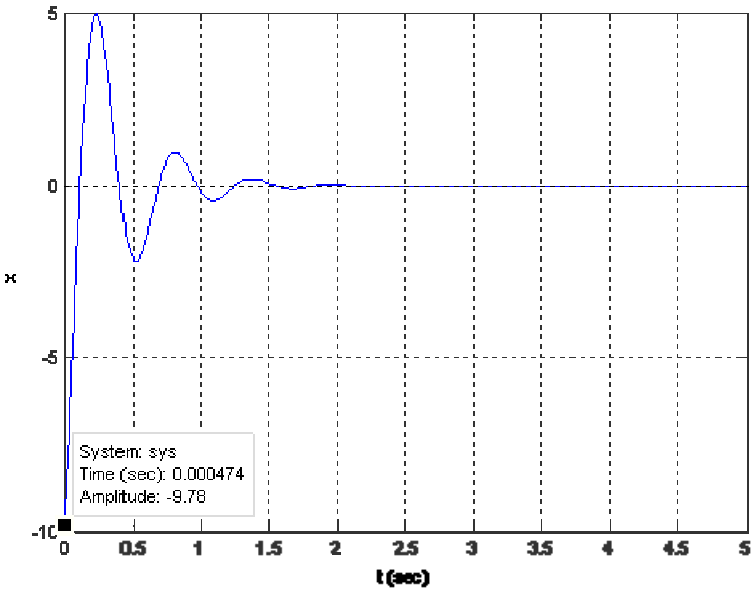


Grafico 5.5: Variación con el tiempo de la aceleración de la masa suspendida, considerando un modelo simple de un grado de libertad.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

Como se observa en la grafica 5.5 la aceleración alcanza en un primer instante un valor muy cercano al valor de la aceleración de la gravedad y queda reflejado claramente el desfase existente entre la aceleración de la gravedad y la velocidad del sistema, cumpliéndose que cuando la aceleración se anula, la velocidad presenta su pico máximo positivo o negativo (grafico 5.4) y, al mismo tiempo, cuando la aceleración es máxima la velocidad es nula.

5.2.4.- Modelo de cuatro grados de liberta.

En la figura 5.7 se representa un modelo de 4 grados de libertad, con el que puede simularse el comportamiento vertical – transversal como el vertical – longitudinal de un vehículo. Para el comportamiento vertical – transversal, los grados de libertad son el desplazamiento vertical de la rueda izquierda X_1, el desplazamiento vertical de la rueda derecha X_2, el desplazamiento de la masa suspendida X, y el ángulo de balanceo de la carrocería □.

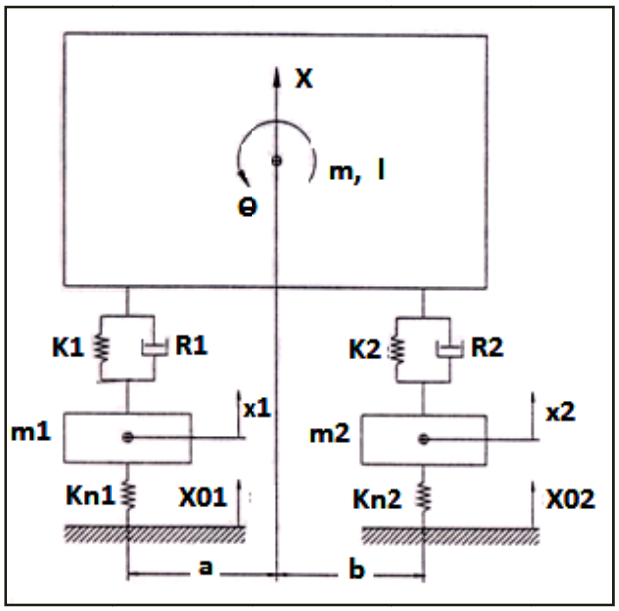


Fig 5.8 Modelo de cuatro grados de libertad.[91].

Los parámetros que contempla el modelo de cuatro grados de libertad se hallan en la tabla 5.2 y los valores propios del banco didáctico se encuentran en el anexo 4.

Kn1	Rigidez vertical del neumático, rueda izquierda.
Kn2	Rigidez vertical del neumático, rueda derecha.
K1	Rigidez vertical de la suspensión, rueda izquierda.
K_2	Rigidez vertical de la suspensión, rueda derecha.
R_1	Coeficiente de amortiguación, rueda izquierda.
R_2	Coeficiente de amortiguación, rueda derecha.
m_1	Masa no suspendida izquierda.
m_1	Masa no suspendida derecha.
m	Masa suspendida.
X_{01}	Desplazamiento producido por la irregularidad de la carretera en la rueda izquierda.
X_{02}	Desplazamiento producido por la irregularidad de la carretera en la rueda derecha.
a	Distancia del centro de gravedad a la suspensión izquierda.

[91]APARICIO Francisco, VERA Carlos, DIAS Vicente, "Teoría de los vehículos automóviles", Madrid España noviembre 2001, pág. 502.

b	Distancia del centro de gravedad a la suspensión derecha.
I	Momento de inercia de la masa suspendida.

Tabla 5.2: Nomenclatura de los parámetros utilizados en el modelo de cuatro grados de libertad.
Fuente: Aparicio Francisco, "Teoría de los vehículos automóviles" Madrid España noviembre 2001, pág. 502.
Elaboración: Los Autores.

Para determinar las diferentes graficas, tanto de la variación del ángulo de balanceo, desplazamiento del centro de gravedad, desplazamiento de las ruedas y la transferencia de pesos, procedemos a realizar un análisis en función del tiempo, y a través de la transformada de Laplace, convertimos dicha ecuación en una función de transferencia. A continuación se presenta el proceso de cálculo para determinar cada una de las graficas antes mencionadas.

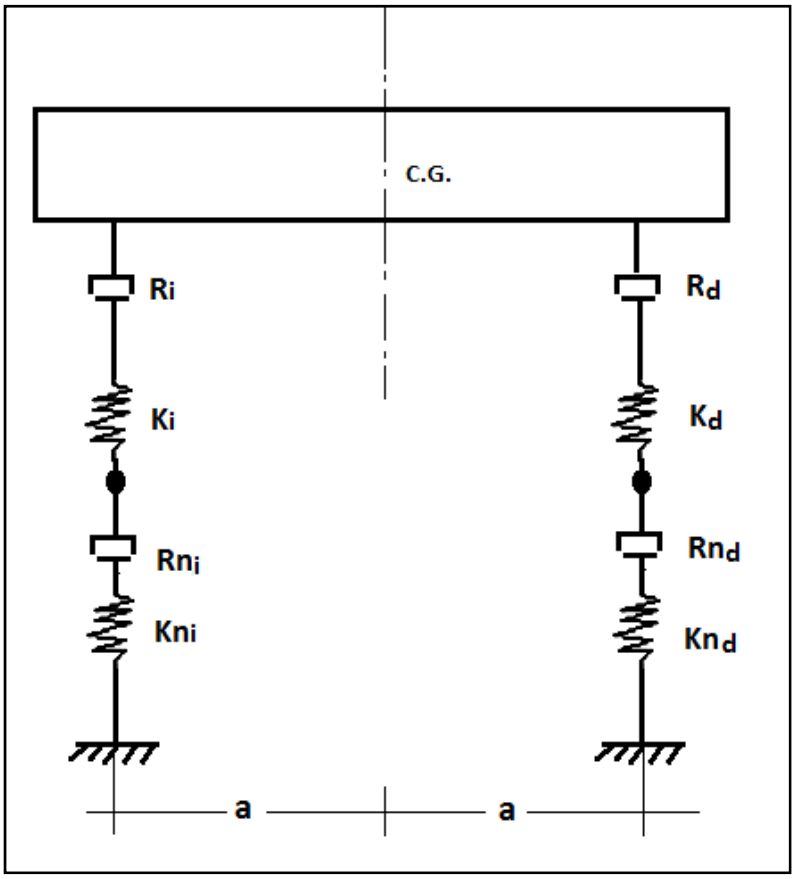


Grafico 5.6: parámetros considerados para determinación de la función de transferencia.
Elaboración: Los Autores

Del grafico 5.6 se tiene los siguientes parámetros:

K_{NI}	Rigidez vertical del neumático, rueda izquierda.
K_{ND}	Rigidez vertical del neumático, rueda derecha.
K_I	Rigidez vertical de la suspensión, rueda izquierda.
K_D	Rigidez vertical de la suspensión, rueda derecha.
R_I	Coeficiente de amortiguación de la suspensión de la rueda izquierda.
R_D	Coeficiente de amortiguación de la suspensión de la rueda derecha.
R_I	Coeficiente de amortiguación del neumático de la rueda izquierda.
R_{ND}	Coeficiente de amortiguación del neumático de la rueda derecha.
m	Masa suspendida.
X_{NI}	Desplazamiento producido por la irregularidad de la carretera en la rueda izquierda.
X_{ND}	Desplazamiento producido por la irregularidad de la carretera en la rueda derecha.
X_I	Desplazamiento producido por la irregularidad de la carretera en la masa suspendida izquierda.
X_D	Desplazamiento producido por la irregularidad de la carretera en la rueda derecha en la masa suspendida derecha
I	Momento de inercia de la masa suspendida.
□	Angulo de balanceo.
CG	Centro de gravedad.
a	Distancia del centro de gravedad a la suspensión izquierda.

Tabla 5.3: Nomenclatura de los parámetros utilizados en el modelo de cuatro grados de libertad.
Elaboración: Los Autores

Para el cálculo de la transferencia de pesos en primer lugar comenzamos calculando la función de transferencia de la masa no suspendida, es decir, la función de transferencia de todo el conjunto de la rueda, recordando que esta ecuación es la igual tanto para la rueda izquierda como para la rueda derecha; para ello procedemos a realizar una sumatoria de fuerzas como se muestra a continuación:

$$\sum Fx_N = m\,a$$

$$Fa + Fr = m\,a$$

Resolviendo la sumatoria de fuerzas se tiene:

$$R_N(\dot{x} - \dot{x_N}) + k_N(x - x_N) = m_N\ddot{x}_N$$

$$R_N\dot{x_N} + R_N\dot{x} - k_N x_N + k_N x = m_N\ddot{x}_N$$

$$m_N\ddot{x}_N + R_N\dot{x_N} - R_N\dot{x} + k_N x_N - k_N x = 0$$

$$R_N\dot{x} + k_N x = m_N\ddot{x}_N + R_N\dot{x_N} + k_N x_N$$

Aplicando la transformada de Laplace se tiene:

$$R_N s X_{(s)} + k_N X_{(s)} = m_N s^2 X_{N(s)} + R_N s X_{N(s)} + k_N X_{N(s)}$$

$$X_{(s)}(R_N s + k_N) = X_{N(s)}(m_N s^2 + R_N s + k_N)$$

$$X_{N(s)} = \frac{(R_N s + k_N)}{(m_N s^2 + R_N s + k_N)} X_{(s)}$$

$$X_{N(s)} = \frac{(2374s + 127200)}{(30s^2 + 2374s + 127200)} X_{(s)}$$

$$\frac{X_{N(s)}}{X_{(s)}} = \frac{(2374s + 127200)}{(30s^2 + 2374s + 127200)}$$

Obteniéndose de esta manera la función de transferencia de la masa no suspendida.

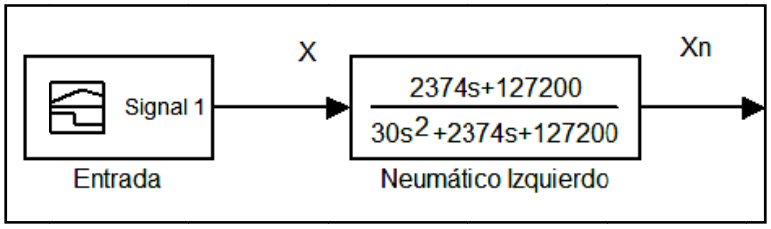


Grafico 5.7: Función de transferencia de la masa no suspendida.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

Ahora bien, para determinar la función de transferencia de la suspensión izquierda se realiza de la misma manera una sumatoria de fuerzas, recordemos que el mismo tipo de función de transferencia resultante ser utilizada para la suspensión de la parte derecha.

$$\sum F\, x_I = m_I\, a_I$$

$$R_I(\dot{x_I} - \dot{x_N}) + k_I(x_I - x_N) = m_I\ddot{x}_I$$

$$R_I\dot{x_I} - R_I\dot{x_N} + k_I x_I - k_I x_N = m_I\ddot{x}_I$$

$$m_I\ddot{x}_I - R_I\dot{x_I} + R_N\dot{x_N} - k_I x_I + k_I x_N = 0$$

$$m_I\ddot{x}_I + R_I\dot{x_N} + k_I x_N = R_I\dot{x_I} + k_I x_I$$

Aplicando la transformada de Laplace se tiene que:

$$m_I s^2 X_{I(s)} + R_I s X_{I(s)} + k_I X_{I(s)} = R_I s X_{N(s)} + k_I X_{N(s)}$$

$$X_{I(s)}(m_I s^2 + R_I s + k_I) = X_{N(s)}(R_I s + k_I)$$

$$X_{I(s)} = \frac{(R_I s + k_I)}{(m_I s^2 + R_I s + k_I)}\, X_{N(s)}$$

$$\frac{X_{I(s)}}{X_{N(s)}} = \frac{(R_I s + k_I)}{(m_I s^2 + R_I s + k_I)}$$

De esta manera se ha obtenido la función de transferencia de la suspensión izquierda.

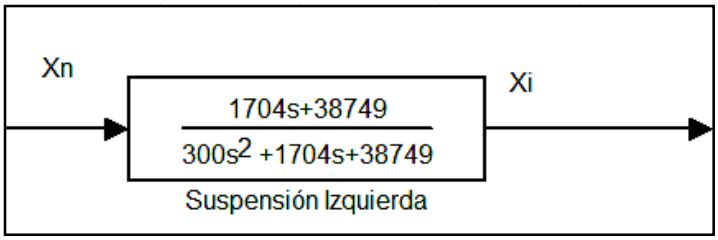


Grafico 5.8: Función de transferencia de la suspensión.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

La salida final es igual al producto de las dos funciones de transferencia, es decir el producto de la función de transferencia de la rueda por la función de transferencia del sistema de suspensión, como se muestra a continuación.

$$\frac{X_{I(s)}}{X_{(s)}} = \frac{(R_I s + k_I)(R_N s + k_N)}{(m_I s^2 + R_I s + k_I)(m_N s^2 + R_N s + k_N)}$$

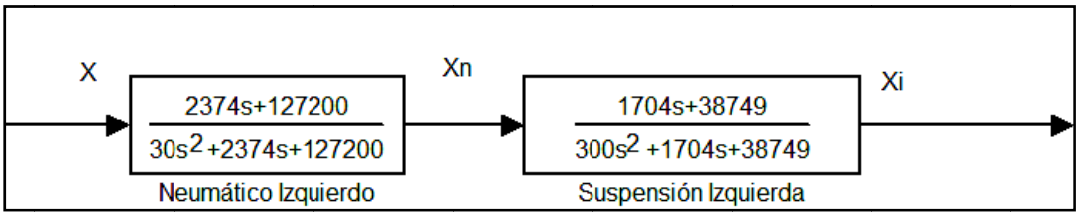


Grafico 5.9: Función de transferencia final del lado izquierdo del sistema de suspensión.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

Esto es para el lado izquierdo, de igual manera se realizo un cálculo para el lado derecho, teniendo como resultado la misma función de transferencia.

Ahora bien, para calcular el desplazamiento del centro de gravedad de la carrocería procedemos a realizar una sumatoria de fuerzas en el puente delantero, a continuación se detalla el cálculo matemático.

$$\sum FX = m_x\, a_x$$

$$Fa_I + Fr_I + Fa_D + Fr_D = m_x\, a_x$$

De donde:

$$X(s) = X_{NI} * X_I + X_{ND} * X_D$$

Es igual a esto a:

$$X_{(s)} = \frac{(R_N R_I)s^2+(k_N R_I+k_I R_N)s+k_N k_I}{(m_N m_I)s^4+(m_N R_I+m_I R_N)s^3+(R_N R_I+k_N m_I)s^2+(m_N k_I+R_N k_I+k_N R_I)s+k_N k_I}\frac{X_{EI(s)}}{2} + \frac{(R_N R_D)s^2+(k_N R_D+k_D R_N)s+k_N k_D}{(m_N m_D)s^4+(m_N R_D+m_D R_N)s^3+(R_N R_D+k_N m_D)s^2+(m_N k_D+R_N k_D+k_N R_D)s+k_N k_D}\frac{X_{ED(s)}}{2}$$

Para el cálculo del ángulo de balanceo, se realiza una sumatoria de momentos, la sumatoria de momentos la realizamos en el centro de gravedad para mayor facilidad de cálculo.

$$\sum M_p = I_x \ddot{\theta}_x$$

$$(Fa_I + Fr_I)L_1 - (Fa_D + Fr_D)L_2 - W_X L_3 = I_x \ddot{\theta}_x$$

$$(Fa_I + Fr_I)0.815 - (Fa_D + Fr_D)0.815 = 800 \ddot{\theta}_x$$

De igual forma sustituimos y se tiene que:

$$\theta_{(S)} = \frac{0.815[(R_N R_I)s^2+(k_N R_I+k_I R_N)s+k_N k_I]}{800[(m_N m_I)s^4+(m_N R_I+m_I R_N)s^3+(R_N R_I+k_N m_I)s^2+(m_N k_I+R_N k_I+k_N R_I)s+k_N k_I]}\frac{X_{EI(s)}}{2} + \frac{0.815[(R_N R_D)s^2+(k_N R_D+k_D R_N)s+k_N k_D]}{800[\ (m_N m_D)s^4+(m_N R_D+m_D R_N)s^3+(R_N R_D+k_N m_D)s^2+(m_N k_D+R_N k_D+k_N R_D)s+k_N k_D]}\frac{X_{ED(s)}}{2}$$

Para simplificar el cálculo asumimos que el centro de gravedad se desplaza en un solo sentido, y este desplazamiento se da en el eje vertical (eje z) y se mide respecto al centro de gravedad original.

5.2.5.- Aplicación del modelo de cuatro grados de libertad: Simulación del comportamiento dinámico del sistema de suspensión.

Para simular el comportamiento del sistema de suspensión que hemos estado trabajando vamos a obtener ayuda mediante el programa matemático Matlab, el cual es una herramienta que nos ayuda a determinar la conducta de dicho sistema mediante el modelo matemático antes mencionado y estudiado. En la grafica siguiente se presenta el software utilizado para la simulación de la suspensión.

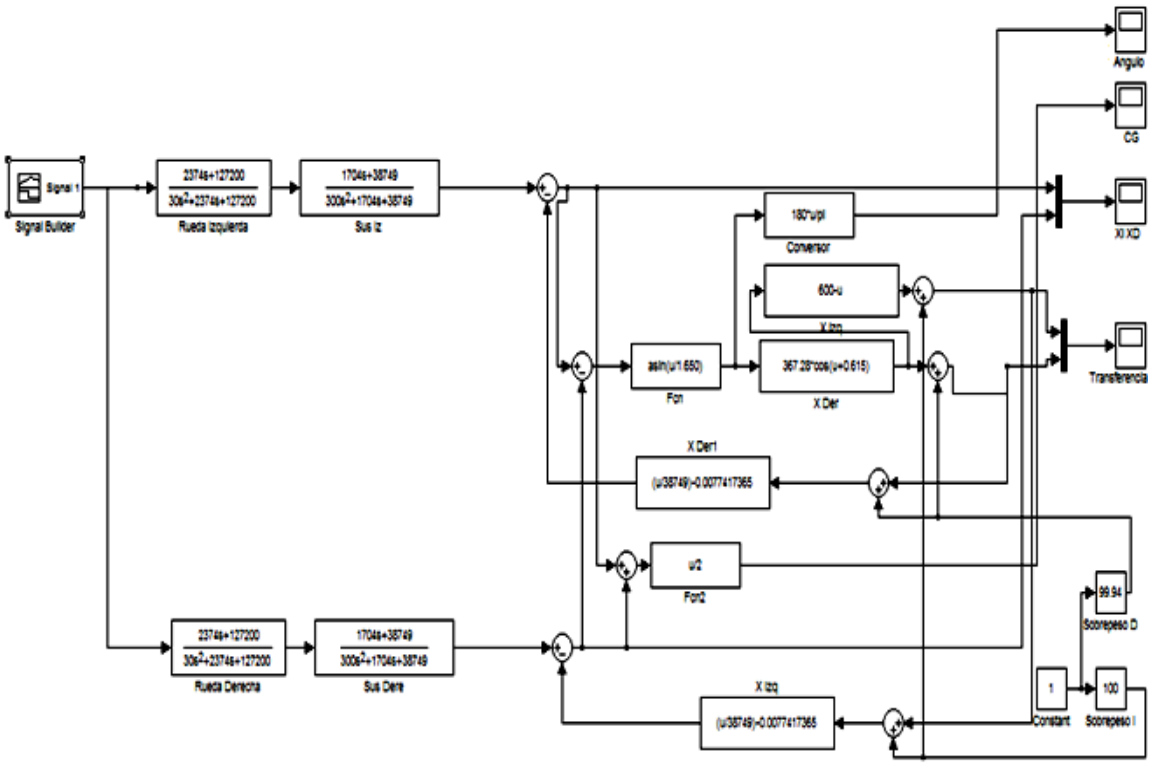


Grafico 5.10: Pantalla general de la representación del sistema de suspensión mediante el simulink.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

Como explicación general, se tiene que para simular es necesario tener una señal de entrada, la misma que representa el tipo de evento que se da entre la calzada y el neumático, ésta entrada es necesaria para que mediante el modelo matemático podamos determinar el comportamiento del sistema de suspensión, obteniendo como resultado diferentes graficas en la simulación de la suspensión. Para nuestro estudio y simulación

vamos a utilizar las funciones de transferencia antes mencionadas las mismas que nos dan los resultados de los gráficos en función del tiempo. Los parámetros a analizar son el ángulo de balanceo, desplazamiento de la masa suspendida, la transferencia de pesos, y el desplazamiento de la masa suspendida.

En la grafica 5.11 se representa en forma esquemática la entrada o evento, el proceso en sí que se realiza el software para la obtención de los resultados, es decir el proceso matemático y por último el resultado de dicho proceso expresado en un grafico.

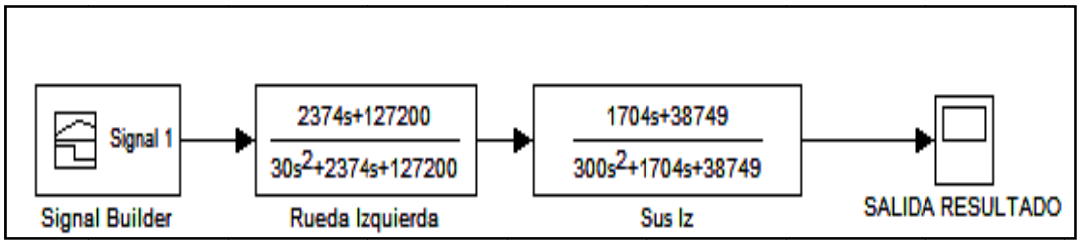


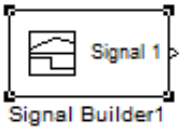
Grafico 5.10: Representación del evento, proceso y resultado del sistema de suspensión mediante el simulink.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

5.2.6.- Variación del tipo de señal o evento que podemos simular en nuestro tipo de suspensión.

Los eventos que podemos enviar como señales de entrada son los siguientes:

Señal o evento único en la carretera.-

El cual podemos variar de acuerdo a nuestra necesidad pero teniendo en cuenta que tienen que ser valores coherentes sin exageración de los mismos.



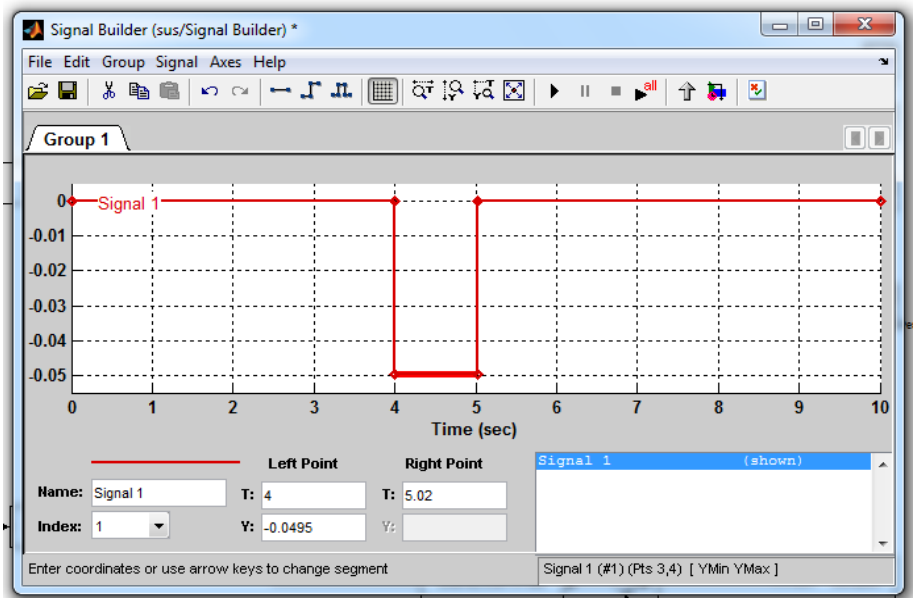
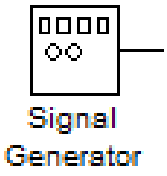


Grafico 5.11: Representación del evento único.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

Señales de tipo cíclicas:

En este parámetro podemos variar diferentes tipos de caminos o tipos de calzadas que podemos encontrar entre los cuales tenemos:



Señal tipo sinodal (sine).- Con el cual podemos simular caminos de piedra, en donde como parámetro adicional podemos variar la amplitud y frecuencia del tipo de señal.

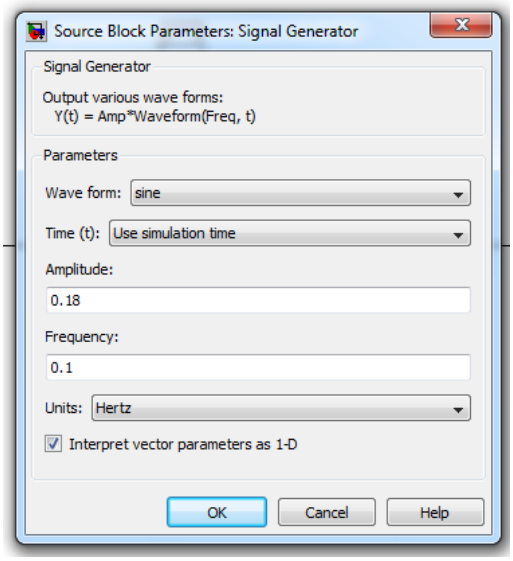


Grafico 5.12: Evento de tipo sinodal.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

Señal tipo diente de sierra (sawtooth).- Con el cual podemos simular eventos como el adoquín, en donde como parámetro adicional podemos variar la amplitud y frecuencia del tipo de señal.

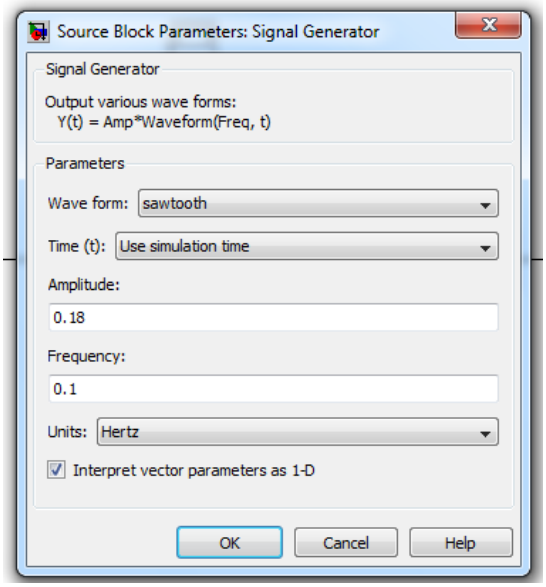


Grafico 5.13: Evento tipo diente de sierra.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

Señal tipo cuadrada (square).- Con el cual podemos simular eventos como las irregularidades propias de la calzada, en donde como parámetro adicional podemos variar la amplitud y frecuencia del tipo de señal.

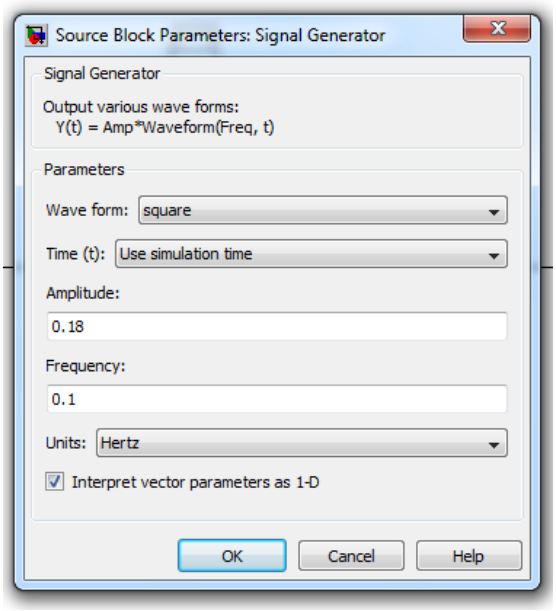


Grafico 5.14: Evento tipo cuadrada.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

Señal tipo aleatoria (random).- Con el cual podemos simular eventos aleatorios, como las irregularidades propias de la calzada, se puede variar la amplitud y frecuencia del tipo de señal.

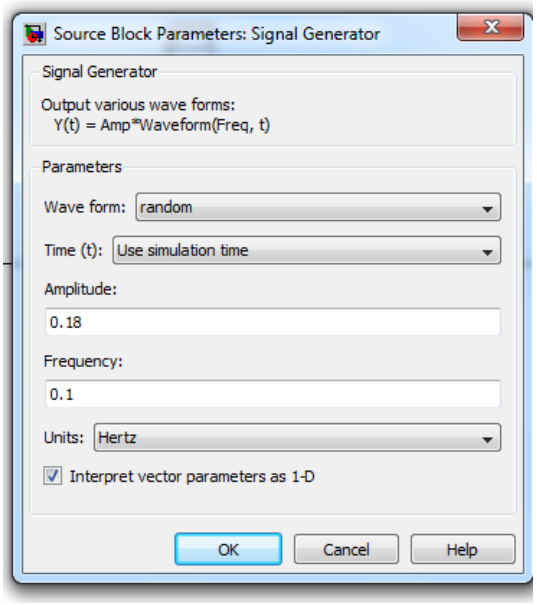


Grafico 5.15: Evento tipo aleatoria.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

5.2.7.- Análisis de resultados de las variaciones de los eventos de la calzada.

En este apartado se pretende ilustrar a través de un ejemplo la simulación del sistema de suspensión con un evento de entrada, con el propósito de observar y poder determinar lo que sucede con cada una de las diferentes graficas. Para este ejemplo vamos a proceder a simular un defecto de la calzada (bache) por la cual va a transitar la rueda izquierda mientras tanto la rueda derecha en su trayectoria no va a encontrar obstáculo alguno.

El defecto de la calzada se representa en la grafica 5.16, cuando la rueda se encuentra a tres segundos de su partida, se tropieza con un bache el cual posee una amplitud de 0,08 metros y dura por dos segundos hasta antes de llegar a salir de dicho defecto de la calzada.

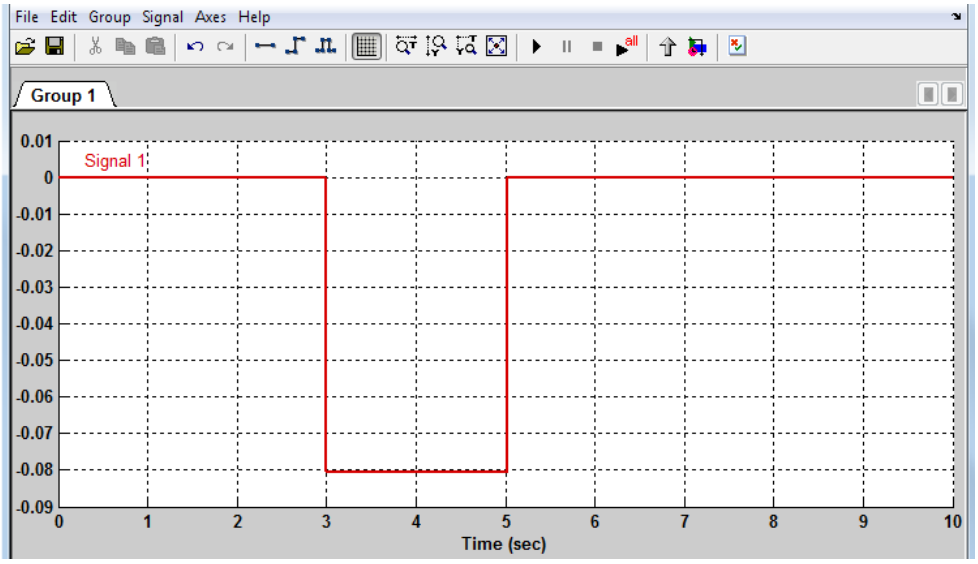


Grafico 5.16: Evento único en la rueda izquierda.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

En la grafica de la representación del ángulo (grafico 5,17) su pico máximo negativo es de 4,25 grados el mismo que se da a los 3,25 segundos y su pico máximo positivo es de 1,47 grados a los 5,3 segundos, estabilizándose a los 6,8 segundos por completo.

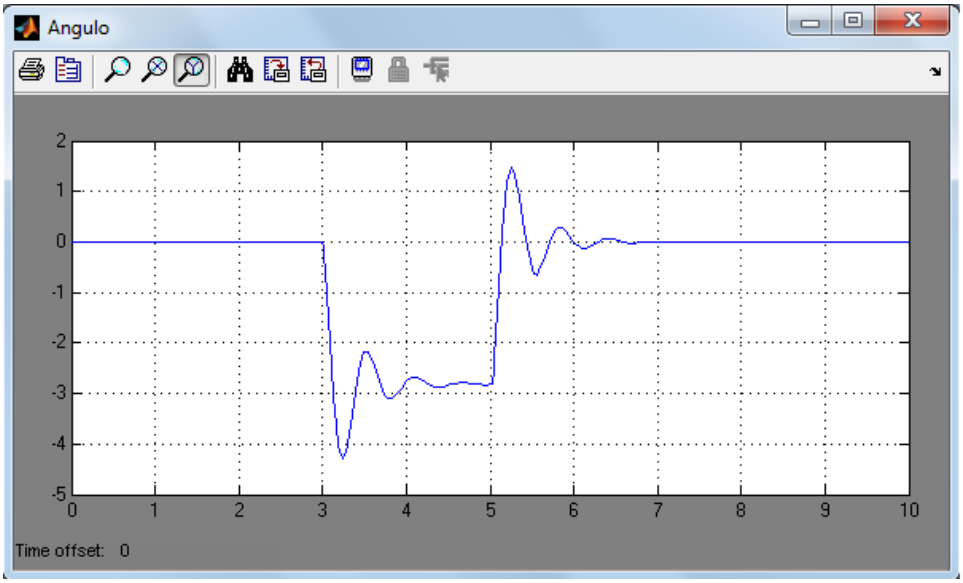


Grafico 5.17: Representación grafica del ángulo de balanceo.
Fuente: Matlab.

Elaboración: Los Autores

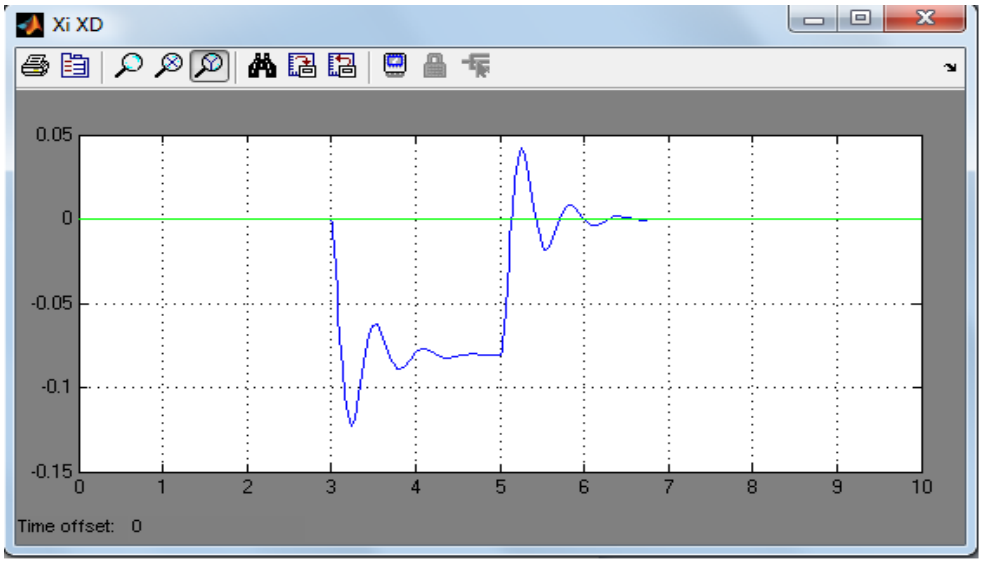


Grafico 5.18: Representación del desplazamiento de la rueda derecha (-) e izquierda (-).
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

La grafica 5,18 representa el desplazamiento de la rueda izquierda con respecto a al rueda derecha. La rueda derecha al no estar sometida a un defecto de la calzada conserva un valor uniforme mientras tanto la rueda izquierda posee su pico máximo de desplazamiento de 0,1 m y se estabiliza a los 6, 85 segundos.

Grafico 5.19: Representación de la transferencia de pesos rueda derecha (-) e izquierda (-).

Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

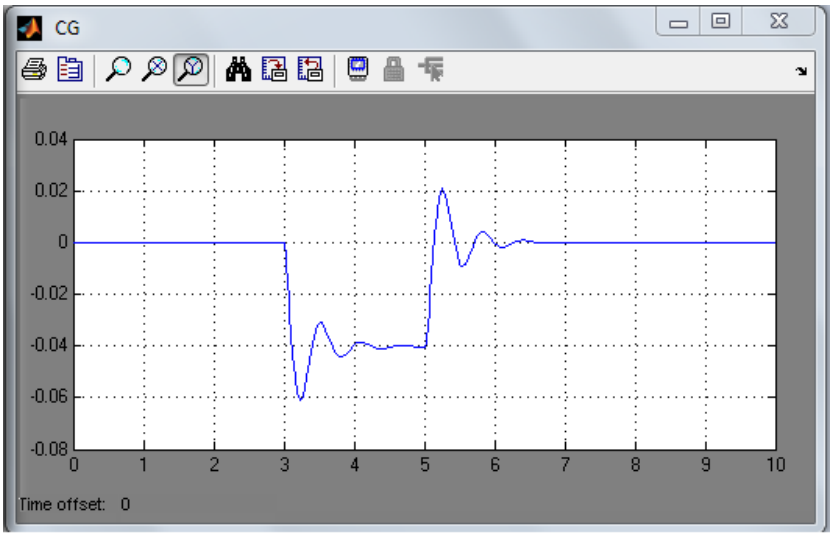


Grafico 5.20: Representación del desplazamiento del centro de gravedad.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

Mientras tanto en la transferencia de pesos (grafico 5.19), como es de esperase al pasar por el defecto de la calzada el lado izquierdo sometido al defecto posee un pico máximo negativo mientras tanto el lado derecho posee picos iguales pero en sentido opuesto. Mientras tanto el centro de gravedad (grafico 5.20) obtiene su pico máximo negativo de 0,059 metros y se estabiliza a los 6,3 segundos.

5.2.8.- Parámetros adicionales de variación en la simulación de la suspensión:

Para obtener resultados más reales se ha incluido algunos parámetros adicionales los cuales se puede modificar antes de obtener las graficas de resultados, como parámetro de variación adicional tenemos:

El peso que podemos aplicar a cada lado del vehículo, el cual puede variar uno del otro.

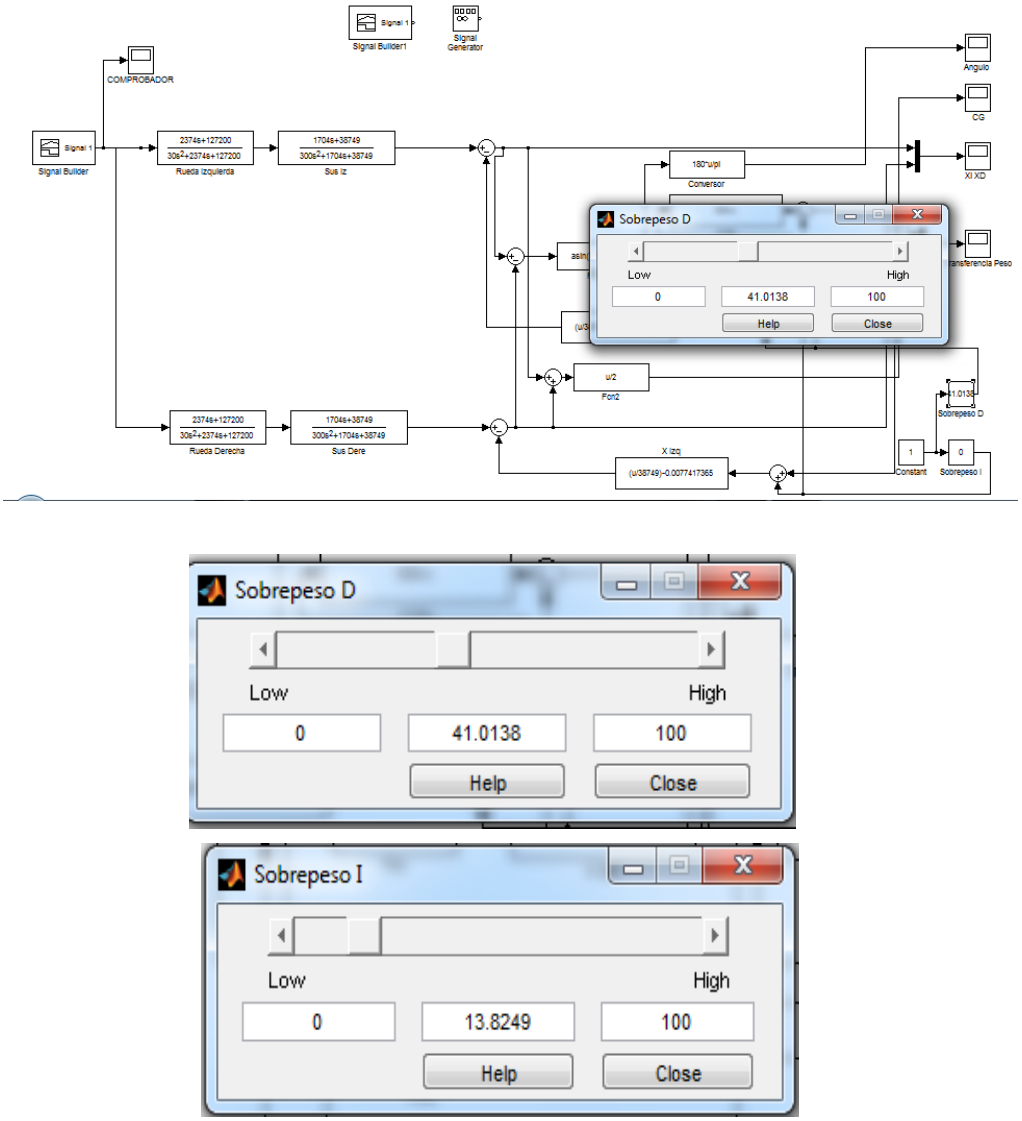


Grafico 5.21: Variación del peso en cada lado del sistema de suspensión.
Fuente: Matlab.
Elaboración: Los Autores

5.3.- Programa LabVIEW 2009 versión 32 bits usados en la visualización de diagramas

5.3.1.- Concepto, LabVIEW 2009 Versión 32 bits.

"LabVIEW es un entorno de programación gráfica para desarrollar sistemas sofisticados de medida, pruebas y control, usando íconos gráficos intuitivos y cables que parecen un diagrama de flujo. LabVIEW ofrece una integración incomparable con

miles de dispositivos de hardware y brinda cientos de bibliotecas integradas para análisis avanzado y visualización de datos. La plataforma LabVlEW es escalable a través de múltiples objetivos y sistemas operativos,"[92]

5.3.2.-Aplicaciones de LabVlEW.

LabVlEW tiene su mayor aplicación en sistemas de medición, como monitoreo de procesos y aplicaciones de control, un ejemplo de esto pueden ser sistemas de monitoreo en transportación, laboratorios virtuales para clases en universidades y procesos de control industrial, desde su introducción en 1986 se ha vuelto un líder en la industria

LabVlEW es muy utilizado en procesamiento digital de señales, procesamiento en tiempo real de aplicaciones biomédicas, manipulación de imágenes y audio, automatización, diseño de filtros digitales, generación de señales, entre otras.

5.3.3.-Entorno LabVlEW.

La programación G (gráfica) de LabVIEW consta de un panel frontal y un panel de programación.

En el panel frontal es donde se diseña la interface de usuario y se ubican los controles e indicadores. En el panel de programación se encuentran las funciones. Cada control que se utiliza en la interfaz tiene una representación en el panel de código, igualmente los indicadores necesarios para entregar la información procesada al usuario tienen un icono que los identifica en el panel de código o de programación.

Los controles pueden ser boléanos, numéricos, strings, un arreglo matricial de estos o una combinación de los anteriores.

- Numérico: Contiene números enteros o números en punto flotante.
- Boléanos: Contiene combinaciones lógicas TRUE/FALSE, AND, OR, etc.

[92] .PELEGRI, José LABVIEW ENTORNO GRÀFICO DE PROGRAMACIÒN

- String: Contiene únicamente caracteres alfanuméricos

Las funciones pueden ser *VIs*[93] prediseñados y que pueden ser reutilizados en cualquier aplicación, estos bloques funcionales constan de entradas y salidas, igual que en un lenguaje de programación estándar, las funciones procesan las entradas y entregan una o varias salidas, estos *VIs* pueden también estar conformados de otros *subVIs* y así sucesivamente, de esta forma se pueden representar como un árbol genealógico donde un *VIs* se relaciona o depende de varios *SubVIs*.

5.3.4.-Programación gráfica con LabVlEW.

Cuando se diseña programas con LabVlEW se trabaja siempre bajo *VIs*, se pueden crear *VIs* a partir de especificaciones funcionales personalizadas.

Los *VIs* se caracterizan por ser un cuadrado con su respectivo símbolo relacionado con su funcionalidad, tener una interfaz con el usuario, tener entradas con su color de identificación de dato, tener una o varias salidas y ser reutilizables.

Debido al lenguaje gráfico el compilador con que cuenta LabVIEW es más versátil ya que sobre el mismo código de programación se puede ver fácilmente el flujo de datos, así como su contenido.

En el ambiente de trabajo de LabVIEW existen dos paneles, el panel de control y el panel de programación o diagrama de bloques.

5.3.4.1.-Panel de control.-

Es el interfaz con el usuario, en él se definen los controles e indicadores que se muestran en pantalla.

Debido a que el panel frontal es similar a un panel frontal de instrumento real, las entradas son llamadas Controles y las salidas son llamados, indicadores

[93] VIs Instrumentos Virtuales

Se puede usar una variedad de controles y de indicadores, como: perillas, interruptores, pulsantes, letras, gráficos etc. que hacen que el panel de control sea fácilmente Identificable y entendible

Cada panel de control tiene su respectivo diagrama de bloques, el cual es el programa *VIs*. Se construye el diagrama de bloques usando el lenguaje de programación gráfico *G*. Los componentes del diagrama de control representan los nodos del programa; por ejemplo, bucles FOR, estructuras CASE y hasta funciones aritméticas. Los componentes son alambrados para definir el flujo de datos en el diagrama de bloques.

5.3.4.2.-Diagrama de bloques.-

Es el programa propiamente dicho, donde se define su funcionalidad, aquí se colocan iconos que realizan una determinada función y se interconectan.

El diagrama de bloques trabaja con el sistema de flujo de datos, hasta llegar al indicador seleccionado.

Es fácil observar en el panel de programación como se computan los datos en cada parte del programa, cuando la ejecución se realiza paso a paso.

5.3.5.-Adquisición de datos

5.3.5.1.-Adquisición de datos.-

La Adquisición de Datos, consiste en la toma de muestras del mundo real (sistema analógico) para generar datos que puedan ser manipulados por un ordenador (sistema digital). Consiste, en tomar un conjunto de variables físicas, convertirlas en tensiones eléctricas y digitalizarlas de manera que se puedan procesar en una computadora. Se requiere una etapa de acondicionamiento, que adecua la señal a niveles compatibles con el elemento que hace la transformación a señal digital. El elemento que hace dicha transformación es el PIC18F2550 del circuito.

La adquisición de datos se inicia con el fenómeno físico o la propiedad física de una magnitud que se desea medir. Esta propiedad física podría ser ángulo de giro, temperatura, la intensidad del cambio de una fuente de luz, la presión dentro de una cámara, la fuerza aplicada a un objeto, o muchas otras cosas. Un eficaz sistema de adquisición de datos puede medir todas estas diferentes propiedades o fenómenos por medio de un sensor.

5.3.5.2.-Sensor

Es un dispositivo que convierte la propiedad física o fenómeno en una señal eléctrica correspondiente medible, tal como tensión, corriente, el cambio en los valores de resistencia o condensador etc. La capacidad de un sistema de adquisición de datos para medir los distintos fenómenos depende de los sensores para convertir las señales de los fenómenos fiscos mensurables en la adquisición de datos por hardware.

5.3.5.3.-Conversión analógica-digital

Una conversión analógica-digital consiste en la trascripción de señales analógicas en señales digitales, con el propósito de facilitar su procesamiento (codificación, compresión, etc.) y hacer la señal resultante (la digital) más inmune al ruido y otras interferencias a las que son más sensibles las señales analógicas.

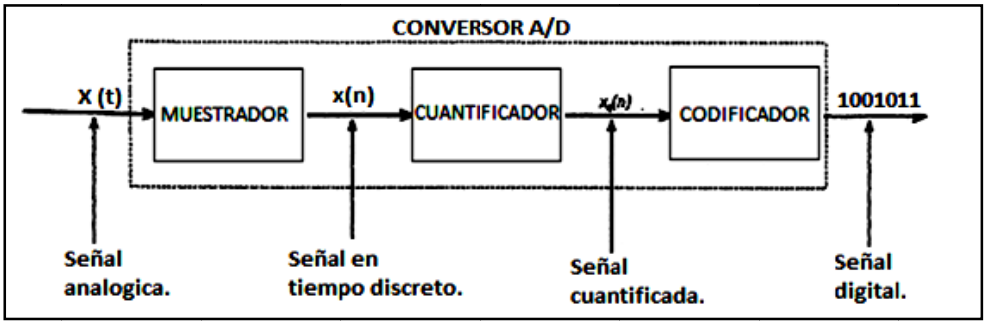


Fig 5.9 Conversor de señal analogica digital.[94].

[94] www.asìfunciona.com/electrónica/af_conv_ad/conv_ad_5.htm

5.3.5.4.-Tarjeta del circuito

Esta tarjeta está diseñada mediante un Pic 18F2550 formada por ciertos componentes cuyas características a continuación se detallan.

5.3.5.4.1.-Componentes del Circuito

Micro controlador PIC18F2550

El PIC18F2550 es un microprocesador de propósito general versátil y económico. Pertenece a la popular familia de procesadores PICmicro de la empresa norteamericana Microchip.

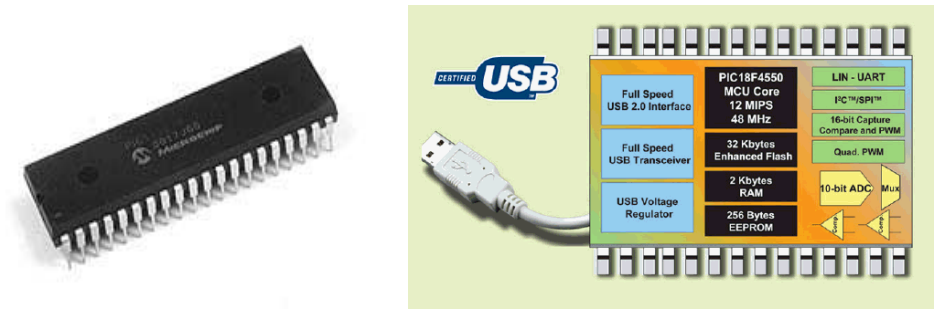


Fig 5.10 Grafica del PIC18F4550.[95].

Lo particular del microcontrolador PIC18F2550 es que, es uno de los PICs que viene con soporte nativo para USB, lo cual quiere decir que incluyen un controlador USB interno que ya brinda pines de salida para conectar directo a la PC.

- 48 MHz velocidad máxima de funcionamiento (12 MIPS)
- 32 Kbytes de memoria Flash mejorada
- 2 Kbytes de memoria RAM (de los cuales 1 puerto dual Kbyte)
- 256 bytes de datos EEPROM
- Full Speed USB 2.0 (con capacidad de 12 Mbit / s traslados de datos), incluido el FS-USB transceptor y el regulador de voltaje PIC18F4550

[95] www.scribd.com/doc/2940003/PIC18F2550

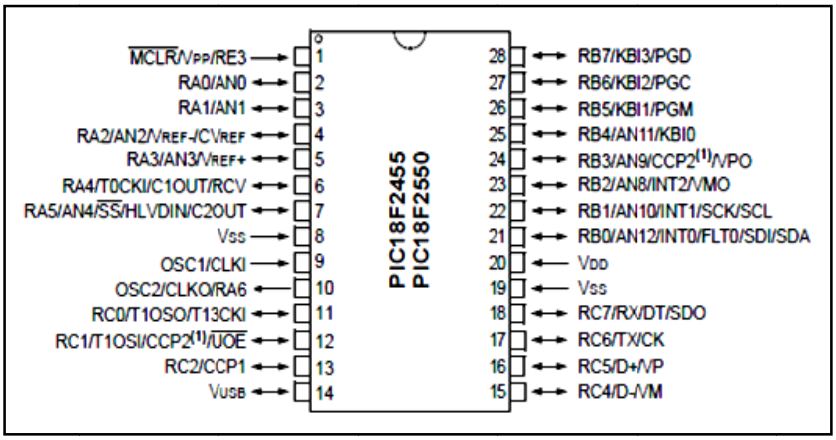


Fig 5.11 Grafica del PIC18F4550.[96].

5.3.5.4.2.-Diagramaciòn de la programación del PIC

[96] www.scribd.com/doc/2940003/PIC18F2550

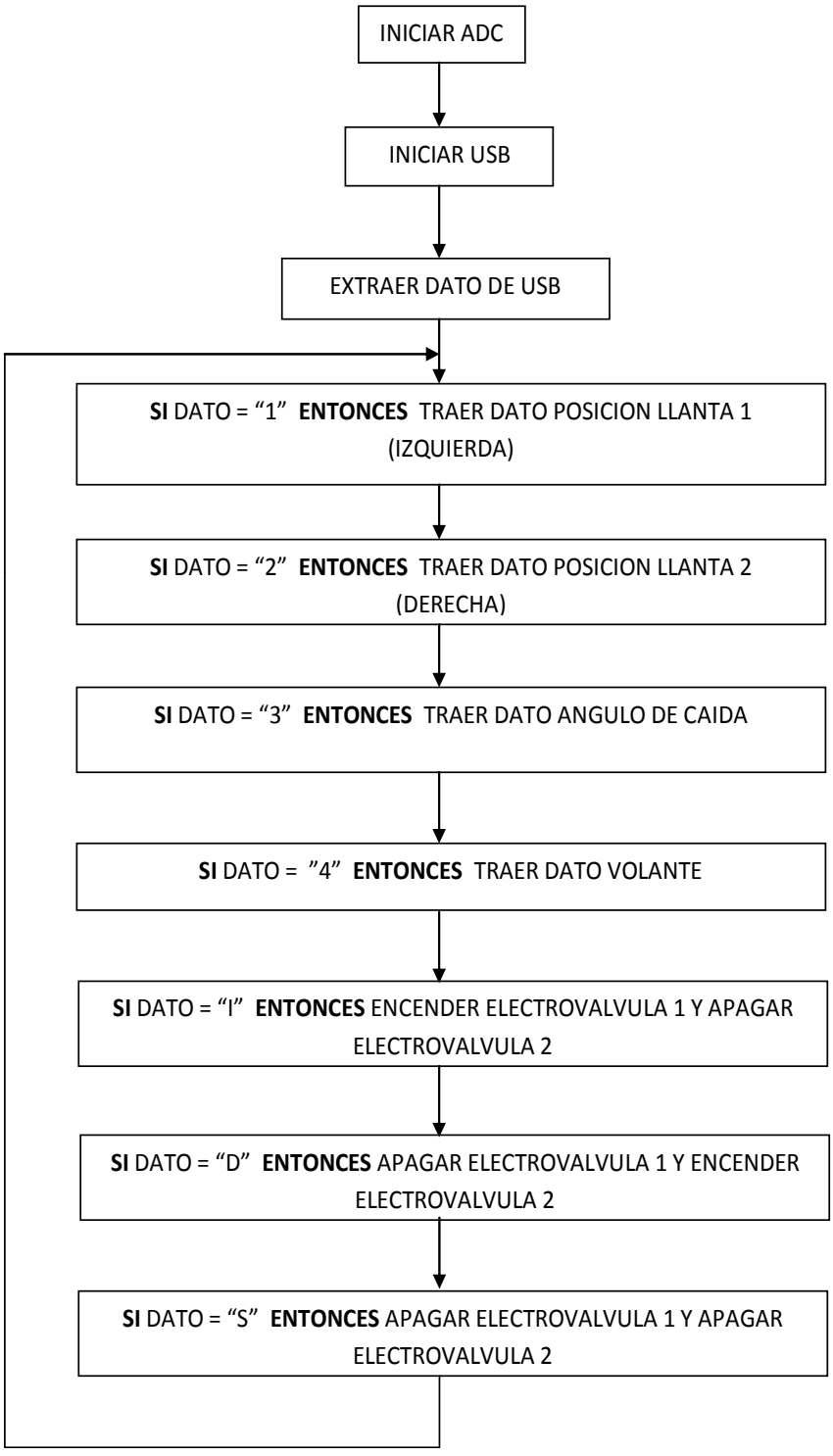


Diagrama 5.1: Programación del PIC.
Elaboración: Los Autores

5.3.6.-Programación en LabVIEW

Como se mencionó anteriormente el programa LabVIEW tiene dos paneles en los que se va a trabajar conjuntamente, el panel frontal y el diagrama de bloques, el primero donde se visualizara los valores digitales y los paramentos de la geometría de la dirección como son el ángulo de caída y la convergencia.. Además se observa submenús en los cuales se detalla las definiciones de los mismos así como los efectos que se producen en cada caso.

En el diagrama de bloques se realiza la programación y los ajustes necesarios para que las señales se visualicen en el panel frontal al mismo tiempo y correctamente y no existan interferencias de ningún tipo.

5.3.6.1.-Inicio del proyecto de adquisición de datos

La siguiente ventana sirve para crear un proyecto donde se guardaran todos los archivos relacionados con el tema, esto con la finalidad de un rápido acceso a ellos el momento que se necesite hacerlo, se los llama hipervínculos y son documentos archivados de una manera ágil y segura que no afecte con la presentación del proyecto.

Grafico 5.22: Pantalla de archivo.
Fuente: LabVIEW
Elaboración: Los Autores

5.3.6.2.- Herramientas de LabVIEW

Para dar inicio con la programación en LabVIEW se debe configurar las herramientas tanto del PANEL FRONTAL como del DIAGRAMA DE BLOQUES, ya que esto ayudará a tener un fácil y rápido acceso a sus herramientas de control, evitando pérdidas de tiempo.

5.3.6.3.-Pantalla de Programación de Diagrama de Bloques.

- Se utiliza VISA para comunicar el LABVIEW con el PIC
- Los valores de 0 a 255 son enviados por USB a la laptop.
- Se utiliza este valor de 0 a 255 para representar cada una de las graficas
- En LABVIEW se utiliza interpolación para las graficas

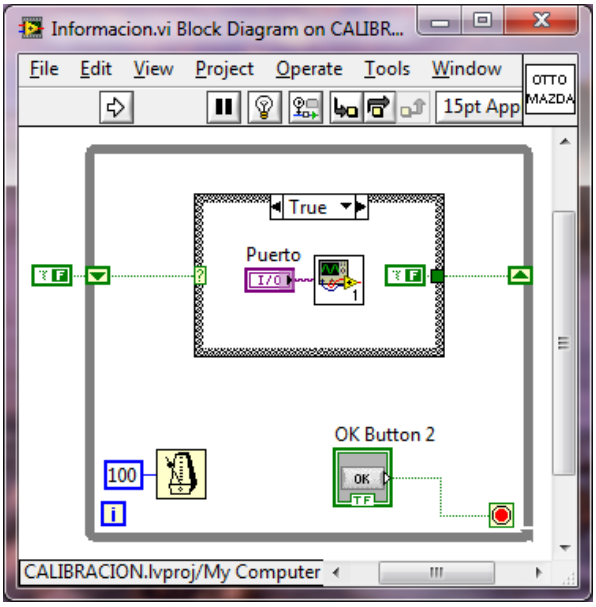


Grafico 5.23: Programación de diagrama de bloques de la pantalla de inicio.
Fuente: LabVIEW
Elaboración: Los Autores

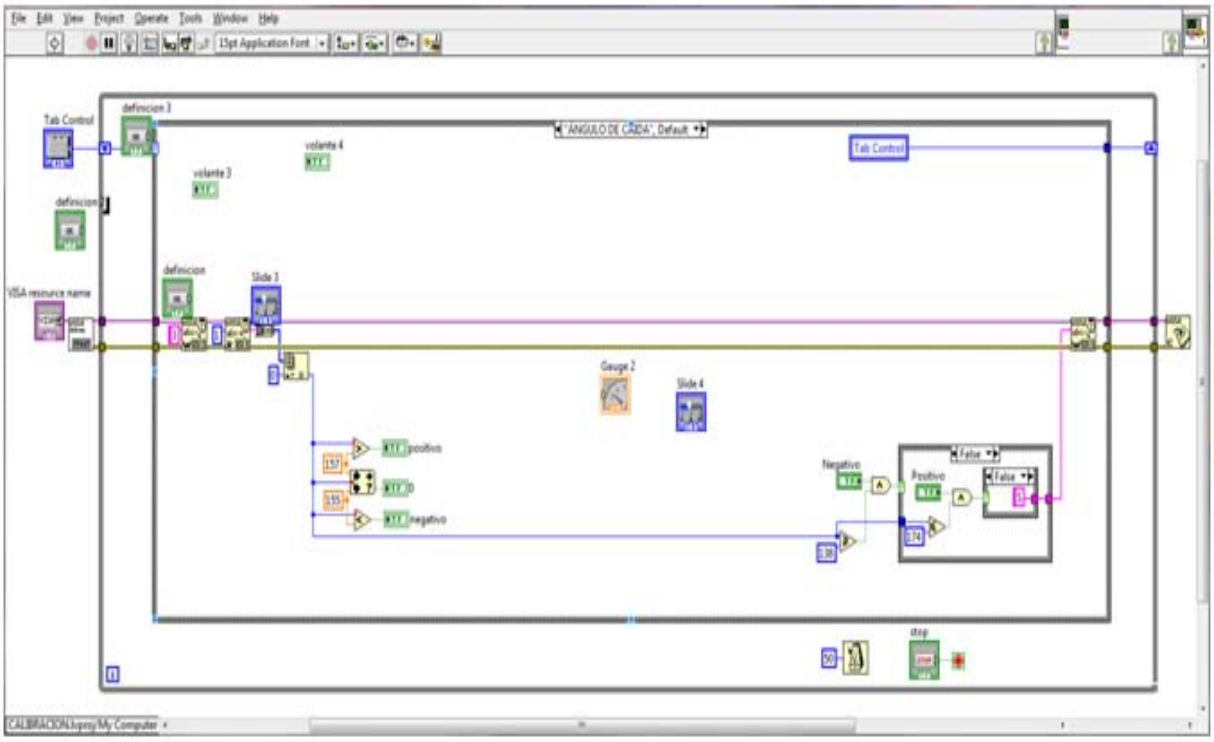


Grafico 5.24: Programación de diagrama de bloques del ángulo de caída.
Fuente: LabVIEW
Elaboración: Los Autores

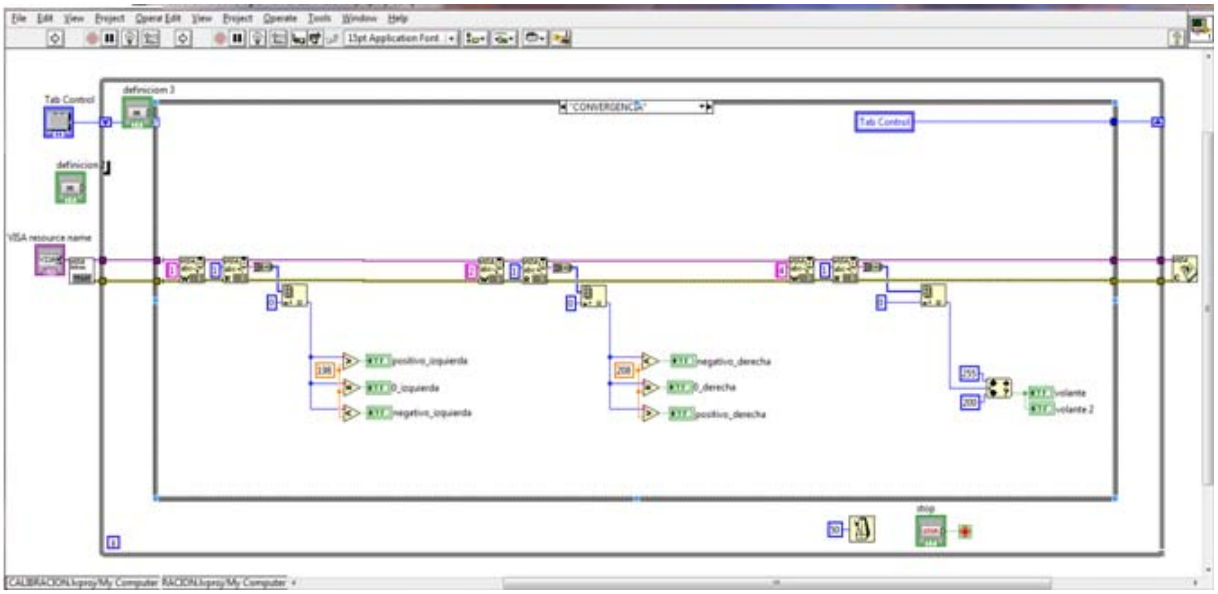


Grafico 5.25: Programación de diagrama de bloques de la convergencia.
Fuente: LabVIEW
Elaboración: Los Autores

5.3.6.4.- Puesta en marcha del programa LABVIEW

En la pantalla frontal consta de una presentación de inicio en la cual se visualiza los botones de *INICIAR, SALIR* y *COM.* Al dar un click en el botón de inicio envía a la pantalla perteneciente al ángulo de caída, el cual podemos controlar a través del software, mientras tanto los sensores de este ángulo siempre estarán dando el valor en el que se encuentra el ángulo de caída. Al seleccionar la pantalla de convergencia se observa los valores que los sensores entregan de la posición de cada llanta. En cada pantalla se puede observar diversos botones los mismos que entregan la definición de los parámetros, como también los efectos que cada uno de ellos tiene al estar en determinada posición.

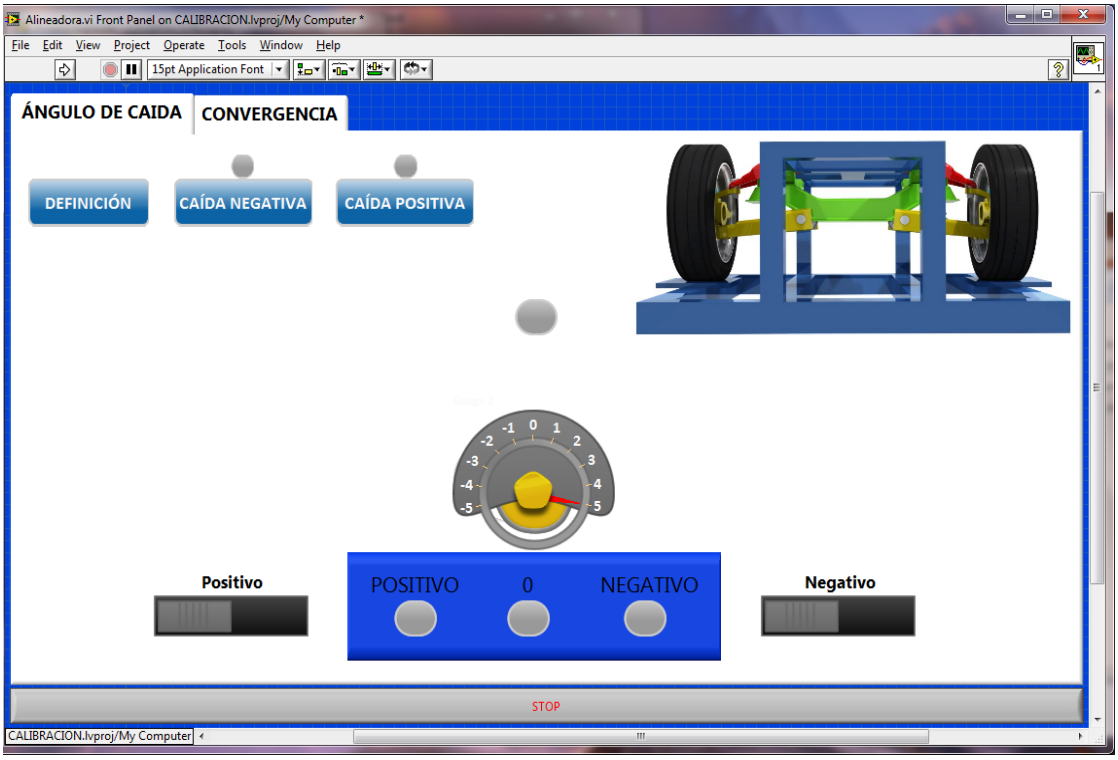


Grafico 5.26: Pantalla del ángulo de caída.
Fuente: LabVIEW
Elaboración: Los Autores

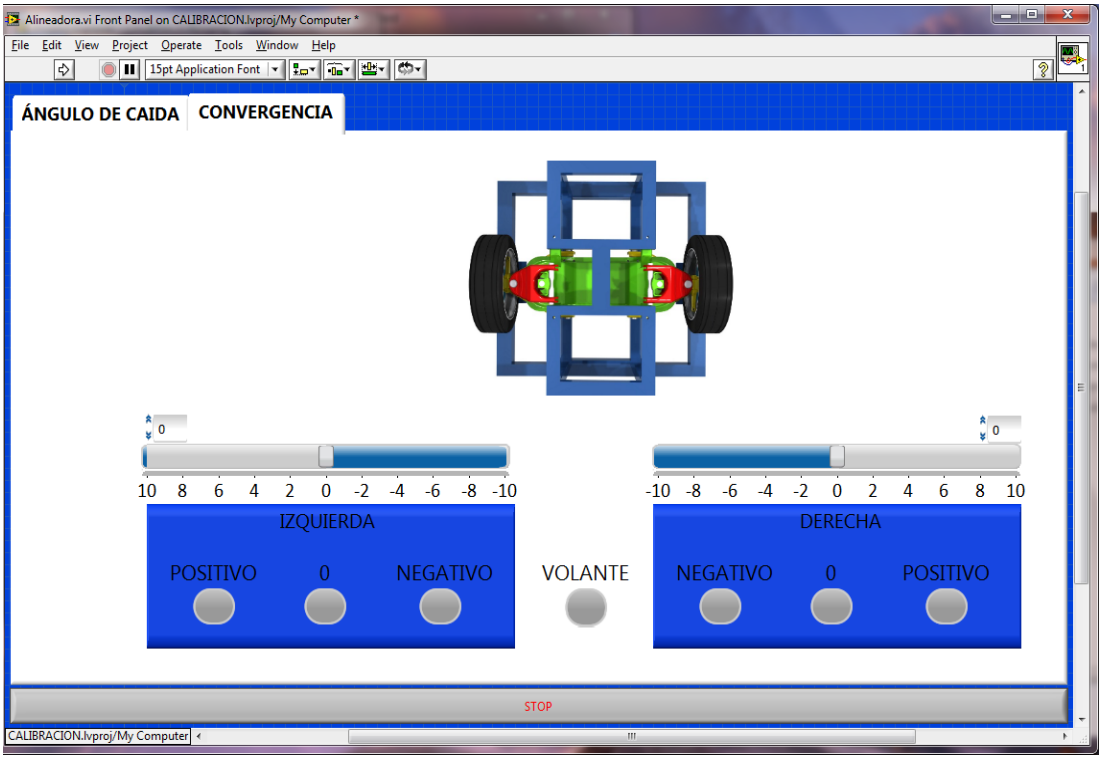


Grafico 5.26: Pantalla de la convergencia.
Fuente: LabVIEW
Elaboración: Los Autores

5.3.6.5.- Circuito general.

En el siguiente diagrama se presenta de forma esquemática los elementos que conforman el banco de tesis, así como también la manera en la que estos componentes se encuentran conectados. Consta de los siguientes partes: PC con LAVIEW, Cable USB, Tarjeta del PIC, contactor, Motor trifásico, Sensores, banco didáctico, grupo hidráulico y la electroválvula

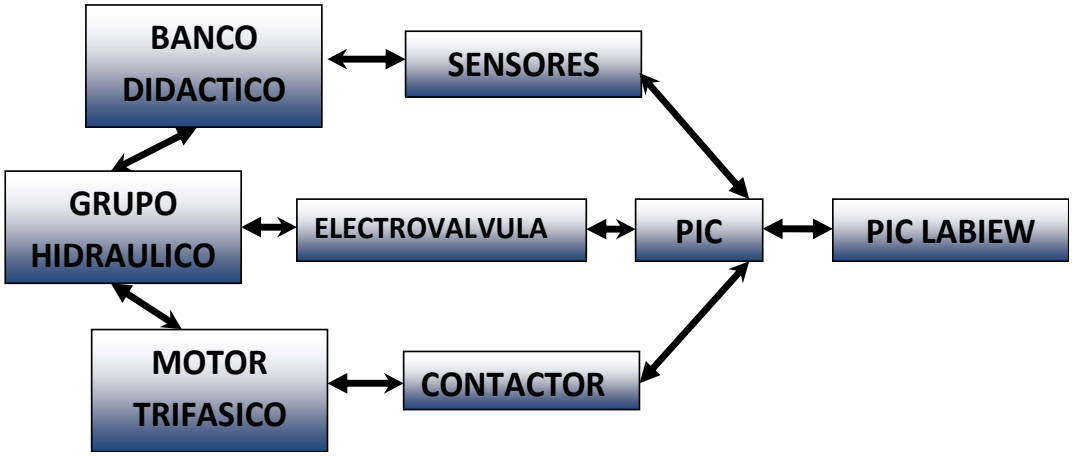


Diagrama 5.2: Circuito general.
Elaboración: Los Autores

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones:

- El comportamiento dinámico del vehículo dependerá de los ángulos de caída, salida y avance, la combinación de estos tiene una influencia directa en la convergencia. La correcta geometría de un vehículo se traduce en su fácil manejabilidad y en su seguridad por lo que es evidente la importancia de garantizar que todos los ángulos y reglajes que afectan a la dirección se mantengan dentro de sus límites durante la vida útil del vehículo. No obstante debe tenerse en cuenta que todas las cotas de la geometría de la dirección tiene tolerancias muy estrechas sin que pueda garantizarse o marcarse una regla fija que permita determinar sus valores más comunes ni sus valores tolerables. Lógicamente estos son específicos para cada vehículo concreto dependiendo del diseño y construcción del fabricante.

- Un factor de suma importancia es el tamaño de los neumáticos, la presión y el estado de los mismos ya que ellos juegan un papel fundamental en el comportamiento dinámico de la geometría de la dirección como en el de la suspensión.

- Tratar de simular todos los eventos en los cuales se encuentre el sistema de suspensión, es complicado pero no imposible, ya que estos sucesos, dependen tanto de factores internos como factores externos; en el desarrollo de este trabajo se destacan los acontecimientos más comunes y sobresalientes a los cuales se encuentra sumiso el sistema de suspensión bajo ciertas condiciones propias del cálculo, para lo cual se ha utilizado

un modelo matemático muy completo para el estudio dinámico de la suspensión.

- Referente a la parte de la construcción del banco didáctico, su diseño y estructura fueron previamente calculados para garantizar su durabilidad, de la misma forma, el acceso a las diferentes partes y componentes de la maqueta se lo puede realizar de manera fácil y rápida, ya que el tamaño de la estructura fue diseñado con fines didácticos.

- En el estudio de esta tesis se ha elaborado un programa didáctico a través del cual se puede visualizar las ventajas y desventajas de variar los ángulos de la geometría de la dirección; así como también los efectos que se producen en el comportamiento del vehículo. Cabe recalcar que este banco didáctico, no fue diseñado para variar los parámetros de la geometría de la dirección de manera exacta y precisa, más bien fue diseñado con el propósito de que se note cuando se varia un parámetro, exagerando su variación con el objetivo que el estudiante perciba dicha variación; de la misma manera solo se puede variar el ángulo de caída y la convergencia, ya que el ángulo de avance esta dado por el propio fabricante.

Recomendaciones:

- Una recomendación importante, teniendo como preámbulo el estudio aquí proporcionado, sugerimos a las autoridades de la Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz, que analicen la posibilidad de abrir una nueva materia en donde se imparta un conocimiento más profundo sobre software relacionado con el cálculo matemático, para ser mas específicos sobre el programa llamado MatLab el mismo, que es una herramienta de gran ayuda en la en el planteamiento y resolución de problemas y modelos matemáticos.

- Se puede mejorar este trabajo mediante la simulación real del sistema de suspensión, es decir, poder observar y variar desde la computadora las diferentes situaciones para los cuales está diseñada la suspensión, para ello se necesitaría un grupo hidráulico capaz de generar este propósito de la manera más precisa posible, además de ello se requeriría de sensores los mismos que nos ayudarían a visualizar las curvas que nos genera el sistema de suspensión obteniéndose de esta manera valores reales que se pueden apreciar mediante el software y físicamente en la estructura.

BIBLIOGRAFÍA

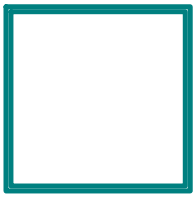
- ALONSO, José Manuel. “Técnicas del Automóvil”/Chasis. Grupo editorial THOMSON PARANINFO. MADRID. 2002.
- APARICIO, Francisco. “Teoría de los Vehículos Automóviles”. Grupo editorial SECCION DE PUBLICACIONES DE LA ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES. MADRID. Edición copias. 2001.
- ARIAS PAZ, Automóviles, Editorial DOSSAT, 1.989.
- BOSCH, Manual de la técnica del automóvil, Editorial Reverté, 1.994.
- LUQUE, Pablo. “Ingeniería del Automóvil”/Sistemas y Comportamiento Dinámico. Grupo editorial THOMSON PARANINFO. Edición copias. 2004.
- http://www.mecanicavirtual.org/
- http://www.microcaos.net/ocio/motor/el-sistema-de-suspension-del-automovil/
- http://www.monografias.com/trabajos22/sistema-suspension/sistema-suspension.shtml
- http://www.scribd.com/doc/9924296/Geometria-de-La-Direccion
- http://es.wikipedia.org/wiki/Neum%C3%A1tico

ANEXOS

ANEXO I.

SECCIÓN DEL PERFIL:

CARACTERISTICAS DEL PERFIL.



Características del perfil	
Longitud de la sección HY	5 cm.
Longitud de la sección HZ	5 cm.
Espesor de pared.	1,5 mm
Área de la sección AX	2,91 [cm2]
Material	Acero A36
Inercia en X "IX"	17,11 [cm4]
Inercia en Y "IY"	11,42 [cm4]
Inercia en Z "IZ"	11,42 [cm4]

Propiedades mecánicas del perfil.						
Material	**E (MPa)**	**G (MPa)**	**NI**	**LX (1/°C)**	**RO (kN/m3)**	**Re (MPa)**
ACERO A36	210000,00	81000,00	0,30	0,00	77,01000	235,00

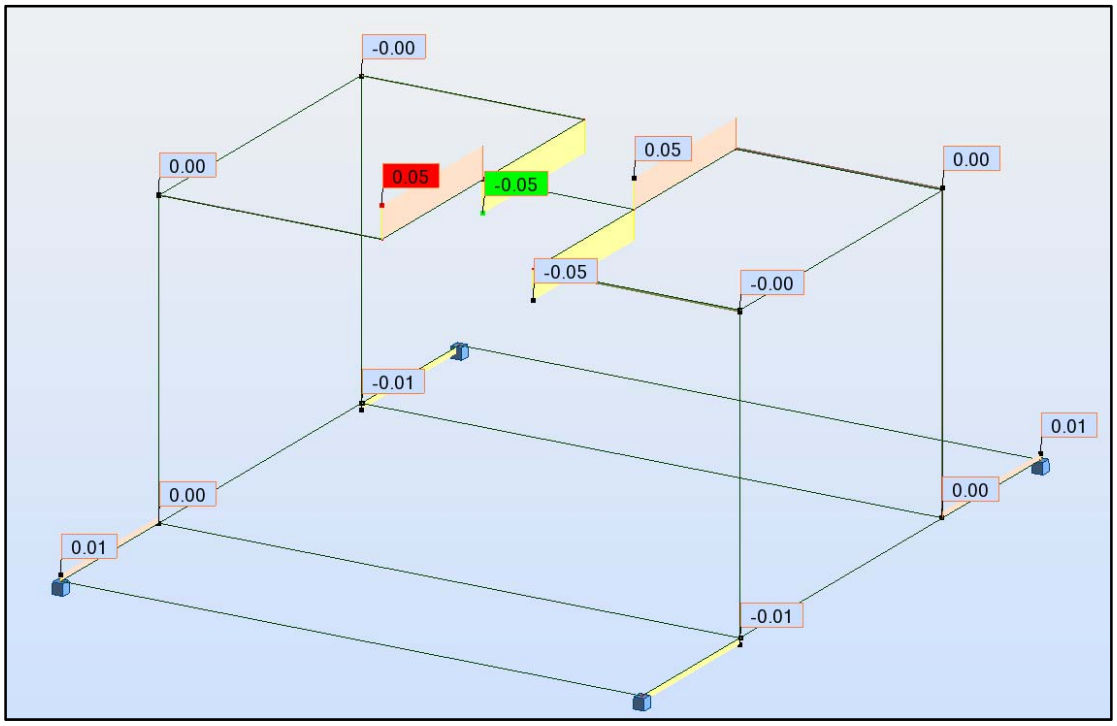
De donde:

- E: modulo de elasticidad del material
- G: modulo de rigidez del material
- NI: Coeficiente de Poisson.
- LX: coeficiente de expansión térmica
- RO: Peso especifico del material
- Re: esfuerzo máximo de fluencia (es el esfuerzo máximo que el material antes de pasar a un estado plástico, es decir cuando ya queda deformado el material después de quitar la carga)

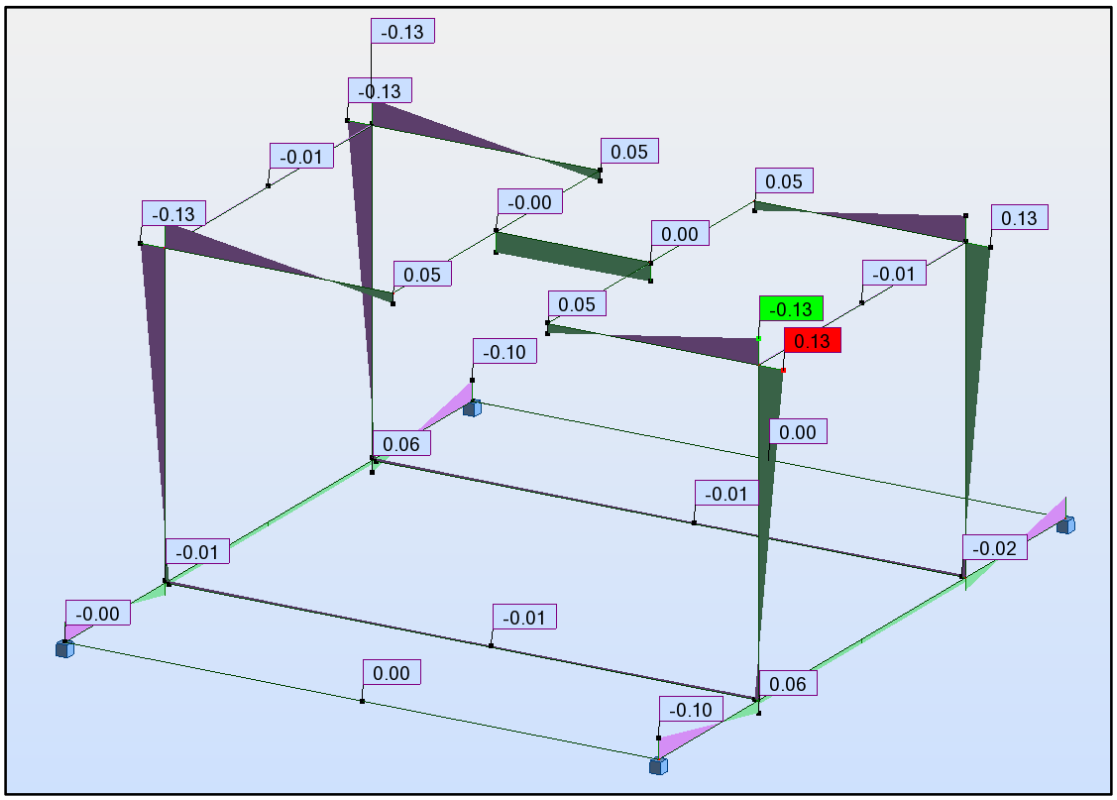
ANEXO II.

Grafica de momentos producidos en los ejes “X”, “Y”, “Z”.

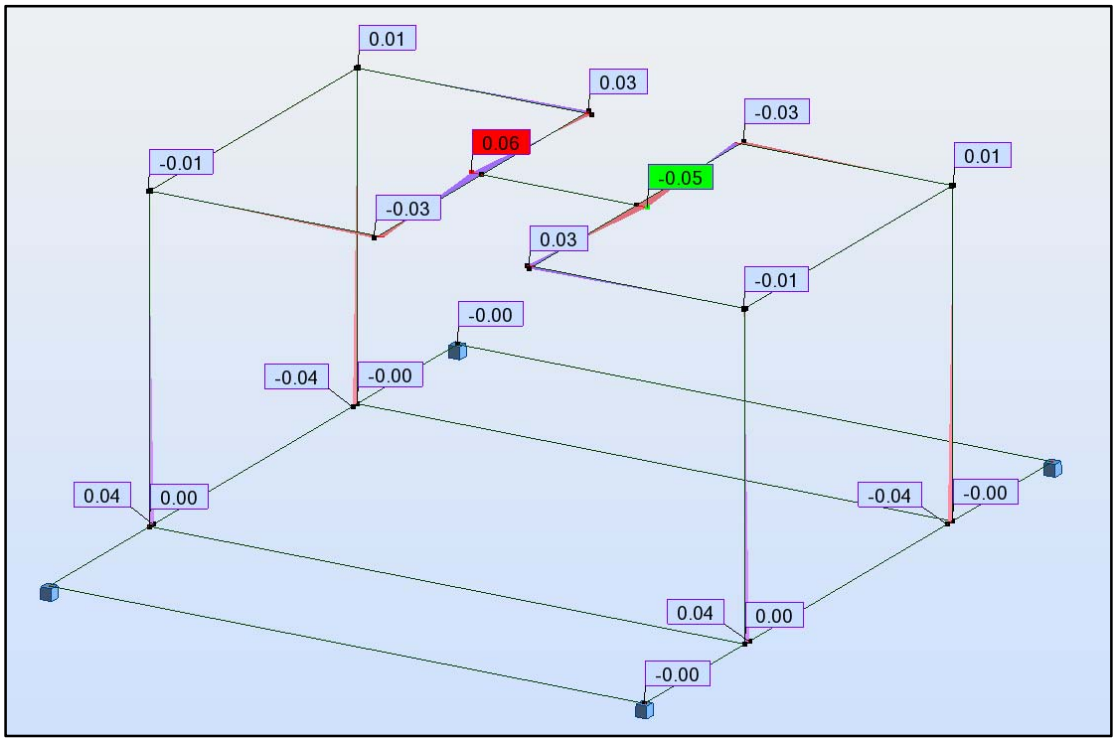
Grafica de Momento Mx



Grafica de Momento My



Grafica de Momento Mz



ANEXO III.

Dimensiones del cilindro, pistón, embolo y tapa del grupo hidráulico.

ANEXO IV.

Datos técnicos del vehículo.

Para los datos del vehículo se asume que es un vehículo tipo van de la marca Izuso modelo Fargo, el mismo que fue fabricado en la década de los ochenta. Los datos que se van a utilizar para el estudio en desarrollo, fueron obtenidos tanto de forma matemática a través de cálculos, de mediciones tomadas en la propia maqueta como también de fichas técnicas.

DATOS DEL VEHICULO		
	Valores	**Fuente de datos**
Cilindrada	1982 cm^3	Ficha técnica
Ancho de vía	1.630 m	Medición
Ancho total	1.845 m	Medición
Altura total	1.850 m	Medición
Batalla (distancia entre ejes)	2.35 m	Cálculo
Tipo de neumático	215/75 R15	Medición
Distancia mínima del suelo	0.195 m	Medición
Peso	1133 Kg	Ficha técnica
Peso eje delantero	680 Kg	Ficha técnica
Peso eje posterior	452 Kg	Ficha técnica
Masa suspendida	300 Kg	Medición
Masa no suspendida	40 Kg	Medición
Rigidez muelle K_{muelle}	38749 N/m	Calculo
Coeficiente del amortiguamiento de la suspensión R	1704 N*s/m	Calculo
Rigidez de los neumáticos $K_{Neumaticos}$	127200 N/m	Ficha técnica

Coeficiente del amortiguamiento del neumático R	2374 N*s/m	Ficha técnica

Calculo de la altura del centro de gravedad.

Para el cálculo del centro de gravedad del vehículo se considero el 30% de la altura total del vehículo en este caso la altura del vehículo es 1.850 m dándonos un valor de la altura del centro de gravedad de 0.55 m.

hCG = 0.55 m

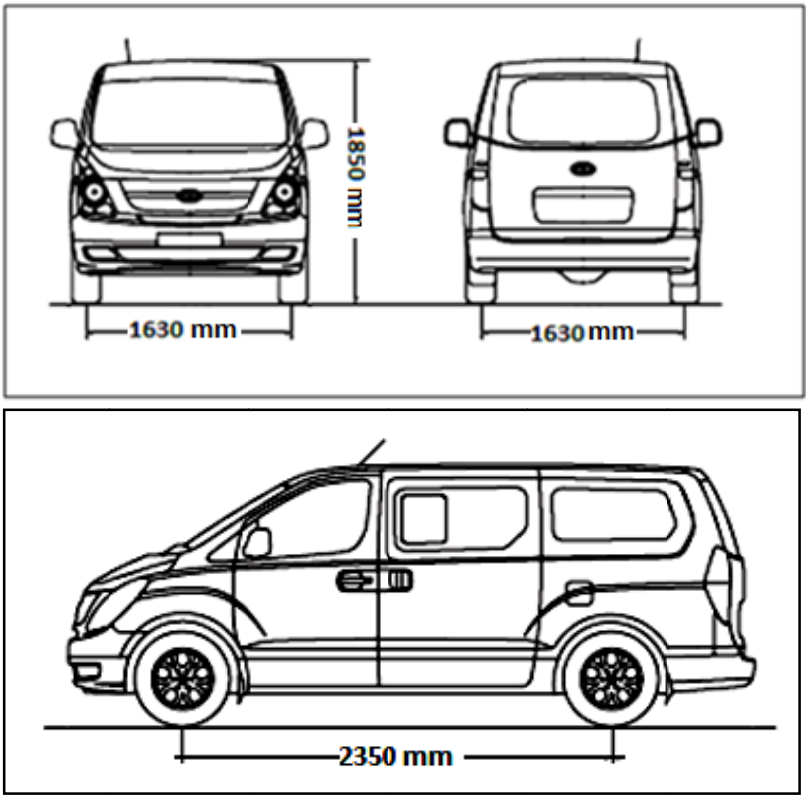


Figura: Dimensiones de la altura, ancho de vía y distancia entre ejes del vehículo.
Elaboración: Los Autores

ANEXO V.

PROGRAMACION DEL PIC.

```
#include <18F2550.h>                    //CONFIGURACIONES DEL PIC
#device adc=8
#fuses
HSPLL,NOWDT,PROTECT,NOLVP,NODEBUG,USBDIV,PLL5,CPUDIV1,VREGE
N
#use delay(clock=48000000)

//#define USB_CON_SENSE_PIN PIN_B2
#include <usb_cdc.h>

//Configure I/O
#define LED_USB PIN_C7

#define elva_Iz PIN_A4
#define elva_De PIN_A5

#define llanta1_h 0
#define llanta1_v 1
#define llanta2_h 2
#define llanta2_v 3

#define ON(x) output_low(x)
#define OFF(x) output_high(x)

char com;

#INLINE
void usb_debug_task(void)    //CONTROL DEL LED USB
{
  static int8 last_enumerated;
  static int8 last_cdc;
  int8 new_enumerated;
  int8 new_cdc;

  new_enumerated=usb_enumerated();
  new_cdc=usb_cdc_connected();

  if (new_enumerated&&new_cdc)
    ON(LED_USB);
  else
    OFF(LED_USB);

  last_enumerated=new_enumerated;
```

```
  last_cdc=new_cdc;
}

void main(void)                    //PROGRAMA PRINCIPAL
{
  setup_adc_ports(AN0_TO_AN3|VSS_VDD);      //INICIAR ADC
  setup_adc(ADC_CLOCK_INTERNAL);

  OFF(LED_USB);
  OFF(elva_Iz);
  OFF(elva_De);
  OUTPUT_B(0);

  usb_init_cs();          //INICIAR USB

  while(TRUE)
  {
    usb_task();
    usb_debug_task();
    if(usb_cdc_kbhit())                  //TRAER DATO DESDE EL USB
    {
      com=usb_cdc_getc();
      if(com=='1')
      {
        set_adc_channel(llanta1_h);
        delay_us(50);
                          usb_cdc_putc(read_adc());
      }
                        else if(com=='2')
      {
                          set_adc_channel(llanta1_v);
                          delay_us(50);
                          usb_cdc_putc(read_adc());
      }
                        else if(com=='3')
      {
                          set_adc_channel(llanta2_h);
                          delay_us(50);
                          usb_cdc_putc(read_adc());
      }
                        else if(com=='4')
      {
                          set_adc_channel(llanta2_v);
                          delay_us(50);
                          usb_cdc_putc(read_adc());
                  }
      else if(com=='I')
```

```
        {
          ON(elva_Iz);
          OFF(elva_De);
        }
        else if(com=='D')
        {
          ON(elva_De);
          OFF(elva_Iz);
        }
        else if(com=='S')
        {
          OFF(elva_De);
          OFF(elva_Iz);
        }
      }
    }
}
```