



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
UNIDAD PROFESIONAL TICOMÁN

**“ESTUDIO NUMÉRICO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN  
PARA UN VEHÍCULO ARENERO”**

**TESINA**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
INGENIERO EN AERONÁUTICA

PRESENTAN:

CRISTOBAL VILLANUEVA ARTURO  
RANGEL CERVANTES ABRAHAM JOSUÉ  
VALENTE MÉNDEZ JAVIER FERNANDO

ASESORES:

ING. JUAN CARLOS TORRES ÁVILA  
LIC. DAVID TORRES ÁVILA



MÉXICO D.F.

NOVIEMBRE 2009

# INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

## ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

### UNIDAD TICOMÁN

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE: INGENIERO EN AERONÁUTICA  
POR LA OPCIÓN DE TITULACIÓN: SEMINARIO  
DEBERÁ PRESENTAR: LOS C. PASANTES:  
**VALENTE MÉNDEZ JAVIER FERNANDO**  
**CRISTOBAL VILLANUEVA ARTURO**  
**RANGEL CERVANTES ABRAHAM JOSUÉ**

**“ESTUDIO NUMÉRICO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO ARENERO”**

	<b>RESUMEN</b>
	<b>ÍNDICE</b>
	<b>PREFACIO</b>
	<b>INTRODUCCIÓN</b>
<b>CAPÍTULO I</b>	<b>DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO</b>
<b>CAPÍTULO II</b>	<b>DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN</b>
<b>CAPÍTULO III</b>	<b>DISEÑO Y MODELADO DE COMPONENTES</b>
<b>CAPÍTULO IV</b>	<b>ANÁLISIS ESTRUCTURAL</b>
<b>CAPÍTULO V</b>	<b>CONCLUSIONES</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>

México, DF., a 22 de octubre de 2009.

## A S E S O R E S

  
ING. JUAN CARLOS TORRES ÁVILA



  
LIC. DAVID TORRES ÁVILA

I. P. N.  
ESCUELA SUPERIOR DE  
INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
UNIDAD TICOMÁN  
DIRECCIÓN

  
ING. MIGUEL ÁLVAREZ MONTALVO  
DIRECTOR

## Resumen

El presente proyecto estudia el diseño, modelado y análisis del sistema de dirección para un prototipo de Vehículo arenero ó Buggy.

La importancia del sistema se debe a que tiene la misión de orientar las ruedas directrices de forma que el conductor pueda guiar el vehículo por la trayectoria deseada. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias por representar para el conductor la pérdida del más importante órgano de control que posee en su automóvil.

Durante el desarrollo del sistema se ha intentado que posea las siguientes características principales: suavidad en el manejo de la dirección, irreversibilidad y estabilidad, así como que sea fácil en su construcción e instalación, además de requerir un bajo nivel de mantenimiento. Sin obviar, que debe tener un costo total razonable.

En el proyecto, se ha investigado sobre los sistemas que se emplean en automóviles de uso convencional y los destinados a la competición, reuniendo a partir de ésta investigación peculiaridades deseadas para el propósito deseado.

El proyecto se ha llevado a cabo mediante potentes soportes informáticos como son CATIA V5R19 y ANSYS 11.

El realizar el diseño con estos soportes hace que sea posible de manera fácil la mejora de piezas complejas a medida que se desarrolla el monoplaza, permitiendo una actualización rápida y exacta de las mismas, así como la opción de realizar análisis, proporcionar las herramientas y secuencias de

operaciones para los problemas presentados con idea de acelerar el proceso de diseño. De la misma manera es factible obtener los planos para su fabricación a partir de piezas desarrolladas en 3D.

# Índice

<b>Resumen</b> .....	1
<b>Índice</b> .....	5
<b>Capítulo 1. Prefacio</b> .....	7
1.1 Origen del proyecto.....	8
1.2 Motivación.....	8
1.3 Requerimientos previos.....	8
<b>Capítulo 2. Introducción</b> .....	10
2.1 Vehículo arenero.....	11
2.2 Objetivo del proyecto.....	11
2.3 Justificación del proyecto.....	16
2.4 Alcance del proyecto.....	12
<b>Capítulo 3. Descripción del mecanismo</b> .....	13
3.1 Definición.....	14
3.2 Generalidades.....	14
3.3 Dirección básica en el automóvil moderno.....	17

3.4 Descripción de las partes.....	19
3.4.1 Volante.....	20
3.4.2 Columna ó eje de dirección.....	22
3.4.3 Unión universal ó junta cardan.....	24
3.4.4 Caja de dirección.....	25
3.4.4.1 Piñón – Cremallera.....	27
3.4.4.2 Tornillo sin fin.....	31
3.4.4.2.1 Mecanismo de sin fin y tuerca.....	31
3.4.4.2.2 Mecanismo sin fin y sector dentado.....	32
3.4.4.2.3 Mecanismo de sin fin y rodillo.....	33
3.4.4.2.4 Mecanismo de sin fin y tuerca con hilera de bolas.....	34
3.4.5 Brazos de acoplamiento ó bieletas.....	40
3.4.6 Rótulas.....	36
3.4.7 Manguetas.....	36
<b>Capítulo 4. Geometría del sistema de dirección.....</b>	<b>38</b>
4.1 Cotas de reglaje de la dirección.....	39
4.1.2 Ángulo de inclinación ó salida.....	40
4.1.3 Ángulo de Caída.....	42

4.1.4 Ángulo de avance.....	46
4.1.5 Cotas conjugadas.....	48
4.1.6 Convergencia.....	49
4.1.6.1 Ángulo de convergencia.....	51
4.2 Efecto Ackerman ó ángulo de viraje.....	53
4.2.1 Influencia del efecto Ackerman en la dirección.....	56
4.3 Condiciones cinemáticas.....	56
4.3.1 Determinación de dimensiones de batalla y vía.....	64
<b>Capítulo 5. Diseño y modelado de componentes.....</b>	<b>66</b>
5.1 Introducción.....	67
5.2 Diseño asistido por computadora (CAD).....	67
5.3 Modelado de partes.....	69
5.4 Ensamble total.....	77
5.5 Planos de los dibujos.....	78
<b>Capítulo 6. Análisis estructural.....</b>	<b>84</b>
6.1 Introducción.....	85
6.2 Software de análisis numérico (CAE).....	85

6.3 Importación de la geometría de un archivo IGES.....	86
6.4 Mallado del modelo.....	89
6.5 Condiciones de frontera y aplicación de fuerzas.....	93
6.6 Solución.....	95
<b>Conclusiones.....</b>	<b>99</b>
<b>Bibliografía.....</b>	<b>100</b>



|

**1**

# **Prefacio**

---

## **1.1 Origen del proyecto**

Éste proyecto fue promovido por el seminario de “Diseño, Control y Manufactura de Elementos Mecánicos” impartido en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad profesional Ticomán, el cual pretende relacionar al pasante con las herramientas y software necesario para plantear y resolver problemas enfocados al diseño de componentes con vista al futuro laboral ó bien como base para estudios posteriores de especialización o posgrado.

## **1.2 Motivación**

La motivación de participar en este proyecto nace del simple hecho de realizar aquello que nos gusta, y al mismo tiempo incrementar los conocimientos sobre diseño, modelado, manufactura, etc.

Creemos que diseñar un vehículo monoplaza con compañeros de carrera es una excelente manera de poner fin a nuestra formación dentro de esta casa.

De hecho este proyecto ha salido adelante gracias al entusiasmo y dedicación de todos los integrantes del equipo.

## **1.3 Requerimientos previos**

Al tratarse de un proyecto que forma parte de otro de mayor envergadura es necesario el trabajo en equipo, ya que las interferencias entre los sistemas y partes del vehículo son constantes.

Debido a que la creación de un monoplaza y desarrollo de cada una de sus partes es un campo muy específico dentro de la ingeniería, fue necesaria la división de los sistemas.

Para realizar este proyecto se ha necesitado el dominio de programas de CAD, de análisis de elementos finitos y de simulación de mecanismos en 3D.

A parte de lo anteriormente descrito se han tenido que investigar y en algún caso, establecer numerosas relaciones con proveedores, talleres y patrocinadores.

|

**2**

# **Introducción**

---

## 2.1 Vehículo arenero

Un Arenero ó Buggy es un vehículo diseñado para terrenos rurales. Suele tener un chasis ligero, una carrocería sin techo rígido y ruedas grandes. Los primeros Buggy fueron construidos sobre la base de un Volkswagen Escarabajo.

Buggy se le suele denominar al vehículo hecho artesanalmente, con las condiciones necesarias para realizar el trabajo que se necesite. Los Buggy se han usado mucho para andar en arena como deporte, con ruedas grandes, o para trabajar en el campo, con una suspensión reforzada.

## 2.2 Objetivo del proyecto

Al final del proyecto se tendrá un modelo completo del sistema de dirección propuesto para el vehículo arenero ó Buggy, el cual será completamente funcional como resultado del modelado, ensamble y simulación numérica, y quedará listo para la etapa de maquinado.

Además se tendrá un amplio conocimiento del proceso general del diseño mediante el uso de software especializado de: diseño y modelado (CAD), análisis numérico, y maquinado (CAM)

Se pretende también poner en práctica los conocimientos asimilados a lo largo de la carrera, y además adquirir otros específicamente de la industria automotriz.

## 2.3 Justificación del proyecto

Para la concepción del diseño del Buggy es necesario dividir y realizar el desarrollo y simulación de elementos por separado para así ir formando los sistemas del vehículo mediante ensamble de sus componentes, y posteriormente el ensamble total del mismo.

En este caso el Sistema de Dirección, se desarrolla ya que es parte fundamental del vehículo, y de éste se pretende obtener una memoria de cálculo que permita su manufactura.

## 2.4 Alcance del proyecto

El proyecto abarca la investigación, diseño y modelado, así como la simulación numérica del sistema de dirección; hasta ahora el maquinado del mismo se contempla por lo cual la posibilidad queda abierta.

Debido a la magnitud del proyecto y el tiempo dedicado muchos de los estudios realizados no han sido tan profundos como se hubiera deseado. De todas maneras se han querido tratar todos los temas relacionados necesarios para disponer de una dirección eficaz y fiable.

|

**3**

# **Descripción del mecanismo**

---

### 3.1 Definición

El sistema de dirección es el conjunto de mecanismos que tiene la misión de orientar las ruedas directrices de forma que el conductor pueda guiar el vehículo por la trayectoria deseada, es junto con los frenos, es el mecanismo de seguridad de mayor importancia del automóvil.

La dirección ha de reunir una serie de cualidades:

**Suavidad en el manejo de la dirección:** con esto se quiere decir que una dirección puede moverse sin la necesidad de aplicar una gran fuerza al volante, si hay una perfecta alineación de las ruedas y mecanismos de enlace.

**Irreversibilidad:** toda dirección deberá filtrar el traqueteo de la carretera en su justa medida, para evitar comunicar las vibraciones al conductor.

**Estabilidad:** ésta cualidad la podemos definir como la capacidad de un automóvil para seguir con facilidad la trayectoria recta sin rectificaciones apreciables que exijan esfuerzo en el conductor.

Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias por representar para el conductor la pérdida del más importante órgano de control que posee en su automóvil. De ahí que la dirección debe recibir un trato de especial favor por parte de los usuarios y mecánicos.

### 3.2 Generalidades

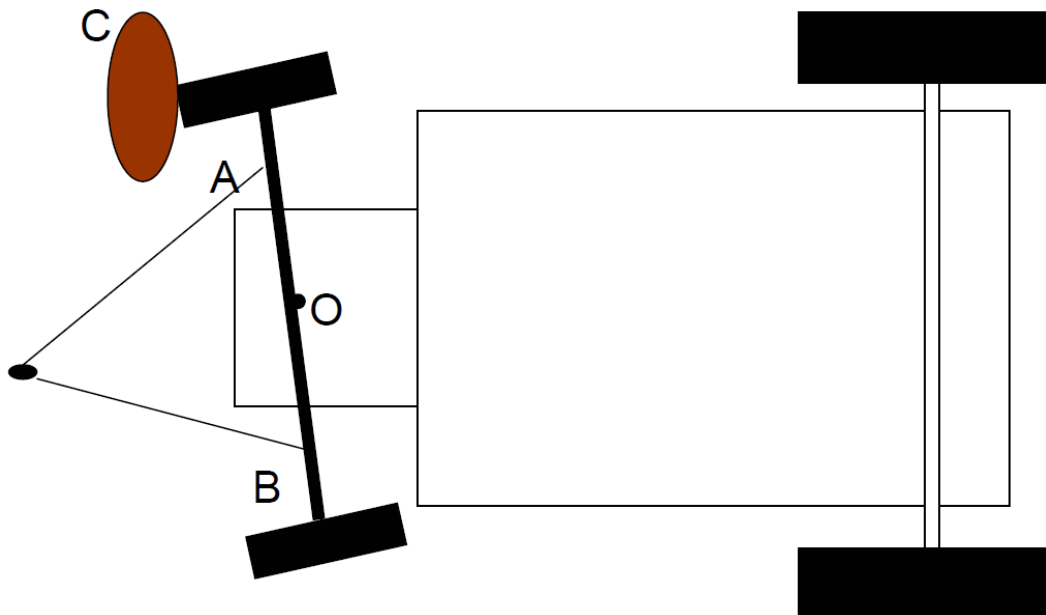
Para variar de dirección al circular, se cambia la orientación de las ruedas delanteras, ya sea haciendo girar el eje delantero en su totalidad, cada rueda



delantera en un cierto ángulo o en mecanismo moderno, haciéndolo a la vez con la rotación de las ruedas traseras.

Durante siglos los carros de tiro animal han tenido el eje delantero girando sobre un gran pivote central.

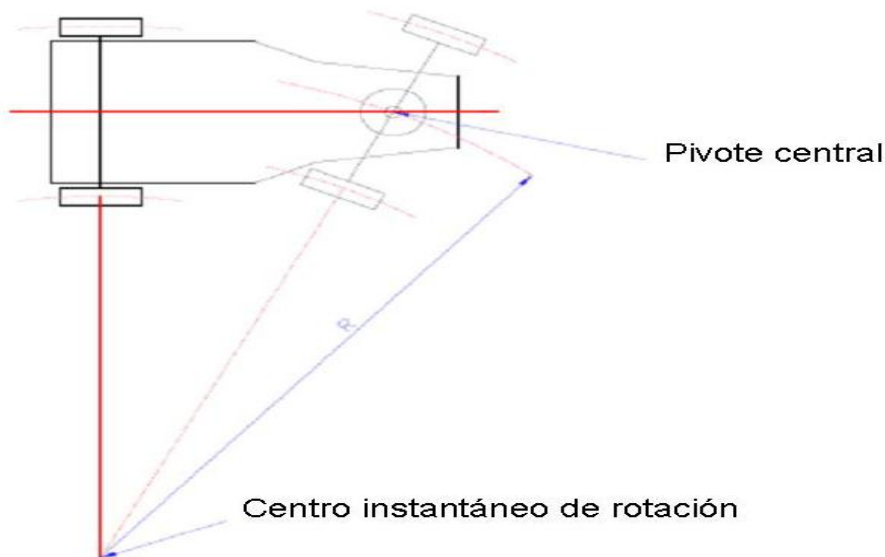
En la figura podemos ver el esquema de la dirección de un carronato y su pivote de giro central. Estos eran remolcados por un tiro animal, en la cual el tiro desde los puntos A y B hace que esta dirección resulte sencilla y relativamente práctica, ya que cualquier obstáculo como el señalado en C, supone un brazo resistente, desde el centro de giro O igual al OC mientras el brazo de potencia sería el OA, ligeramente menor. Se deduce fácilmente que si la unión del tirante al eje se pone muy próxima a la rueda, pueden casi igualarse el brazo resistente y potente disminuyendo el inconveniente del aumento de la resistencia de giro, como consecuencia de la diferencia entre OC y OA.



**Fig. 3.1. Vehículo de tiro**

Durante los últimos años del siglo XIX y comienzos del XX, la mayoría de los coches concentraban casi todo su peso sobre el eje trasero.

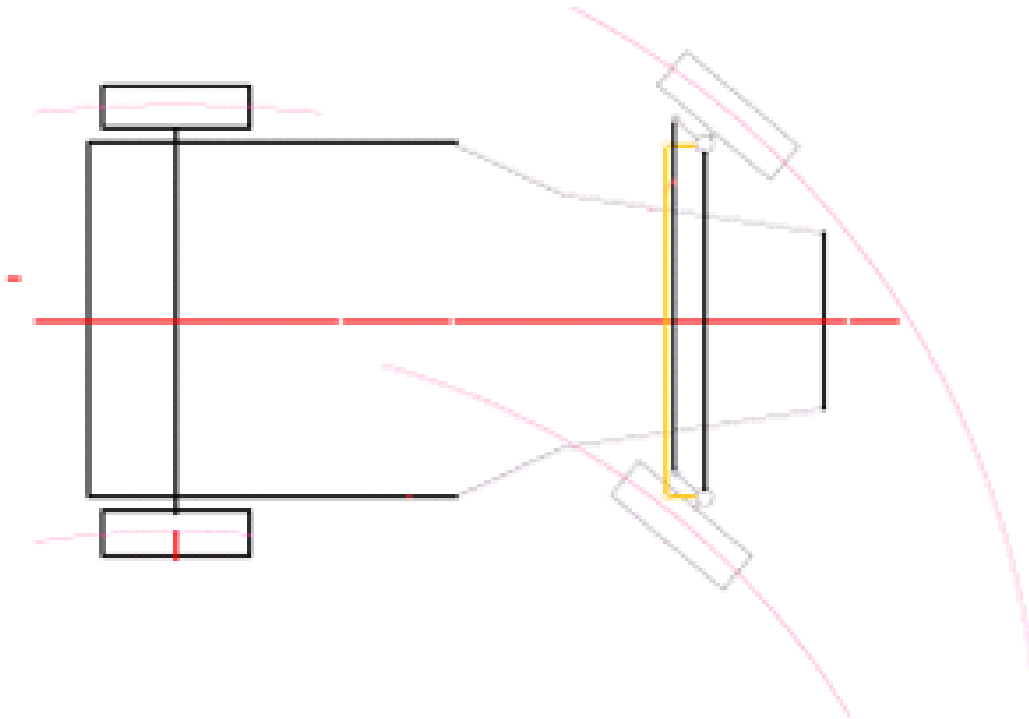
El mando fue en un inicio mediante el giro de un timón que simulaba este mismo método usado en los carros. Este sistema permitía girar sin ningún deslizamiento lateral, pero creaba un montón de problemas y por ello fracasó, ya que obligaba a poner las ruedas muy próximas y un volante muy grande, para reducir el esfuerzo del conductor. Además con las velocidades de los automóviles no es posible tal solución, porque el gran brazo de palanca que resultaría para cada rueda obligaría a esfuerzos en la dirección, que resultaría sumamente pesada, y además la caja del vehículo tendría tan poca base de apoyo delante para resistir la fuerza centrífuga que lo volcaría en las curvas.



**Fig. 3.2. Centro instantáneo de rotación**

Estas dos razones, principalmente, de disminución de la superficie de apoyo y sobre todo el gran esfuerzo del conductor para mantener el coche sin desviaciones apreciables, hicieron a los fabricantes fijar el eje delantero al

bastidor y montar cada rueda sobre los extremos orientables de aquel, llamados manguetas, sobre los cuales giran las ruedas, libremente.



*Fig. 3.3. Ambas manguetas orientables*

### 3.3 Dirección básica en el automóvil moderno

La misión del sistema de dirección es facilitar al conductor 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.

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.

La dirección del vehículo se hace por medio del volante. Al girarlo y por medio de una serie de mecanismos intermedios se consigue el giro de las ruedas. El giro del volante hace girar una barra que actúa como su eje y que es solidaria a este. Esta barra llega hasta la caja de la dirección de la que hablaremos más adelante. Como no es posible que el volante y la caja de la dirección estén unidas por una barra rígida, ya que para que el volante tuviese una inclinación adecuada ( $10^\circ$  aproximadamente respecto a un plano vertical) el volante debería estar excesivamente lejos del eje delantero, se intercala una junta homocinética entre ambos. Otra razón para que no estén unidos por una barra rígida es que en caso de choque frontal del vehículo la barra no se deformaría y podría golpear al conductor.

La junta homocinética se articula de modo que el volante no se moviese de su sitio. Además de la junta homocinética existen otras medidas de seguridad llegando incluso a sistemas que retiran el volante hacia el motor de modo que el conductor, al salir despedido por el choque, no alcance nunca el volante. Estos sistemas no se utilizan en el presente proyecto por lo que no los describiremos.

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.

### 3.4 Descripción de las partes

En este apartado se mostrarán, las partes que componen el sistema de dirección de un automóvil, así como su funcionamiento.

Es importante hacer una división de la masa total del monoplaza, puesto que, según su tipo, se comportan de modo distinto (diferente magnitud, diferentes frecuencias naturales de vibración, diferente colocación...). Así, dentro de los distintos componentes de la dirección podemos hacer la distinción entre partes que pertenecen a la masa suspendida del monoplaza y cuáles no:

**Masa no suspendida:** es la porción de masa total del coche que no está soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo de masa es sobre el que hay que focalizar los esfuerzos para reducirla al máximo, ya que es la masa que recibe todas las perturbaciones directas desde el asfalto, y la portadora de la energía que los amortiguadores deben disipar. Se compone de:

- Llantas
- Manguetas
- Frenos (si están montados en las ruedas)
- La mitad de los elementos de suspensión, muelles y amortiguadores

**Masa suspendida:** es la restante porción de masa total del vehículo, aquella que sí es soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo incluye la mayor parte de la masa:

- Caja de dirección
- Columna de dirección
- Volante

- Además del chasis, motor, piloto, combustible, carrocería, la mitad de los elementos de suspensión, muelles y amortiguadores

La mayor dificultad reside en disminuir la masa suspendida, aunque también es la que reportará más notables beneficios. Sin embargo, las configuraciones actuales ya se sitúan en un compromiso bastante adecuado, donde cualquier posterior reducción de masa suspendida requiere importantes inversiones de dinero y tiempo.

### **3.4.1 Volante**

Constituye el órgano de mando de la dirección. Los detalles constructivos del volante varían según el fabricante ya que pueden ser de cuatro, tres, dos o incluso de un radio.

El tacto y el grosor han de favorecer el uso cómodo y agradable. Se ha de ver, cuando el vehículo circula en línea recta, alineado al tablero del vehículo.

Tiene una armadura de varilla de acero circular unida a un grupo central por el que se acoplan a la barra de dirección. Esta armadura va recubierta de una pasta fundida que le da aspecto muy vistoso y una apreciable comodidad en su manejo y en muchos casos, por el borde o la parte inferior del aro, tiene unos salientes para evitar que la mano pueda deslizarse sobre él.

El propósito del volante es transmitir una fuerza tangencial a la columna de la dirección, con la mayor precisión posible. El volante estará ubicado dentro de la cabina, con una geometría dada según el estudio que se realizará para lograr el mejor posicionamiento del piloto en el monoplaza.

El volante tiene puntos ergonómicos relacionados con su diseño y colocación. Estos puntos se comentaran en esta sección. El diseño del volante puede ser

analizado haciendo uso los principios ergonómicos en tres áreas, diámetro de agarre, funda y relleno, y diámetro.

El diámetro de agarre es importante en el diseño del volante, así un buen agarre puede permitir aplicar la fuerza necesaria sin deslizamiento de las manos del piloto.

El valor recomendado para su diseño, suele oscilar en la industria entre 18 mm y 53mm. Sin embargo, la mayoría son diseñados aproximadamente entorno a los 30mm, y son a menudo de forma ovalada para mejorar la conducción en una manera más efectiva y cómoda.

El diámetro del volante determina la facilidad con la que se puede gobernar el vehículo. La fuerza tangencial que se aplica sobre el volante, ronda entre los 20 N y 220N (Eastman Kodak, 1983), la cual depende de la posición de las ruedas respecto al piloto.

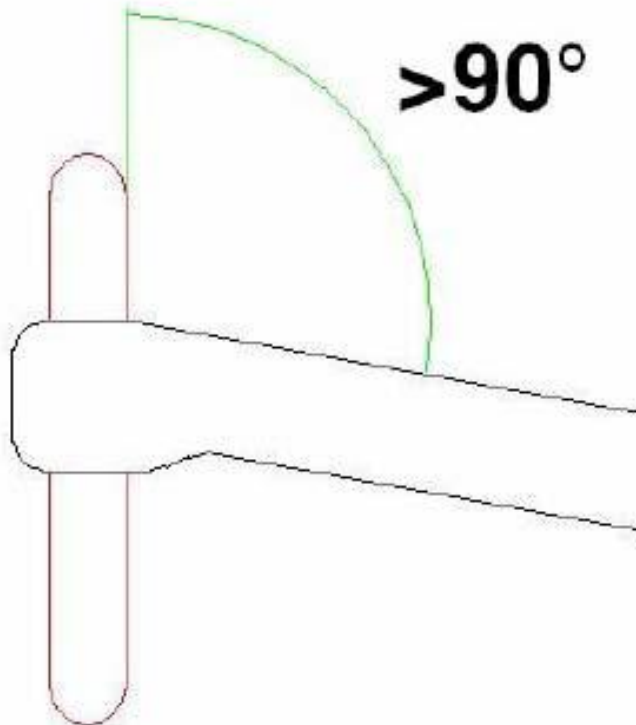
Como el piloto aplica la fuerza en el diámetro exterior del volante, el momento que se aplica sobre la columna de dirección irá en aumento según incrementemos dicho diámetro, aun manteniendo la misma magnitud de fuerza aplicada. Pero por otro lado, un volante de tamaño grande causará problemas a la hora de maniobra con él, dentro de la pequeña cabina que tiene un monoplaza de este tipo.

Lo más conveniente a la hora de fijar la altura del volante será maximizar la distancia a las piernas siempre que cumplamos la distancia al aro de seguridad.

La distancia a los hombros del piloto debe ser suficiente para hacer cómoda la conducción al piloto. La distancia óptima permitiría que los brazos del piloto estén un poco curvados cuando agarren el volante en su posición de

pilotaje. La posición adecuada de las manos cuando agarra el volante indicaría las 10 y las 2, en relación a un reloj analógico.

Una vez establecida la altura y la distancia del volante, el ángulo que debe formar con los antebrazos del piloto debe ser mayor a  $90^\circ$ , como se muestra en la figura.



**Fig. 3.4.** Vista lateral del volante, muestra el ángulo óptimo creado entre los antebrazos del piloto y el plano frontal del volante

### 3.4.2 Columna ó eje de dirección

Esta barra une el volante con la caja de la dirección. Como ya dijimos en la descripción general, esta barra no es de una sola pieza sino que con una



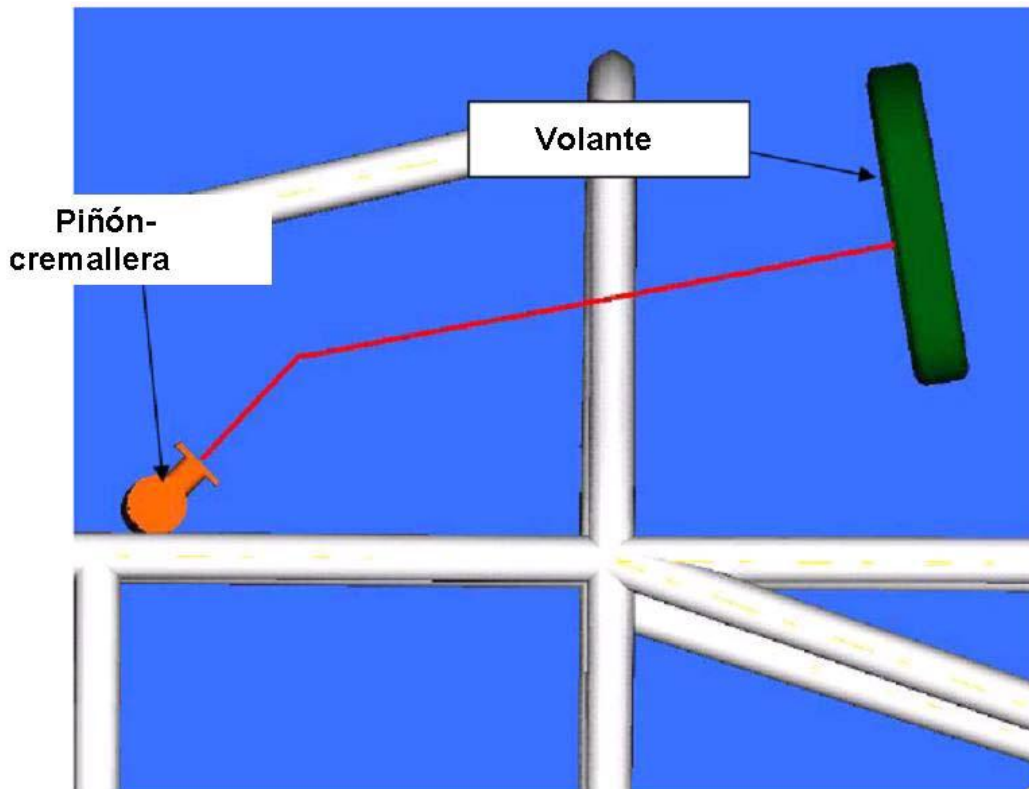
junta homocinética intermedia conseguimos el posicionamiento del volante y a la vez damos mayor seguridad de cara al conductor.

Esta barra se ve sometida únicamente a los esfuerzos de torsión pura que se producen al girar el volante por lo que no es necesario un acero de muy alta calidad. Los pequeños esfuerzos de compresión que aparecen cuando el conductor se apoya sobre el volante los absorberá el elemento que sirve de soporte y de guía a esta barra.

Requisitos de la columna de dirección:

La columna de dirección debe transmitir el par desde el volante a la cremallera de la caja de dirección. Una buena manera de diseñar la columna de dirección es haciendo uso de alguna unión universal, uniendo dos tramos de la columna formando un codo, orientando así la barra hasta la caja de la dirección, como se muestra en la figura.

Este método aumentará la distancia entre el volante y las piernas del piloto y permite aumentar el ángulo de entrada del piñón en la caja de dirección.



*Fig. 3.5. Posible ubicación de la barra de dirección*

### 3.4.3 Unión universal ó junta cardan

Este tipo de uniones son muy usadas en la industria automotriz para crear las columnas de dirección, permitiendo mantener la comunicación del par, entre barras que estén con diferentes ángulos.

El tipo más común de unión universal para ángulos pequeños entre ejes es el pin and block, el cual opera de manera eficiente con ángulos mayores a 35°.

Una unión universal típica pin and block es mostrada en la figura.



***Fig. 3.6. Unión universal para columnas de dirección en monoplasas de competición***

Debido a las necesidades en el proyecto, se utilizara una unión universal pin and block.

### **3.4.4 Caja de dirección**

Es la parte de la dirección definida como el conjunto de engranajes que convierte el par que transmite el eje de la columna de dirección en una oscilación del brazo de mando. Al mismo tiempo que efectúa una reducción del giro recibido, pues resulta evidente que el esfuerzo a desarrollar por el conductor para orientar las ruedas debe ser reducido, evitando fatigar al piloto.

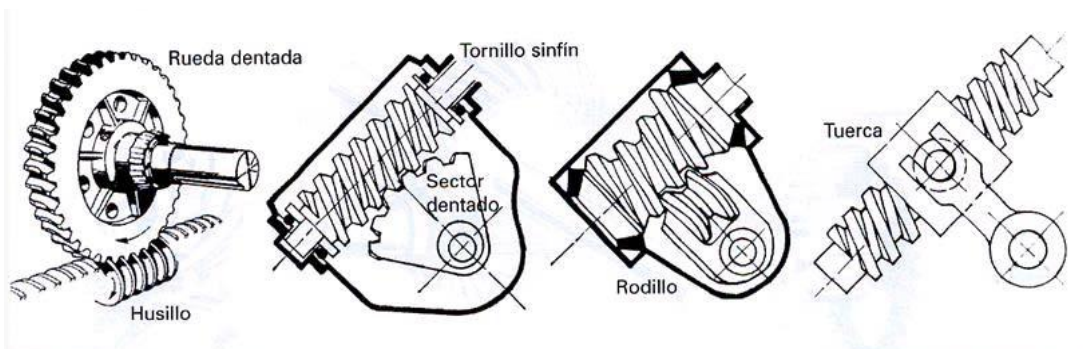
El esfuerzo necesario para orientar las ruedas es mayor cuando el vehículo está parado y se reduce a medida que aumenta la velocidad de marcha. En todo caso, depende fundamentalmente de la resistencia opuesta por las

ruedas en el frotamiento del neumático sobre el suelo, el cual es función de la velocidad y del peso del vehículo.

El mecanismo desmultiplicador permite facilitar la maniobrabilidad a baja velocidad o en parado. No obstante, es conveniente que la desmultiplicación sea la menor posible para obtener una respuesta rápida a la hora de actuar sobre el volante. En este sentido, lo ideal sería una transmisión directa, pero esto implica el inconveniente de que las desviaciones sufridas y las vibraciones de las ruedas, serían acusadas fuertemente en el volante de la dirección, con las molestias que ello representa en la conducción.

Mecanismos desmultiplicadores existen de varios tipos, aunque en general en competición se usan los de cremallera, a continuación se describen los tipos de cajas de direcciones.

Podemos clasificar de la siguiente forma:



**Fig. 3.7. Tipos de caja de dirección**

Su colocación en el vehículo es muy significativa, ya que según la geometría que tome la caja de dirección, los brazos de acoplamiento y su conexión con el brazo de la mangueta, nos proporcionará el cuadrilátero de Ackerman y por tanto marcará el comportamiento del coche a la hora de su conducción.

### 3.4.4.1 Piñón - Cremallera

Con la aparición de los coches el uso del sistema piñón-cremallera estaba limitado sólo para vehículos pequeños porque hacía que la dirección resultara muy pesada y porque la reducción era tan alta, que había que dar muchas vueltas al volante para orientar las ruedas en la trayectoria deseada. Este problema ha sido solucionado con la introducción de los sistemas de dirección asistida.

El sistema piñón-cremallera es muy empleado en la actualidad por su economía de elementos, y por su simplicidad de montaje, permitiendo incorporar sistemas de ayuda a la maniobrabilidad como son los sistemas de dirección asistida.

El sistema va acoplado directamente al brazo de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico. Es un sistema de gran precisión, en particular en los motores delanteros con tracción delantera ya que disminuye enormemente el esfuerzo a realizar, es muy suave, tiene buena recuperación y es segura.

La columna de dirección acaba en su extremo en un piñón (generalmente helicoidal) que engrana constantemente con una barra tallada en cremallera. La cremallera se mueve dentro de una carcasa que le sirve tanto de guía como de protección contra los agentes externos. Esta barra de cremallera se une directamente a los brazos de acoplamiento de las ruedas mediante dos bieletas de dirección o brazos de acoplamientos y rotulas de montaje, permitiendo el movimiento oscilante de las ruedas.

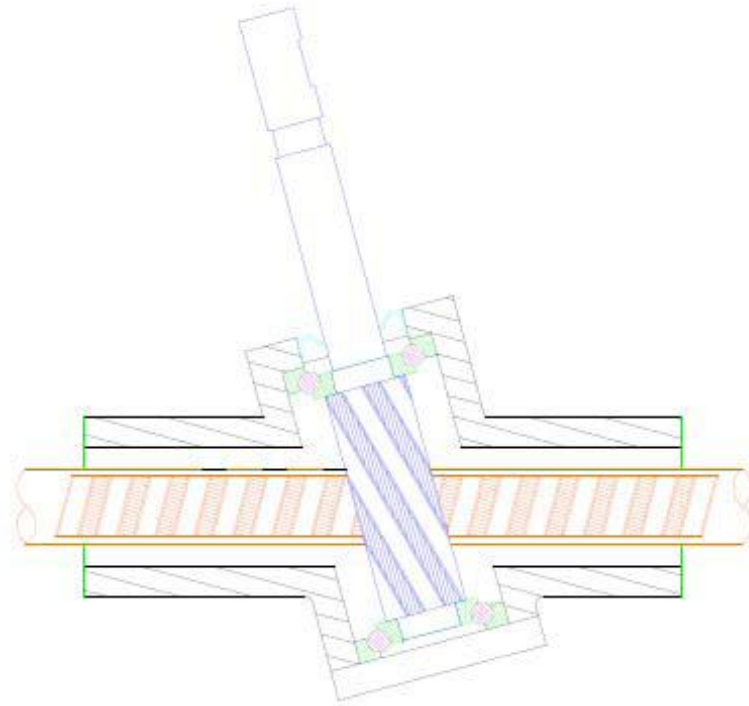
Existen direcciones que llevan un sistema de asistencia a la dirección. Este mecanismo que está estrechamente ligado a la caja de la dirección, tiene como misión disminuir el esfuerzo necesario para llevar la dirección del vehículo. En los automóviles el sistema más utilizado es el hidráulico, aunque

también puede ser neumático o ayudado por motores eléctricos en la columna de dirección.

El volante, en su giro mueve una válvula distribuidora que manda aceite a presión hacia un cilindro cuyo embolo es, de alguna forma, solidario con la barra de acoplamiento. En función del sentido de giro, el volante comunica un lado u otro del embolo con la parte del circuito que lleva la alta presión y la opuesta con el depósito (baja presión).

En el caso de la dirección por cremallera, el desplazamiento longitudinal de la cremallera se transmite a las bieletas por medio de una rótula axial y a su vez estas transmiten el movimiento a las palancas de las manguetas por medio de una rótula radial. Las palancas de las manguetas giran alrededor de un pivote con lo que se consigue el giro de las ruedas.

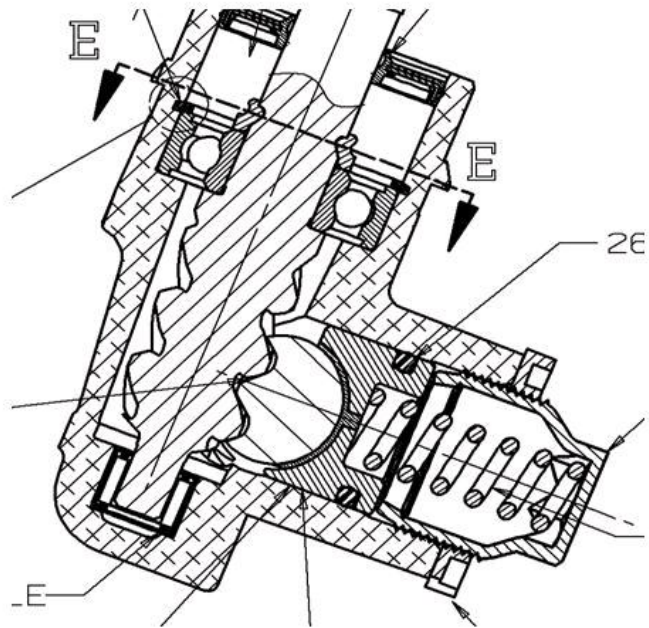
Tanto el piñón como la cremallera han de ser de un acero de alta calidad ya que han de soportar grandes esfuerzos. La cremallera además debe desplazarse a lo largo de la carcasa con el considerable rozamiento.



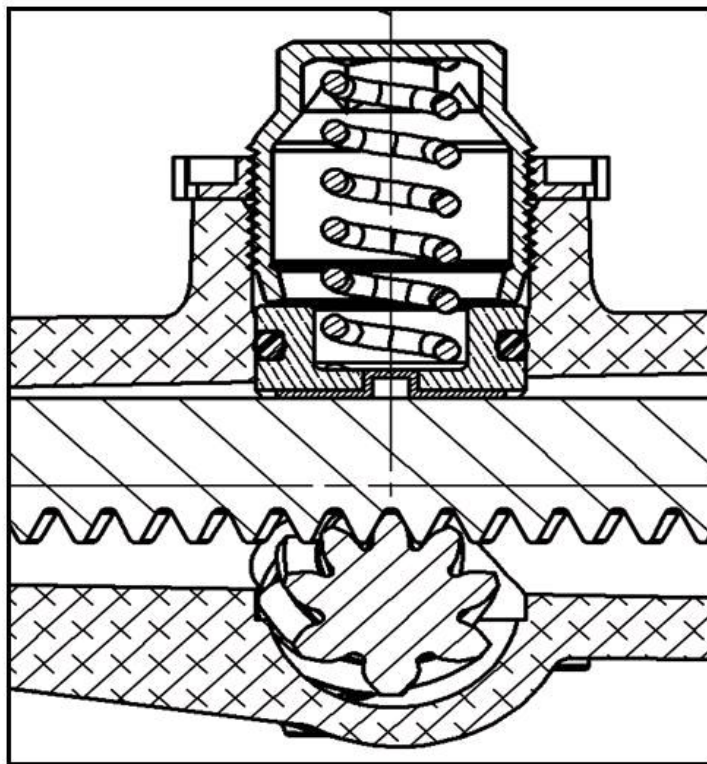
**Fig. 3.8. Piñón-cremallera**

La elección por parte nuestra de esta clase de dirección para su estudio y posible manufactura, se debe a su bajo peso, su sencilla manera de funcionar y su bajo costo.

Este vehículo al tener tracción trasera, el sistema de dirección se simplificará bastante, sobre todo a la hora de diseñar las manguetas y la disposición del conjunto.



**Fig. 3.9. Vista lateral Piñón-cremallera**



**Fig. 3.10. Vista frontal de la caja de dirección.**



### **3.4.4.2 Tornillo sin fin**

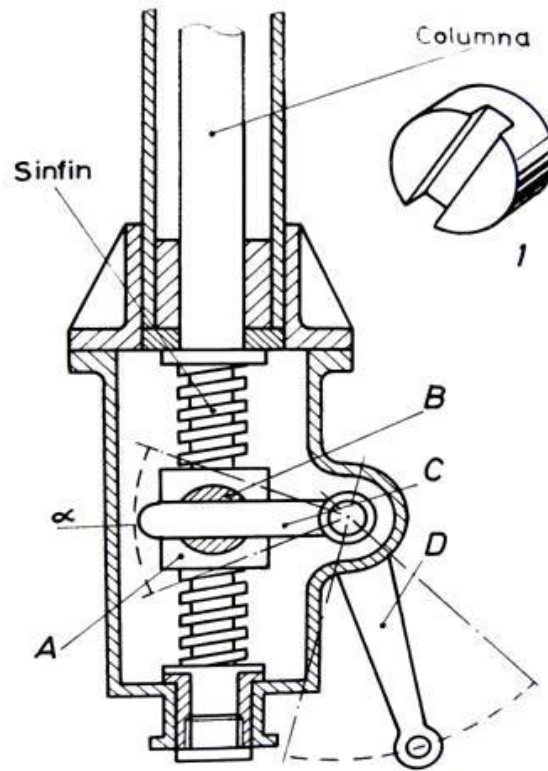
El tornillo sin fin, gira con el volante ya que está situado al otro extremo de la barra de la dirección.

Existen varios tipos de mecanismos que utilizan el tornillo sin fin como elemento desmultiplicador, la diferencia está en el elemento que recoge el movimiento del sin fin.

El funcionamiento de estos mecanismos es el siguiente: el sin fin transmite el movimiento de rotación a un dispositivo de traslación que engrana con él. Este mecanismo comunica el giro a la palanca de mando que transmite el movimiento a las barras de acoplamiento por medio de las articulaciones.

#### **3.4.4.2.1 Mecanismo de sin fin y tuerca**

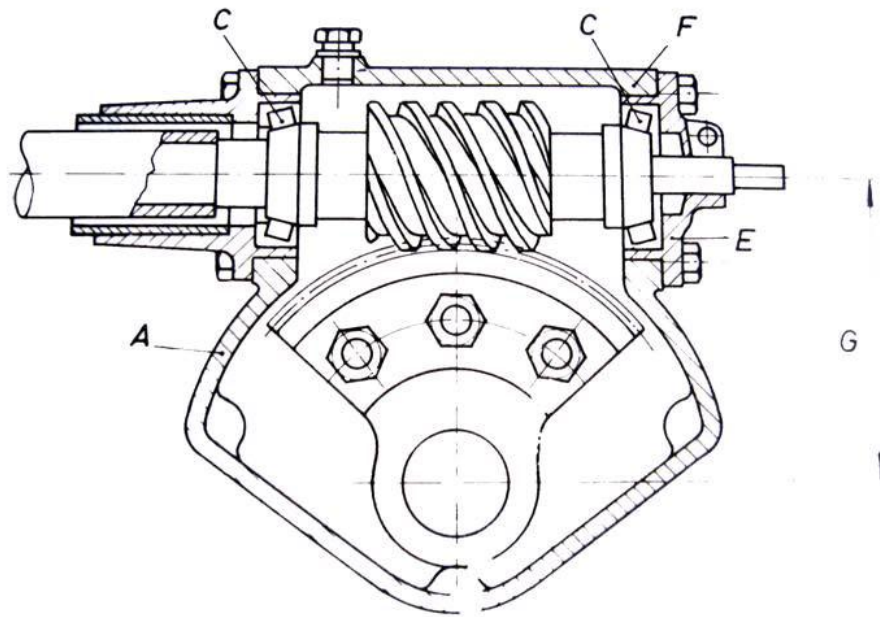
El tornillo sin fin engrana con una tuerca de engrane directo que se desplaza longitudinalmente por el husillo del sin fin. El movimiento de la tuerca es comunicado al eje de mando por medio de una palanca solidaria al mismo.



**Fig. 3.11. Mecanismo de tornillo sin fin**

### 3.4.4.2.2 Mecanismo de sin fin y sector dentado

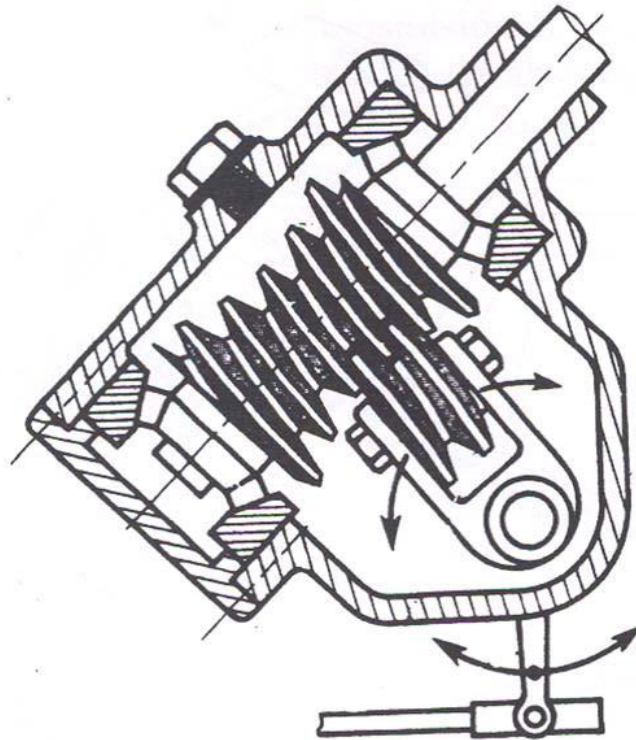
El sin fin es cilíndrico con dientes helicoidales. El movimiento se transmite a la palanca de mando a través de un sector dentado de dientes helicoidales que engranan en toma constante con los del sin fin.



**Fig. 3.12. Sector dentado**

### **3.4.4.2.3 Mecanismo de sin fin y rodillo**

En este caso es un rodillo el que toma el movimiento del tornillo sin fin. Al girar el sin fin desplaza lateralmente al rodillo produciendo un desplazamiento angular en el eje de mando. De esta forma se elimina mucho rozamiento.

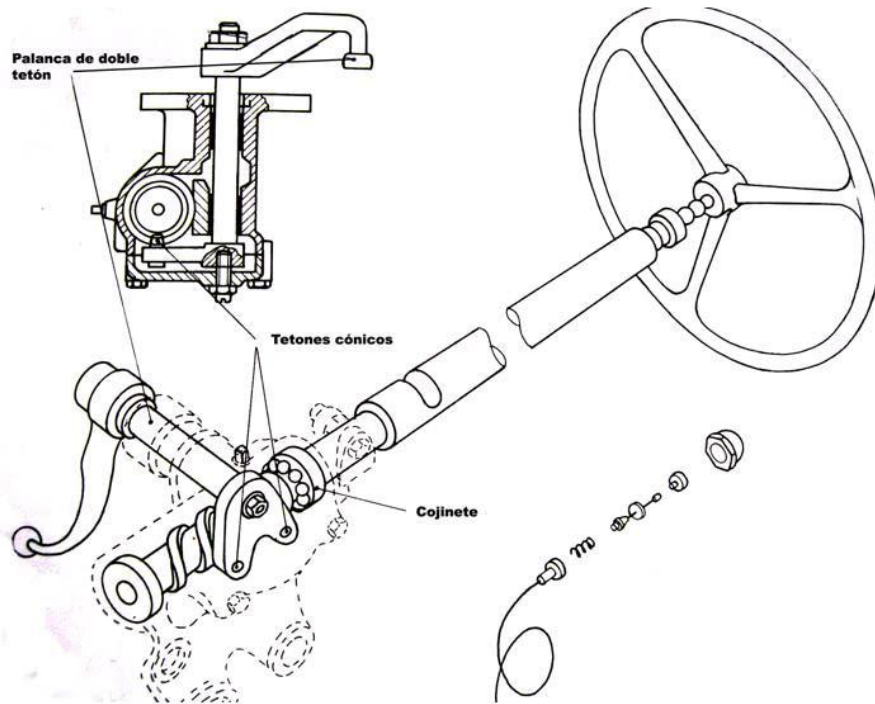


**Fig. 3.13 Rodillo**

#### **3.4.4.2.4 Mecanismo de sin fin y tuerca con hilera de bolas**

Este sistema de bolas tiene unas de los más grandes ventajas entre las cajas de direcciones, una es su diseño compacto y la otra su bajo coeficiente de fricción. Esto significa que puede ser usado en vehículos pesados.

La columna de dirección está conectada a la caja de dirección mediante un espiral por el que circulan las bolas. Actúa como unos tornillos, siendo las bolas con su rotación las que hacen girar a la biela que transmitirá su movimiento a la palanca de mando.



**Fig. 3.14 Sistema de bolas**

En estos mecanismos con tornillos sin fin, es el sector el que hace oscilar el brazo de mando que tira o empuja la palanca de ataque que a su vez actuará sobre las manguetas, haciendo girar las ruedas.

### 3.4.5. Brazos de acoplamiento ó bieletas

En nuestro caso, sistema piñón-cremallera, 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 su palanca.

### **3.4.6 Rótulas**

Estas permiten las oscilaciones que se van a producir debido tanto al movimiento de la dirección (el movimiento de la cremallera y el de las palancas de las manguetas no están en el mismo plano) como al efecto de la suspensión (las ruedas y con ellas las palancas de las manguetas, oscilan con la suspensión mientras que la cremallera esta unida rígidamente al chasis).

Las rótulas constan de tres partes esencialmente: una bola, un cojinete que se sitúa detrás de la bola para reducir el rozamiento y la carcasa. La bola lleva acoplada una varilla roscada por la que se conecta a uno de los elementos a articular. El otro elemento se conecta a otra varilla roscada que sale de la carcasa.

### **3.4.7 Manguetas**

Son las piezas que al girar alrededor del pivote y hacen moverse a la rueda. Su forma varía 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. 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 deformarse pero a la vez lo suficientemente tenaces para no romperse debido a su fragilidad.

En nuestra pieza diseñada, la palanca de la mangueta está integrada en la propia mangueta, dándole un ángulo determinado según el cuadrilátero de Ackerman.

La palanca es 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.

|

**4**

# **Geometría del sistema de dirección**

---



## 4.1 Cotas de reglaje de la dirección

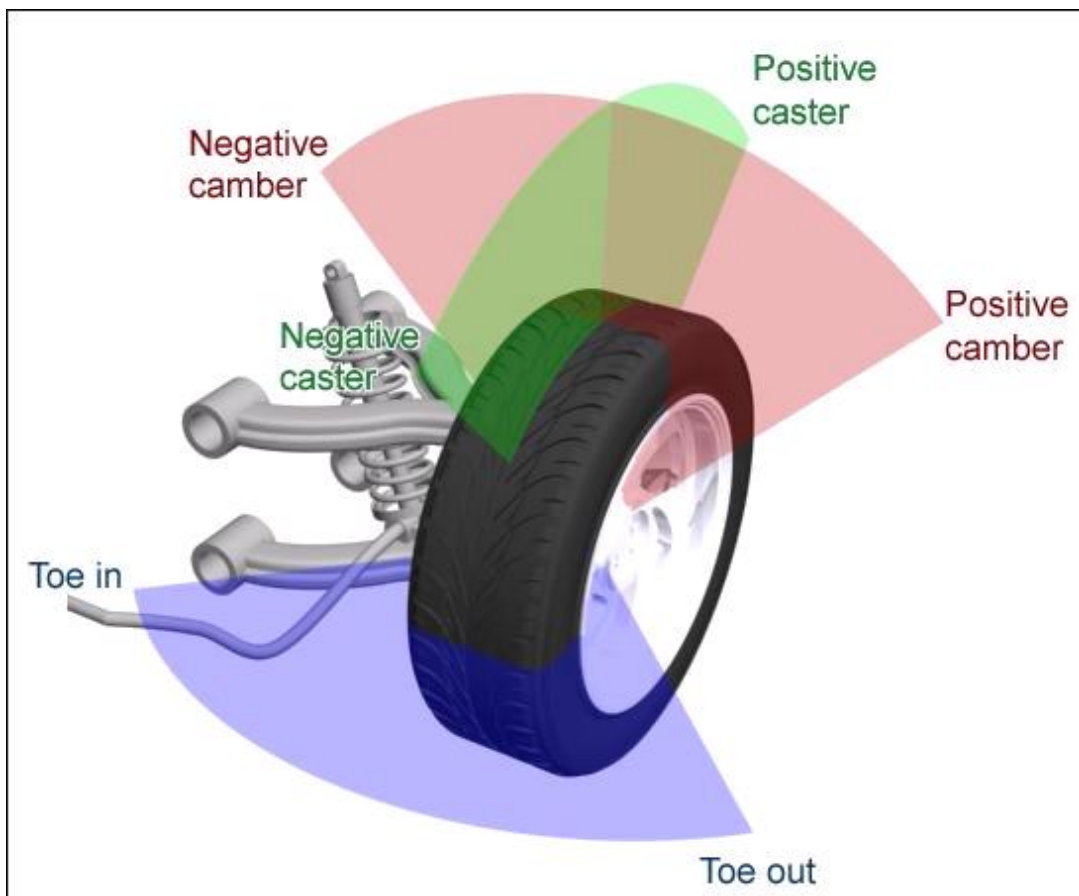
Para que el funcionamiento de la dirección resulte adecuado es preciso que los elementos que lo forman cumplan unas determinadas condiciones, llamadas cotas de dirección o geometría de dirección, mediante las cuales, se logra que las ruedas obedezcan fácilmente al volante de la dirección y no se altere en su orientación por las irregularidades del terreno o al accionar el freno, resultando así la dirección segura y de suave manejo. También debe retornar a línea recta y mantenerse en ella al soltar el volante después de realizar la curva.

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

- Ángulo de salida
- Ángulo de caída
- Ángulo de avance
- Cotas conjugadas
- Convergencia de las ruedas

Los nombres con que se han identificado a los ángulos más habituales, en otras bibliografías diferentes al español pueden ser:

- Al ángulo de avance se le llama "Caster"
- Al ángulo de caída, "Camber"
- Al ángulo de salida, "Kin-pin inclination"
- Al ángulo de convergencia, "Toe-in"
- Al ángulo de divergencia, "Toe-out"



*Fig. 4.1. Cotas de reglaje de la dirección*

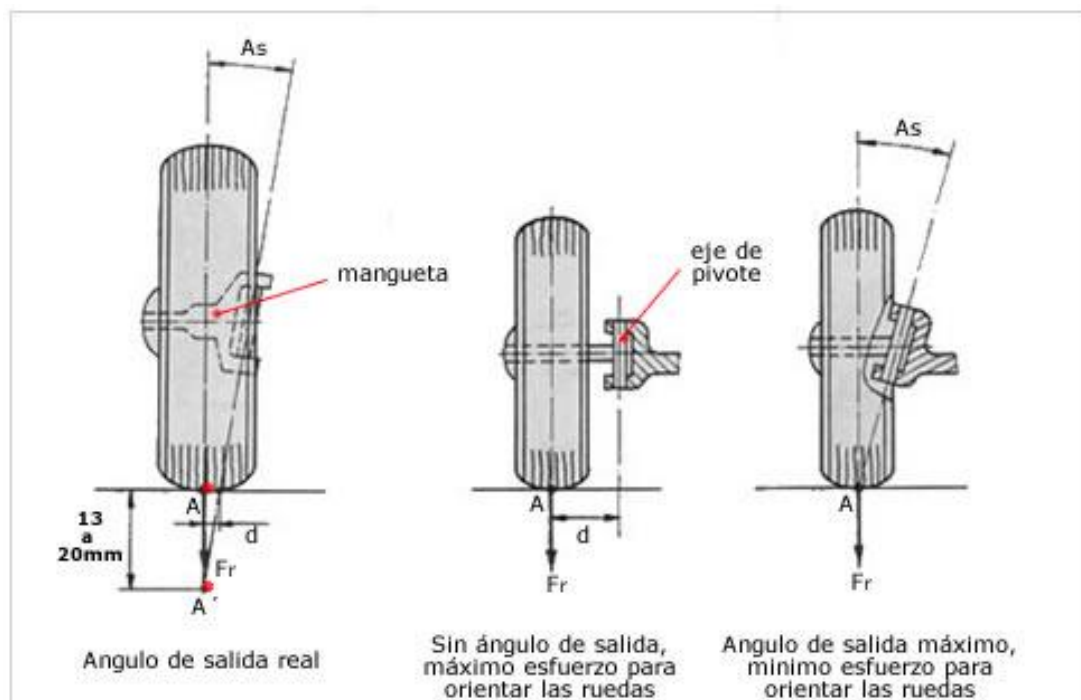
### 4.1.2 Ángulo de inclinación ó salida

Se llama ángulo de salida al ángulo ( $A_s$ ) que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en  $A'$  (fig. 4.2).

Este ángulo suele estar comprometido entre 5 y 10°, siendo en la mayoría de los vehículos de 6 a 7°.

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

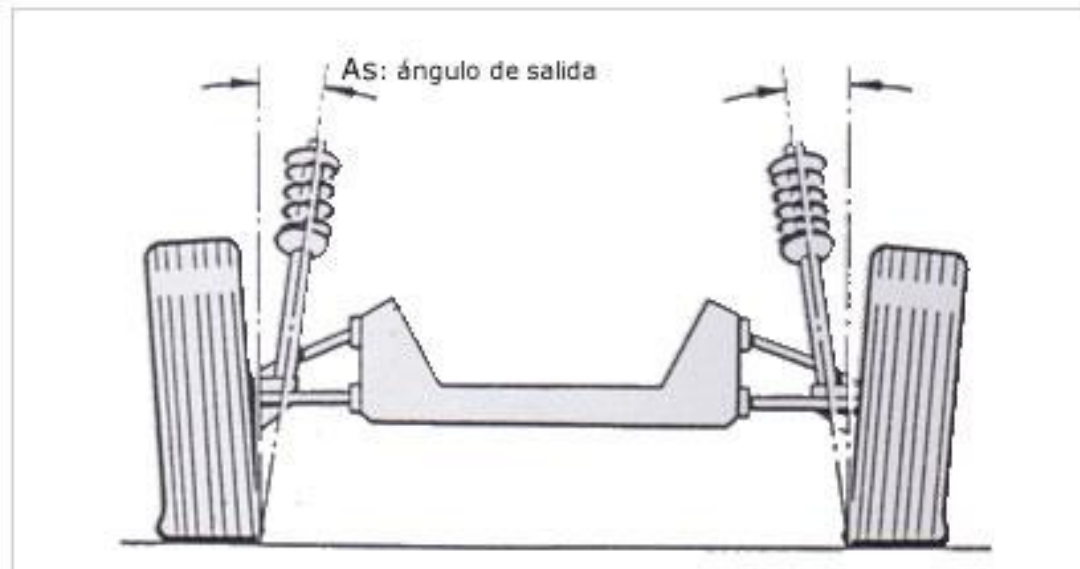
directamente de la distancia "d" (figura inferior) cuanto menor sea "d" menor será el esfuerzo a realizar con el volante para orientar las ruedas. Este esfuerzo será nulo cuando el eje del pivote pase por el punto "A", centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo. En este caso solo habría que vencer el esfuerzo de resistencia de rodadura ( $F_r$ ) 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. 4.2. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas**

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 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.

Además el ángulo de salida, minimiza el efecto de las irregularidades de la carretera en el ensamblaje del conjunto de dirección.



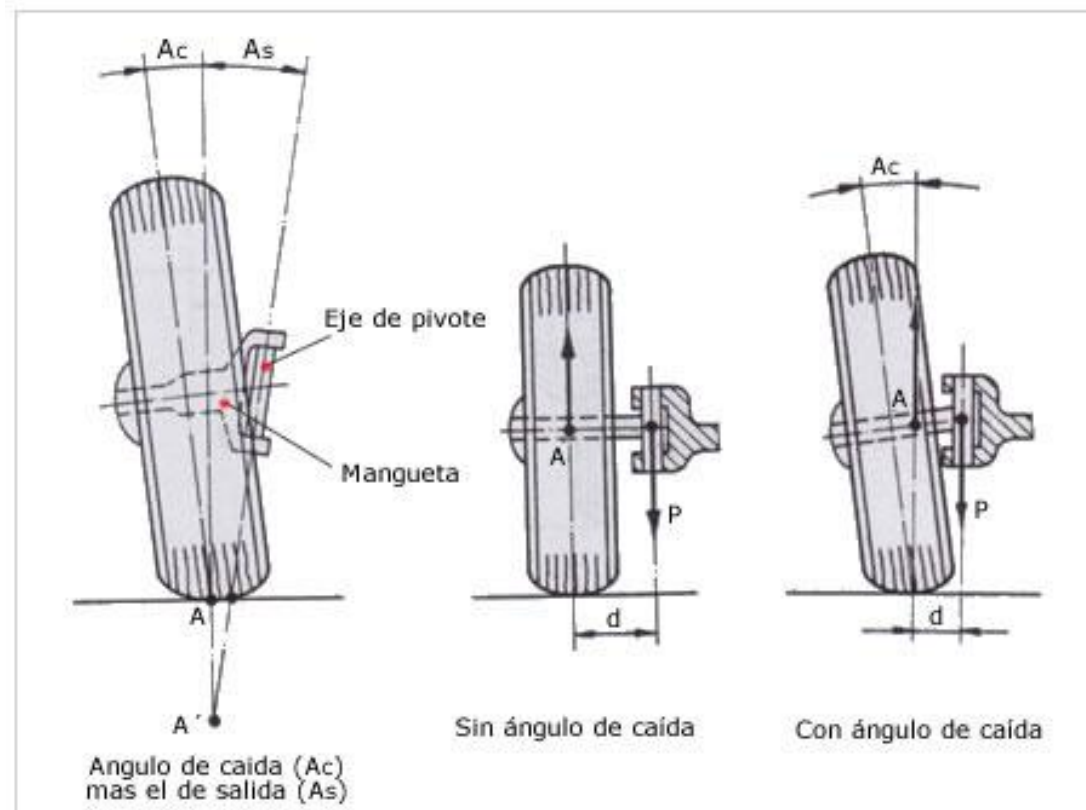
**Fig. 4.3. Ángulo de salida en un vehículo con suspensión independiente**

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.

### 4.1.3 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. 4.4. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas**

La mangueta está sometida a esfuerzos de flexión equivalentes al 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.

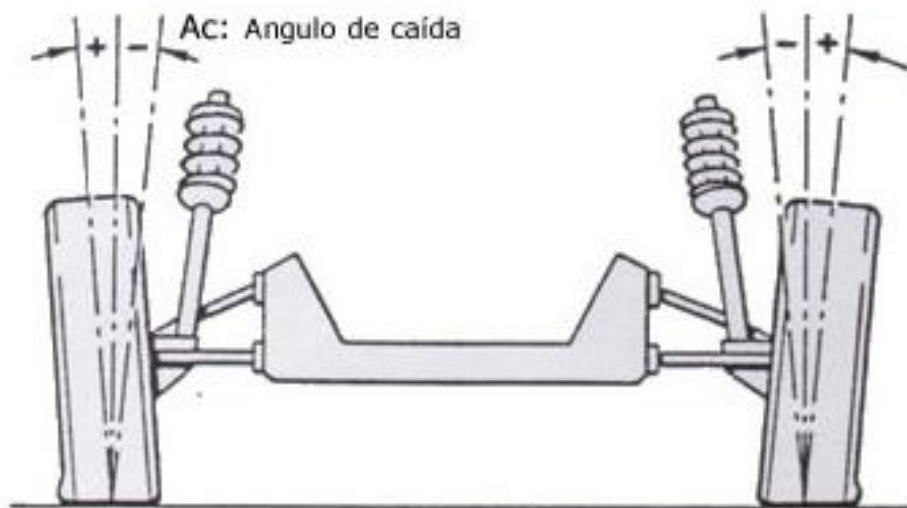
En la actualidad la mayoría de los automóviles en sus ruedas directrices, tienen una ligera caída positiva entre  $30^\circ$  y  $1^\circ$ .

El hecho de variar el ángulo de caída influye sobre el de salida. El aumentar el ángulo de caída hace disminuir el de salida y viceversa.

Una caída excesiva tiene gran importancia en el desgaste de los neumáticos la caída es positiva el borde exterior de los neumáticos se desgasta

rápidamente. Una caída negativa produce el mismo efecto sobre el borde inferior.

La caída ocasiona también un desplazamiento lateral. Si la caída es positiva, un punto cualquiera del neumático se aproxima en su recorrido descendente al plano medio longitudinal y se aleja en su recorrido ascendente. Esto da lugar a una sollicitación lateral continua que no siempre es absorbida por la deformación del neumático y es susceptible de producir un desgaste en el mismo. Cuando mayores son la sección y la superficie de contacto del neumático con el suelo más importantes son los deslizamientos.



**Fig. 4.5. Ángulo de caída en un vehículo con suspensión independiente**

Por otro lado, cuando los vehículos tienen suspensiones independientes, hace que estas al ceder articulen sobre la mangueta de tal forma que la caída positiva torne en negativa, consiguiéndose de esta forma una mejor adherencia en curva, pues al cargarse más la rueda exterior de la curva por influencia de la fuerza centrífuga, queda beneficiada la adherencia (la rueda interior de la curva por su parte, también adopta el ángulo de caída más favorable, contribuyendo igualmente a la estabilidad en curvas).

El ángulo de caída al igual que el de avance, pero de manera distinta dota a la dirección de una tendencia a mantener la línea recta por el denominado efecto cono, de las circunferencias externas e internas respectivas del neumático, ya que giran a distinta velocidad por pertenecer claramente a circunferencias de distinto diámetro, lo cual da lugar a una tendencia a seguir el camino que describiría un con al rodar sobre una superficie plana.

Como esta tendencia se produce en cada una de sus ruedas directrices, en ellas se producen sendas fuerzas que tienden a abrir las ruedas y dar estabilidad a la dirección.

Por supuesto para que las dos fuerzas sean iguales y el vehículo mantenga la línea recta, es necesario que sea idéntico el Angulo de caída en ambos lados.

El ángulo de caída total es la suma de los ángulos de salida más el de caída, es decir, el ángulo formado por el eje longitudinal de la rueda y la prolongación del eje del pivote.

Este ángulo no se puede variar si o es doblando la mangueta, que solo puede alternarse por un gran golpe y sería necesario cambiar la mangueta si este ángulo hubiese variado.

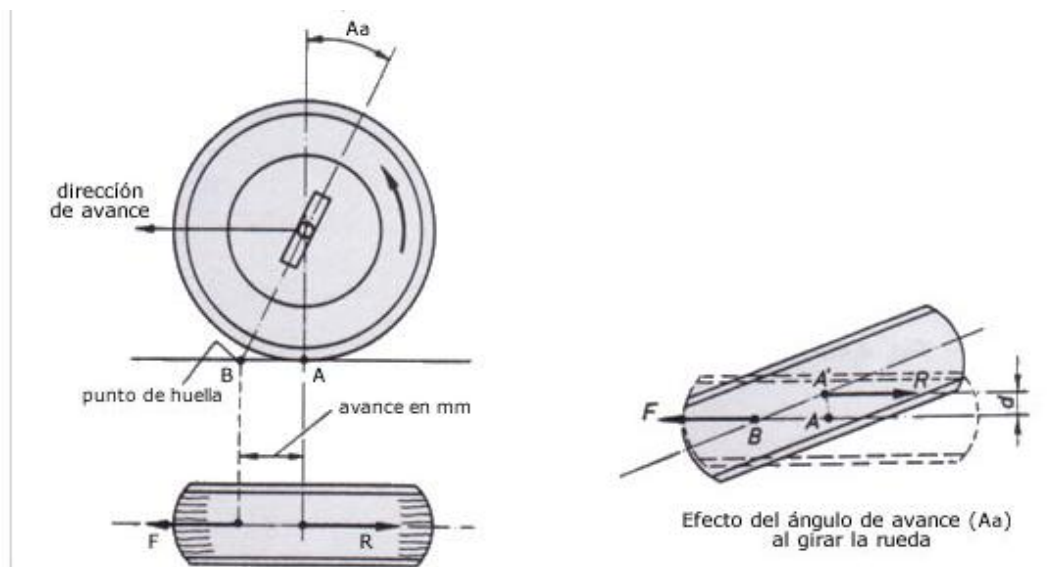
Se llama radio de dirección (o brazo de palanca de rueda, o brazo de reacción) a la cota que viene determinada por la distancia  $D$  que en resumidas cuentas es un radio de giro de la rueda que se desplaza sobre el suelo a la vez que gira.

#### 4.1.4. 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 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.



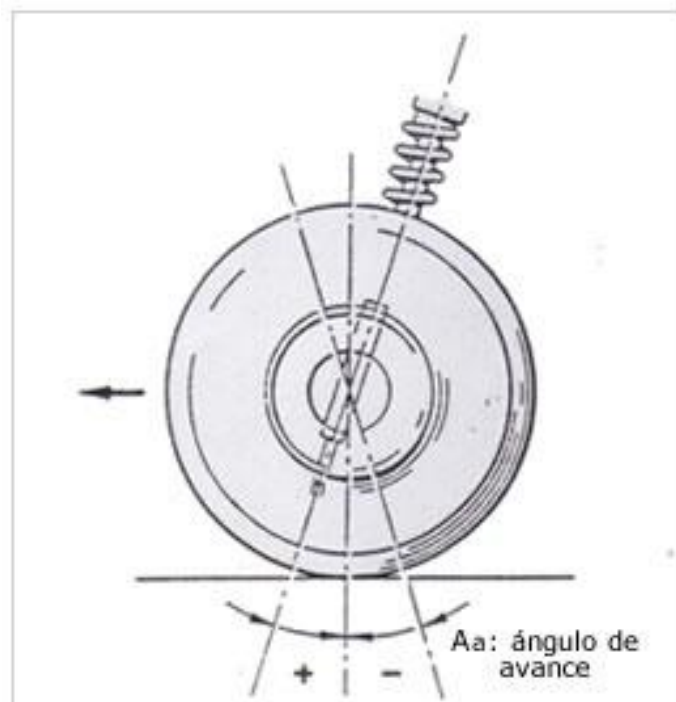
**Fig. 4.6. Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas**



De esta forma se consigue dar a la dirección firmeza 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 insuficiente, el par de orientación también lo es, resultando una dirección inestable.

El ángulo de avance suele estar comprendido entre 0 y 4° para vehículos con motor delantero y de 6 a 12° para vehículos con motor trasero.

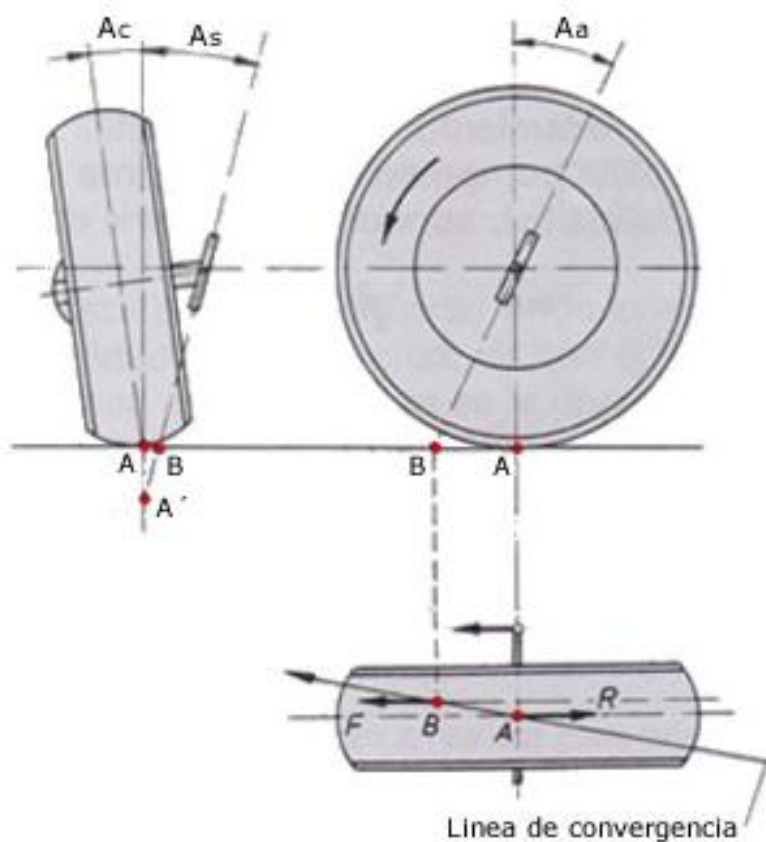


**Fig. 4.7. Ángulo de avance en un vehículo con suspensión independiente**

#### 4.1.5 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 al 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. 4.8. Cotas conjugadas y sus efectos sobre la orientación de las ruedas**

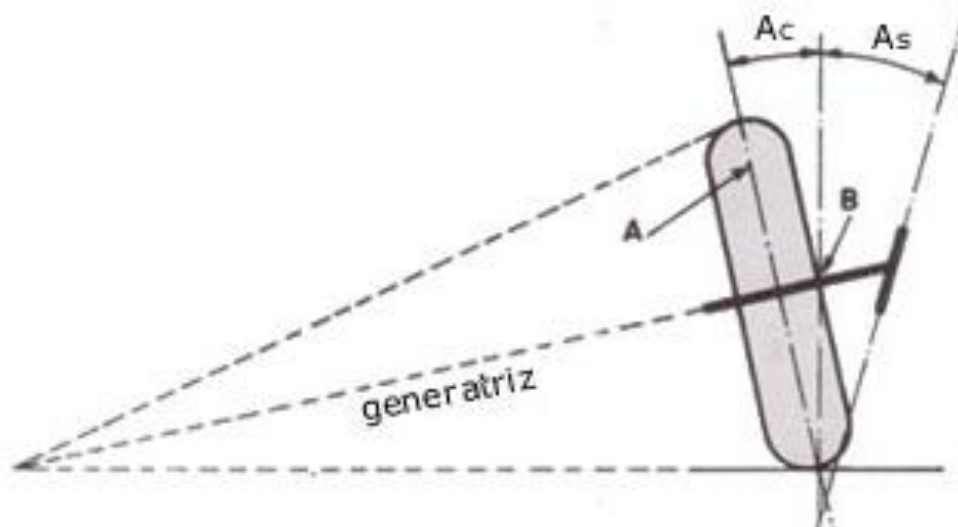
En vehículos con tracción delantera, la fuerza de empuje está aplicada al mismo punto de apoyo de la rueda, siendo las ruedas traseras remolcadas sin ejercer efecto alguno sobre la dirección. No obstante, se les da un pequeño avance para mantener estable la dirección resultando, junto a las cotas de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

#### 4.1.6 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.

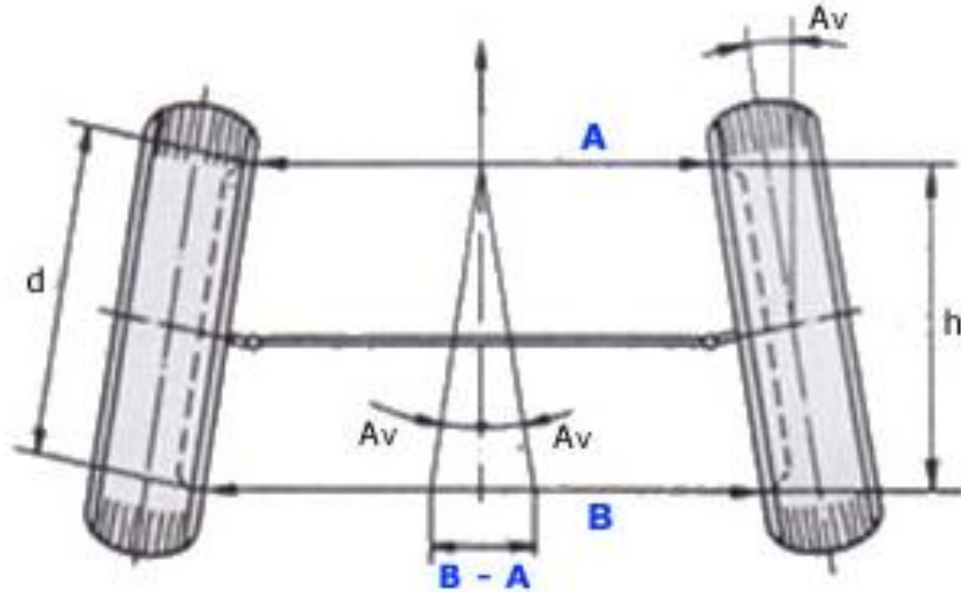
El ángulo de caída ( $A_c$ ) y el de salida ( $A_s$ ) hace que la rueda esté inclinada respecto al terreno y que al rodar lo haga sobre la generatriz de un "cono" lo que implica que las ruedas tienden a abrirse. Para corregir esto se cierran las ruedas por su parte delantera, con lo que adelanta el vértice del cono en el sentido de la marcha.



**Fig. 4.9. "Cono" que se forma como prolongación de la mangueta**

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.



**Fig. 4.10. Convergencia o paralelismo de las ruedas**

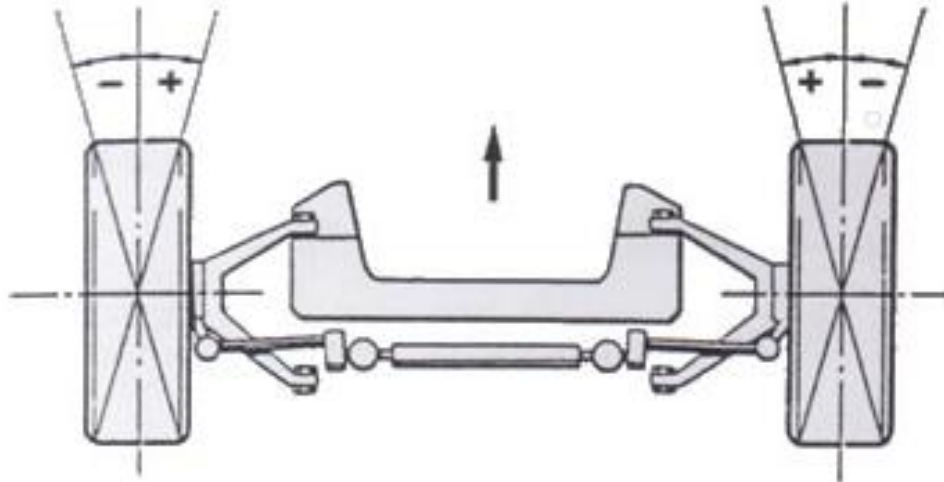
#### 4.1.6.1 Ángulo de convergencia

El ángulo de convergencia ( $A_v$ ) o desviación angular de las ruedas con respecto a la dirección de marcha, se expresa en función de las distancias ( $A$ ) y ( $B$ ) y de la cota ( $h$ ), o bien, del diámetro de la llanta ( $d$ ). La fórmula para calcular este ángulo es:

$$\operatorname{tg} A_v = \frac{B - A}{2 \times h}$$

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. El valor de

esta convergencia viene determinado por los valores de las cotas de caída, salida y avance



**Fig. 4.11. Convergencia de las ruedas en un vehículo con suspensión independiente**

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.

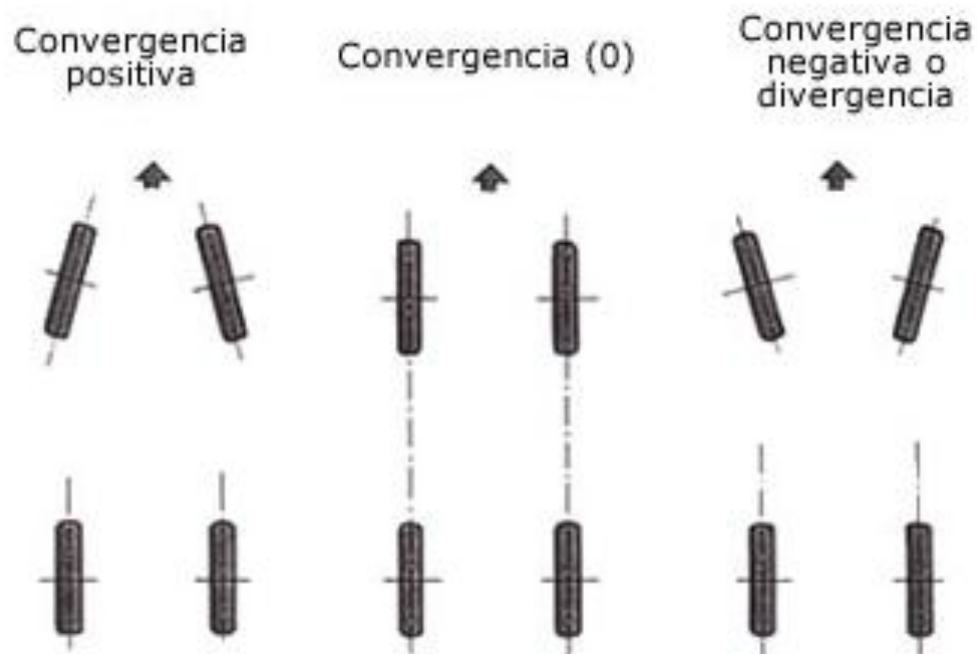
Una convergencia excesiva, al producir mayor tendencia en la orientación de las ruedas para seguir la trayectoria en línea recta, produce un desgaste irregular en los neumáticos que se manifiesta por el desgaste lateral que se produce en su banda de rodadura.

En los vehículos con propulsión trasera, la resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras crea un par que tiende a abrir ambas ruedas, para compensar este efecto, se contrarresta con un ángulo de convergencia positivo.

En el caso de vehículos con tracción delantera, el problema es distinto, el esfuerzo de tracción de las ruedas produce un par que actúa en sentido

contrario que en el caso anterior, es decir tendiendo a cerrar las ruedas en vez de abrirlas, por consiguiente para compensar esta tendencia será necesario dar a las ruedas un ángulo de convergencia negativo (divergencia).

Una excesiva convergencia respecto a la que nos da el fabricante, provoca un desgaste lateral en la zona exterior de los neumáticos. Una convergencia insuficiente provoca un desgaste lateral en el interior de los neumáticos.



*Fig. 4.12. Convergencia y divergencia*

## 4.2 Efecto Ackerman ó ángulo de viraje

En una curva cada una de las ruedas delanteras describe una circunferencia de distinto radio. Como el radio que describe en la curva la rueda interior es menor que el de la exterior, si girasen con el mismo ángulo las dos ruedas, alguna de ellas sería arrastrada en las curvas.

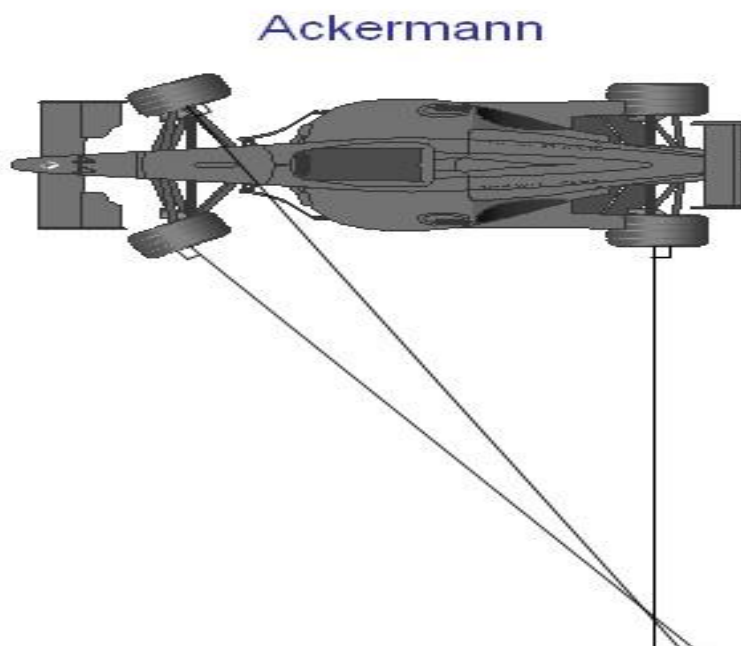
Para evitar esto, Rudolph Ackerman estableció que era necesario que la prolongación de los brazos de dirección se corten a la altura del eje trasero, de esta forma la rueda interior en la curva girará más que la exterior y no será arrastrada (Fig. 4.13).

A la diferencia entre los valores de los dos ángulos cuando la dirección se encuentra girada a tope, es a lo que se denomina efecto Ackerman o ángulo de viraje.

Como se puede ver, el ángulo de la rueda interna debe ser más agudo que el de la rueda externa para permanecer tangente a su circunferencia de giro. La razón de las tangencias es que de esa manera se reduce la carga en las llantas y en la suspensión. La solución geométrica se puede atribuir a Langensperger en 1816 pero fue Ackerman quien la patentó en 1817. La misma idea fue desarrollada a finales de la década de 1870 por los franceses Bollé y Jeantaud.

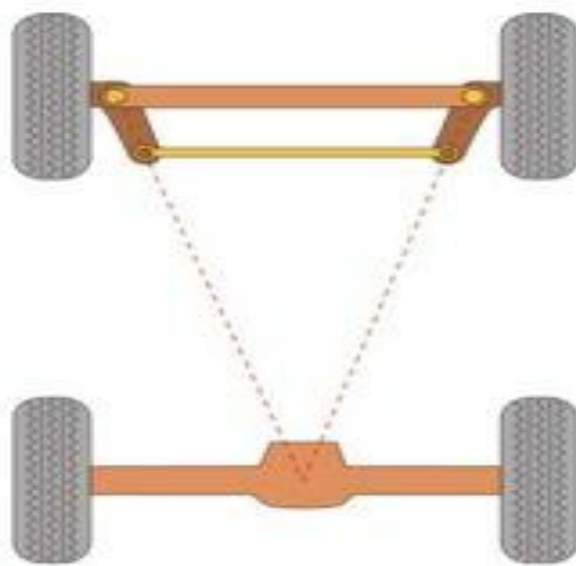
La solución vino de la observación de que si los puntos de pivoteo que conectan la barra de dirección respecto al eje o tren trasero, están colocados más cerca que los puntos de pivoteo de las llantas respecto al mismo eje, entonces las ruedas reaccionan diferente durante el giro.





**Fig. 4.13. Centro de giro se corta a la altura del eje trasero.**

Si estos puntos se encuentran sobre las líneas que van desde los pivotes centrales de la rueda al punto medio del eje trasero, la solución es óptima (Fig. 4.14).



**Fig. 4.14. Puntos de pivoteo de barra de dirección más cercana al eje trasero**

Actualmente casi ningún vehículo utiliza la dirección Ackerman puro, debido a que ignora efectos dinámicos pero es la base para el diseño.

#### **4.2.1 Influencia del efecto Ackerman en la dirección**

Como hemos dicho el Ackerman incrementado favorece la acción de la rueda delantera interna, ésta gira más y hace que el coche entre mejor en las curvas

El efecto que se consigue es similar al que se obtiene dando divergencia a las ruedas delanteras, pero sin las desventajas que la divergencia permanente tiene en las rectas, ya que el efecto Ackerman solo se produce en las curvas. Se recomienda utilizar un Ackerman incrementado, su influencia es más marcada en las curvas de baja velocidad que en las de alta.

En los coches de tracción trasera donde más se nota es a la entrada de las curvas, ya que a la salida, al estar el tren delantero descargado, el efecto Ackerman tiene poca importancia. El Ackerman incrementado se recomienda especialmente en circuitos de poca adherencia. El Ackerman paralelo o puro no se emplea prácticamente en los carros o vehículos denominados "todo terreno".

### **4.3 Condiciones cinemáticas**

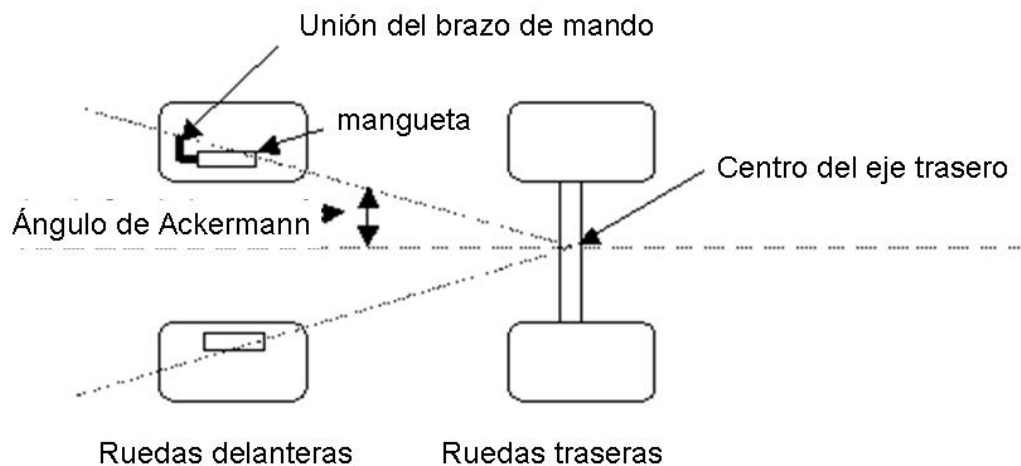
Si se observa a un coche avanzando en curva, se notará que para que el giro se haga correctamente la rueda que va por dentro de la curva debe girar más que la que va por fuera, ya que como es obvio el radio de giro es más

pequeño por dentro de la curva que por fuera, por lo que tendrá que recorrer menor distancia que la externa.

Por su parte las ruedas traseras se adaptan a la diferencia de recorrido en las curvas gracias al diferencial; pero como siempre permanecen paralelas entre sí, resbalan un poco sobre su trayectoria, ya que no pueden abrirse una más que la otra.

Para que el trazado de la curva se haga con exactitud se debe cumplir que la prolongación del eje de cada una de las ruedas se corte con los demás en un mismo punto, por tanto la prolongación de los ejes de las ruedas delanteras se debe cortar en la prolongación del eje trasero.

Para conseguirlo se utiliza el cuadrilátero articulado que en realidad es un trapecio articulado, ya que tiene dos lados paralelos, uno, la barra de acoplamiento, es más corto que el otro que es el eje delantero y dos lados iguales en longitud pero no paralelos, que constituyen las palancas de las manguetas. La parte fija del cuadrilátero es el eje delantero.

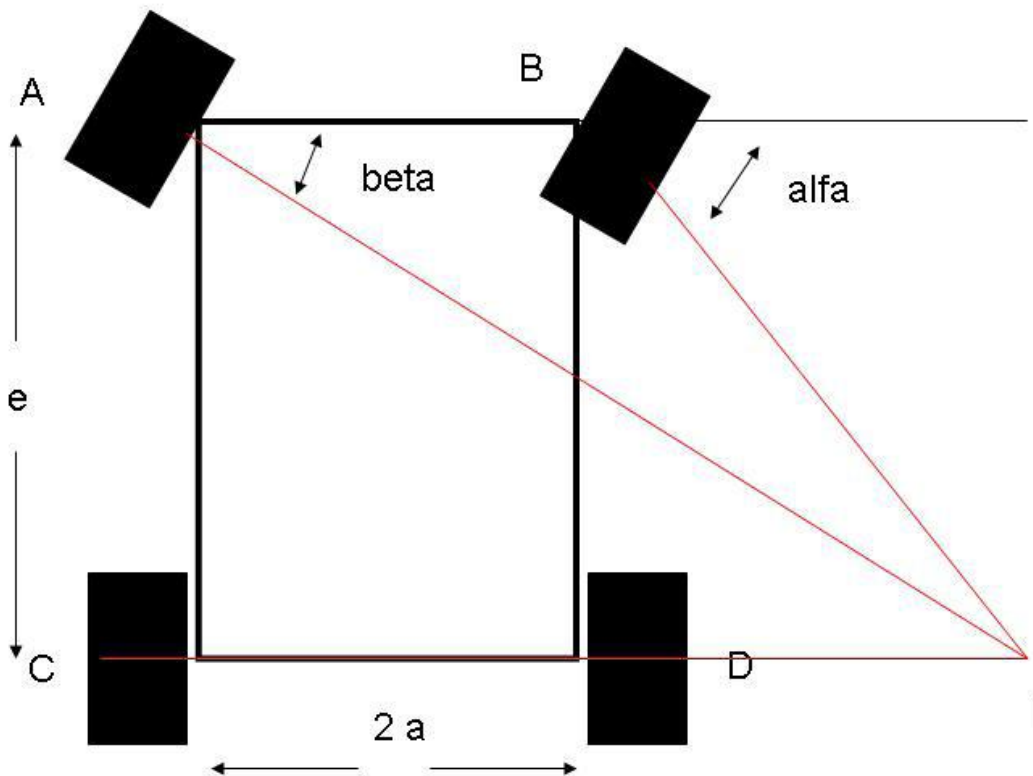


**Fig. 4.15. Cuadrilátero articulado (Ackerman)**

Los estudios realizados por Jeantaud determinaron que para que el centro de giro de todas las ruedas sea el mismo las prolongaciones de las palancas de

las manguetas deben cortarse sobre el centro del eje trasero. No es necesario que la barra de acoplamiento este situada por detrás del eje delantero, puede estar situada delante; en este caso la barra acoplamiento tendría mayor longitud que el eje delantero.

Considerando el rectángulo **ABCD** de la siguiente figura cuya base es la distancia **2a** existente entre los pivotes (en atención al efecto de la caída y de la salida, la distancia **2a** puede tomarse igual a la vía), y cuya altura es la batalla e del vehículo. La perpendicular al plano de la rueda de la derecha, orientada según un ángulo **alfa**, corta la prolongación del eje no director **CD** en el punto **I**. Para que el punto **I** sea centro instantáneo de rotación, es necesario que el plano de la rueda de la izquierda sea perpendicular a **AI**, o sea, que ésta rueda gire un ángulo **beta**.



**Fig. 4.16. Geometría del cuadrilátero**

Ahora se determina la relación teórica (sin tener en cuenta la deriva) que debe de existir entre los ángulos **alfa** y **beta** y los datos **2a** y **e**.

En los triángulos rectángulos **ACI** y **BDI** se tiene:

$$e = \tan(\beta) \cdot (2a + DI)$$

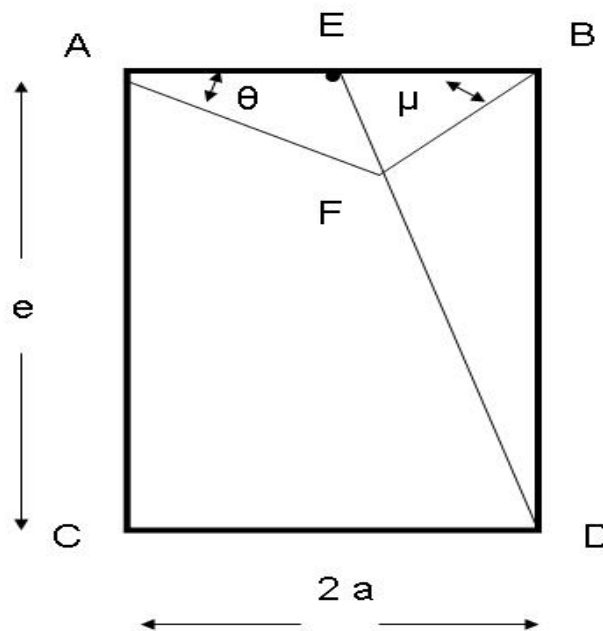
$$e = \tan(\alpha) \cdot (2a + DI)$$

Eliminando **DI** entre estas dos igualdades y sustituyendo tangente de **alfa** y tangente de **beta** respectivamente por **1/cot alfa** y **1/cot beta** se obtiene:

$$\cot(\beta) - \cot(\alpha) = \frac{2a}{e}$$

Ecuación que permite, para un vehículo determinado, calcular para cualquier valor de **alfa**, el valor de **beta** que teóricamente debe corresponderle.

Se continua con la elaboración de un rectángulo de base **2a** y de altura **e**.



**Fig. 4.17. Viraje a derecha**

Sea **E** el punto medio de **AB** y tracemos la recta **ED**. Consideremos en **B** un ángulo **mu** y tracemos la recta **AF**, la cual formara en **A** un ángulo **teta**, Los ángulos **mu** y **teta** satisfacen la relación:

$$FI = AI \cdot \tan(\theta)$$

$$\frac{FI}{AI} = \tan(\theta)$$

$$\cot(\theta) = \frac{AI}{FI}$$

$$FI = BI \cdot \tan(\eta)$$

$$\frac{FI}{BI} = \tan(\eta)$$

$$\cot(\eta) = \frac{BI}{FI}$$

$$\cot(\theta) - \cot(\eta) = \frac{(AI - IB)}{FI} = \frac{2EI}{FI}$$

Considerando los triángulos semejantes **EFI** y **EDB**.

Se tiene **EI/FI = EB/BD**

Luego:

$$\cot(\theta) - \cot(\eta) = \frac{2EB}{BD} = \frac{2a}{e}$$

Ahora para obtener gráficamente los ángulos de orientación teóricos exactos, es suficiente construir un rectángulo cuya base sea la distancia **2a** entre los ejes de giro o pivotes y como altura la distancia entre ejes ó batalla **e**, para trazar luego la recta **DE** que une el centro de la base **AB** con un vértice inferior del rectángulo. Las rectas que unen los puntos **A** y **B** con un punto **F** cualquiera de **DE** determinan dos ángulos de orientación correcto **alfa** y **beta** para un viraje a la derecha.

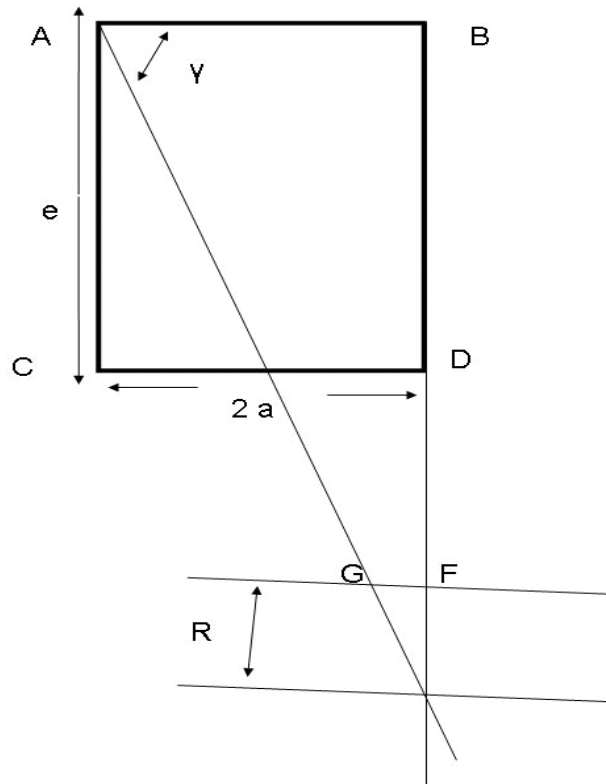
Considerando la recta **EC**, se obtienen los ángulos de orientación para un viraje a la izquierda.

Las rectas **ED** y **EC** son la representación grafica de la relación teórica que debe de existir entre la distancia entre los ejes de giro ó pivotes, la batalla y los ángulos de orientación de las ruedas.

La solución dada por Jeantaud solo permite obtener un resultado satisfactorio para todos los ángulos de orientación, a condición de que la longitud **R** de las palancas de acoplamiento y el ángulo **gamma** que forman estas palancas con el eje, sean adecuadamente elegidos.

Para saber la longitud **R** que corresponde a un ángulo **gamma**, es suficiente construir el rectángulo **ABCD** cuya base es **2a** entre los ejes de giro o pivotes

y como altura la batalla **e**, para trazar luego a partir de un vértice **A** por ejemplo, una recta que forme un ángulo **gamma** con la base **AB**.



*Fig. 4.18. Cálculo de ángulo*

La longitud **R** de la palanca de acoplamiento correspondiente al ángulo **gamma** es igual a **HE/2** ó **GE**.

Como se ha visto, la relación entre los elementos del trapecio de Jeantaud es la siguiente: supongamos que la mangueta de la rueda de la derecha experimenta una rotación **alfa**. Si la condición de centro instantáneo de rotación se satisface rigurosamente, la rueda de la izquierda debe girar un ángulo **beta** según:

$$\cot(\beta) - \cot(\alpha) = \frac{2a}{e}$$



Y los puntos **D** y **C** deberían de pasar a **D'** y **C'**

En la práctica las cosas ocurren de distinta manera. Debido a la acción de una rotación de **alfa** de la rueda derecha, el punto **D** pasa a **D'** y **C** a **C'**, es decir, a la intersección de dos circunferencias: la primera descrita desde **A** como centro con **AC** como radio y la segunda desde **D'** como centro de **DC** como radio. Si el ángulo **C'' AC** es diferente de **beta**, existe un centro instantáneo de rotación para cada rueda, puesto que la condición de la ecuación anterior ya no se cumple.

La aproximación de la solución adoptada puede estar caracterizada para cada ángulo **alfa**:

- Por la diferencia entre el ángulo **beta** teórico y el ángulo **C''AC** real que nunca debe sobrepasar los 2°.
- Por la diferencia **II'** que separa los centros instantáneos de rotación
- Por la diferencia entre las longitudes **CD** y **C'D'**.

La precisión de una dirección se ve en su curva de error, que es la curva en la que están situados todos los centros de rotación de las ruedas delanteras, es decir, el lugar en el que se cortan las prolongaciones de sus respectivos ejes. Para establecer un modelo de comparación esta curva se dibuja junto con la prolongación del eje trasero que es la curva a la que se tiene que aproximar la curva de error.

Ahora se determinarán los ángulos **alfa** y **beta** que debe girar cada rueda para conseguir el radio de giro mínimo que queremos que tenga nuestro vehículo.

Partiendo del radio **R**, de la batalla **e** y de la vía delantera **2a**.

$$R = \frac{e}{\text{sen}(\alpha)}$$

$$\alpha = \text{asen}\left(\frac{e}{R}\right)$$

Y de la expresión:

$$\cot(\beta) - \cot(\alpha) = \frac{2a}{e}$$

Se tiene que:

$$\beta = a \tan\left(\frac{1}{\cot(\alpha) - \frac{2a}{e}}\right)$$

### 4.3.1 Determinación de dimensiones de batalla y vía

La batalla y la vía son factores que determinan cuánta carga vertical tendrá aplicada cada rueda durante las distintas maniobras en durante el avance del vehículo. Como se indicó, ésto determinará el agarre disponible y, por tanto, el comportamiento del coche.

Si bien ambas dimensiones son importantes, la dificultad que entraña su cálculo es alta, refiriéndose recurrir a métodos empíricos o estadísticos. Los cálculos numéricos no pierden su valor, ya que crearán unos rangos dentro de los cuales se limita el espacio de prueba e iteración.

Se trata de un ejercicio recurrente, en el que se necesita conocer datos sobre las características de los neumáticos bajo diferentes cargas, pero a la vez se necesita conocer las cargas producidas por esos neumáticos.

Buscando la batalla más corta posible, se encuentra con la primera complicación, la dimensión longitudinal del vehículo que está muy condicionada por la disposición de los elementos fundamentales del monoplaza, como son: el piloto, el motor y la transmisión. Con esto queda definida la mínima batalla, que será la que se adoptará para el vehículo.

En el caso de las vías delantera y trasera, la complejidad va más allá, porque, aunque también se ven condicionadas por las dimensiones de otros elementos.

La mejor forma de abordar ésta complicación es probando diferentes anchos de vía, se pueden hacer estimaciones previas.

Estas estimaciones olvidan los efectos del balanceo, el cabeceo o cualquier otro factor que añade complejidad al asunto, ya de por sí complejo.

Generalmente el producto de la batalla por el promedio de las vías ha de ser menor o igual a 0,36. Expresado en términos matemáticos:

$$l \cdot \left( \frac{b_d + b_t}{2} \right) \leq 0,36$$

Siendo  $l$  la dimensión de la batalla, y  $b_d$  y  $b_t$  las vías delantera y trasera, respectivamente.

Todo lo referido a la integración del sistema de dirección en el resto del vehículo se presenta a continuación.

El ángulo que el sistema de dirección debe tener en la mangueta para tener el efecto Ackerman es crítico para el buen manejo del vehículo.

|

**5**

# **Diseño y modelado de componentes**

---

## 5.1 Introducción

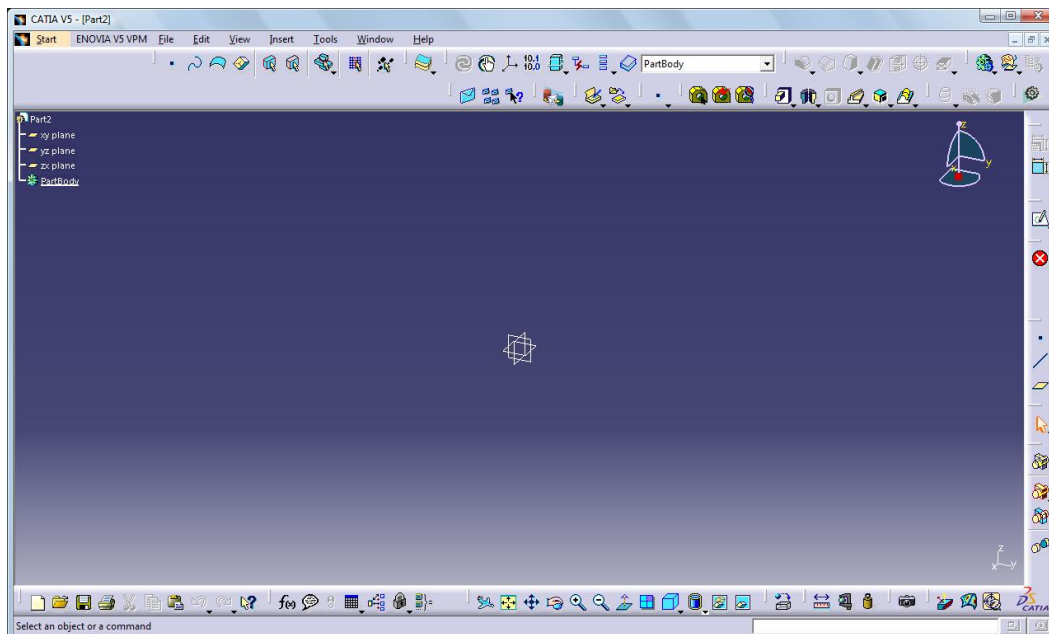
Hasta ahora se ha manejado un diseño conceptual que ha servido de base para la obtención de las medidas que sirven de punto de partida para el diseño y modelado del sistema de dirección utilizando un software de diseño CAD, que en este caso específico ha sido Catia.

## 5.2 Diseño asistido por computadora (CAD)

En el caso del presente proyecto se usó el software Catia (Computer Aided Three Dimensional Interactive Application) que es un programa de CAD/CAM/CAE comercial realizado por Dassault Systems. El programa está desarrollado para proporcionar apoyo desde la concepción del diseño (CAD) hasta la producción (CAM) y el análisis (CAE) de productos.

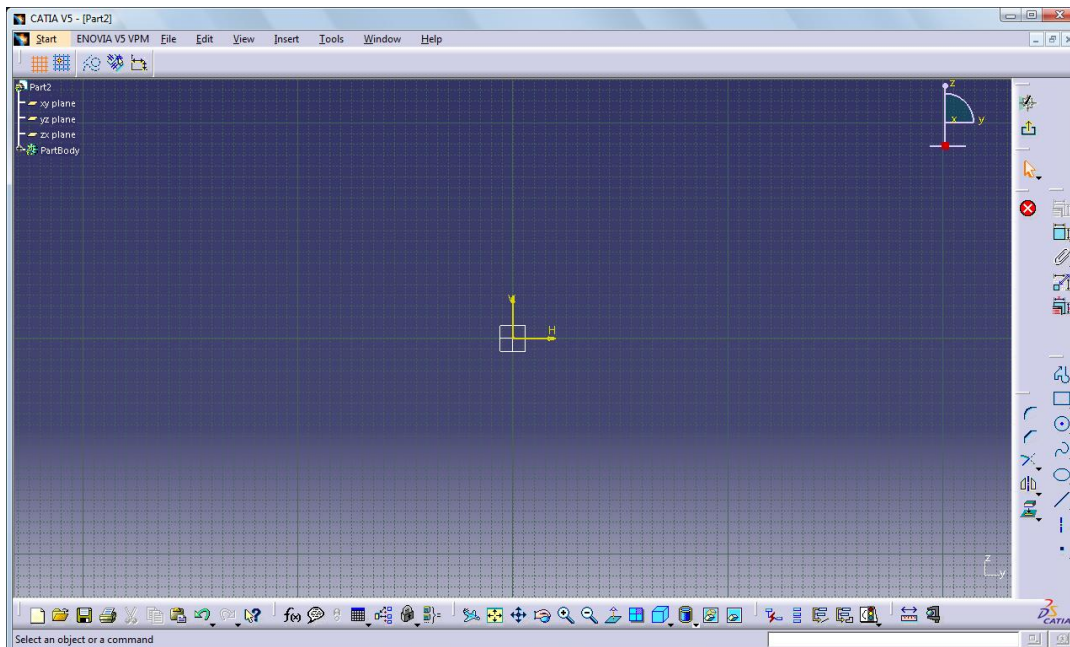
Este programa inicialmente fue desarrollado para servir en la industria aeronáutica, se ha hecho un gran hincapié en el manejo de superficies complejas. También es ampliamente usado en la industria del automóvil para el diseño y desarrollo de componentes de carrocería.

La industria de la construcción también ha incorporado el uso del software para desarrollar edificios de gran complejidad formal.



**Fig. 5.1. Ambiente de Catia**

Catia, además, cuenta con diversos módulos que permiten la generación de distintos rasgos y características en un modelo dependiendo de la necesidad que exista, algunos de los más utilizados son el **Sketcher**, **Part design**, **Assembly design**, entre otros.



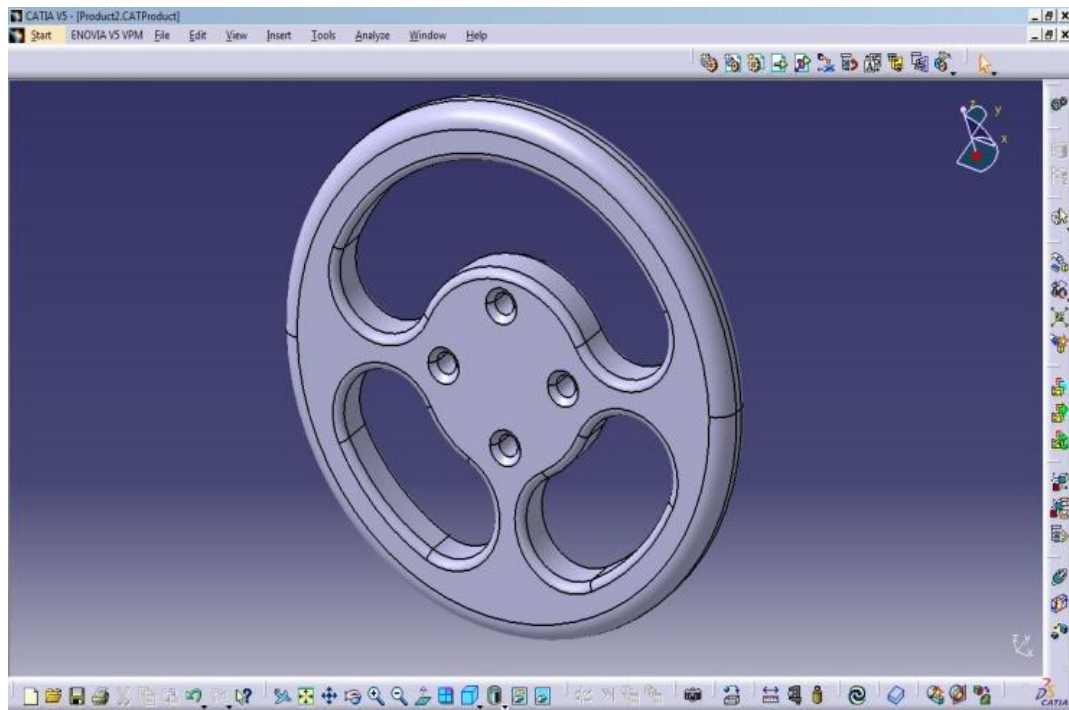
**Fig. 5.2. Modulo de Sketch**

## 5.3 Modelado de partes

Una vez que se definieron las medidas de las piezas y se realizaron los bosquejos durante el proceso de diseño, se pasa a la etapa de modelado.

La primera pieza a modelar fue el volante debido a que es una pieza básica en un sistema de dirección, para esto se tomo en cuenta los tipos de volantes ya existentes para vehículos de este tipo (vehículo arenero).

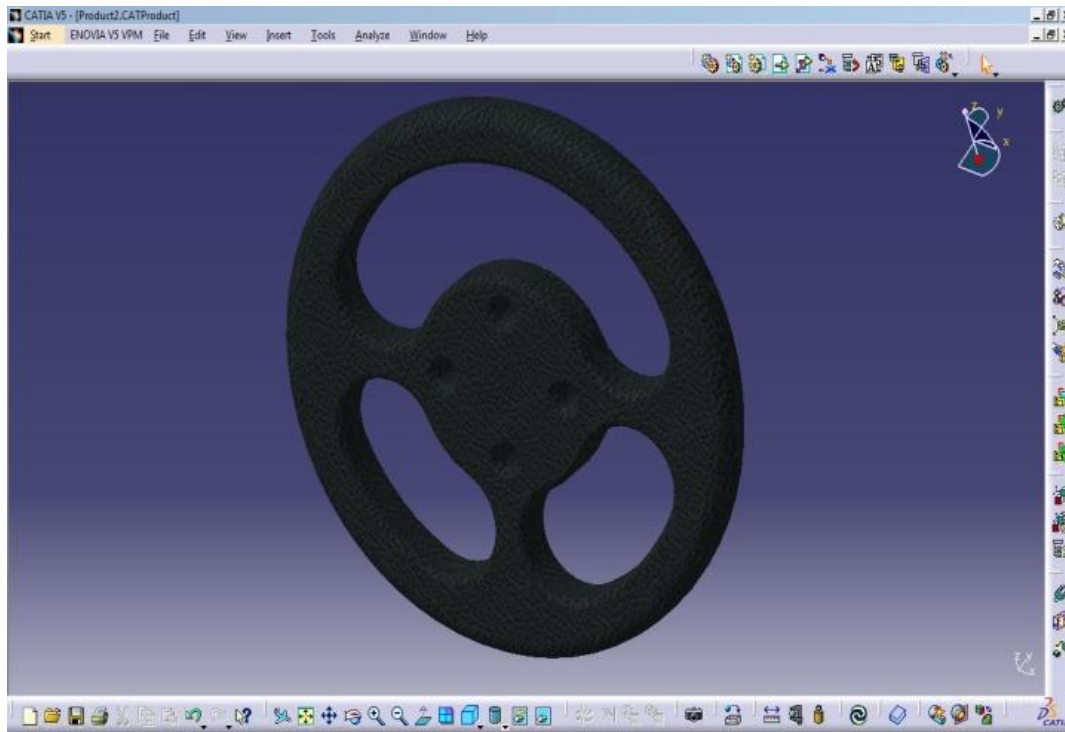
Para esto es importante visualizar la pieza para seleccionar las herramientas de dibujo adecuadas que ayuden a obtener lo que se desea con un mínimo de operaciones.



**Fig. 5.3. Volante modelado en base al bosquejo de diseño**

Al tener Catia una gran variedad de funciones disponibles es posible aplicar a las piezas distintos tipos de materiales, al hacer esto y por consecuencia, las propiedades del elemento cambian dependiendo del material seleccionado.

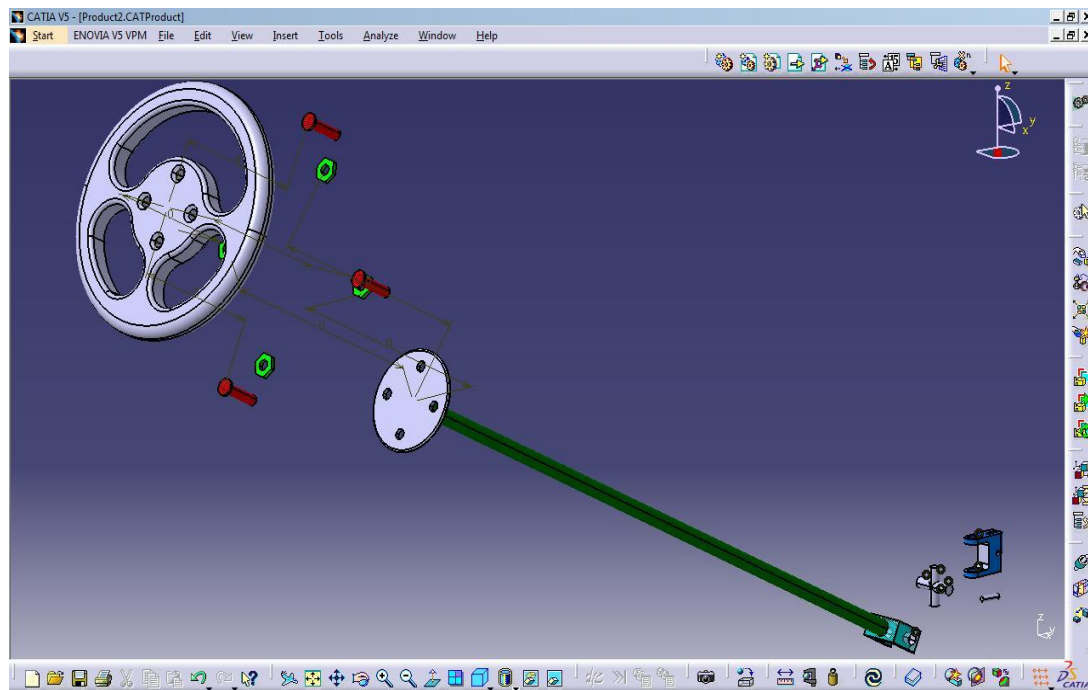
Para ejemplificar lo anterior se muestra el volante en piel.



**Fig. 5.4. Volante en piel**

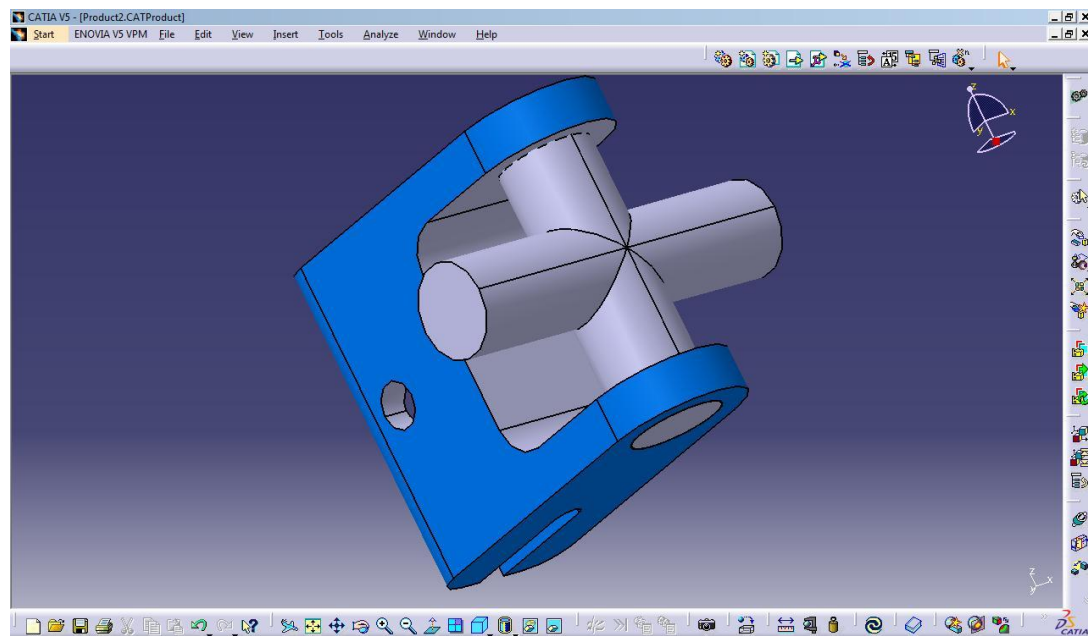
La siguiente parte a modelar fué el eje de dirección, que es donde ira sujeto nuestro volante por la parte superior y en la inferior terminara con una junta cardan para ensamblar con el sistema piñón-cremallera de la caja de dirección.





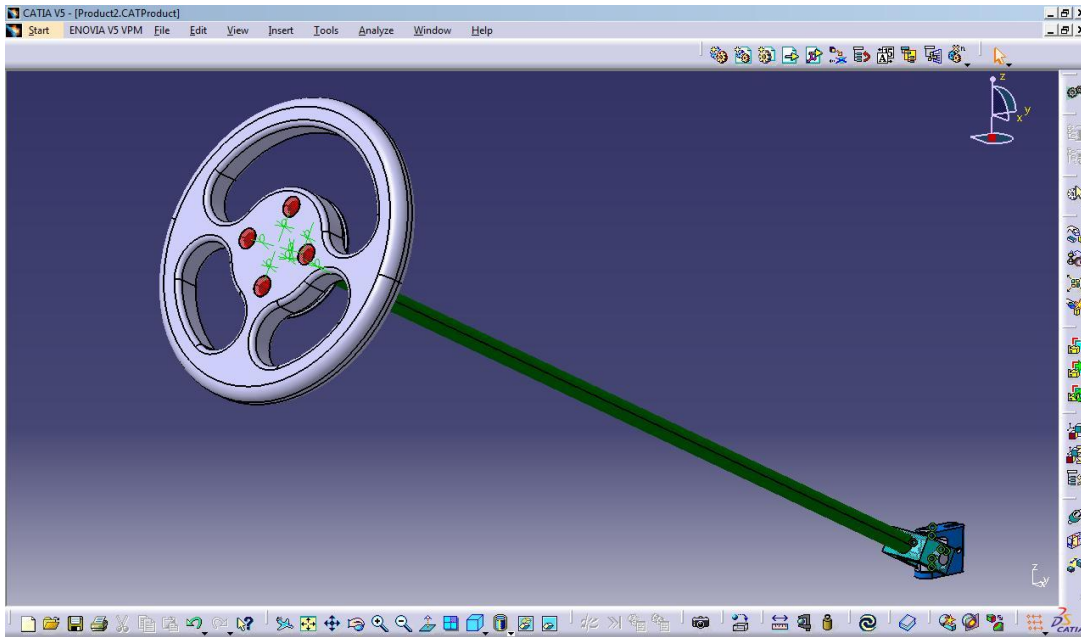
**Fig. 5.5. Explosión del Sub-ensamble del eje de dirección**

También en esta parte fue necesario el modelado de las partes complementarias como son tornillos, tuercas y rondanas.



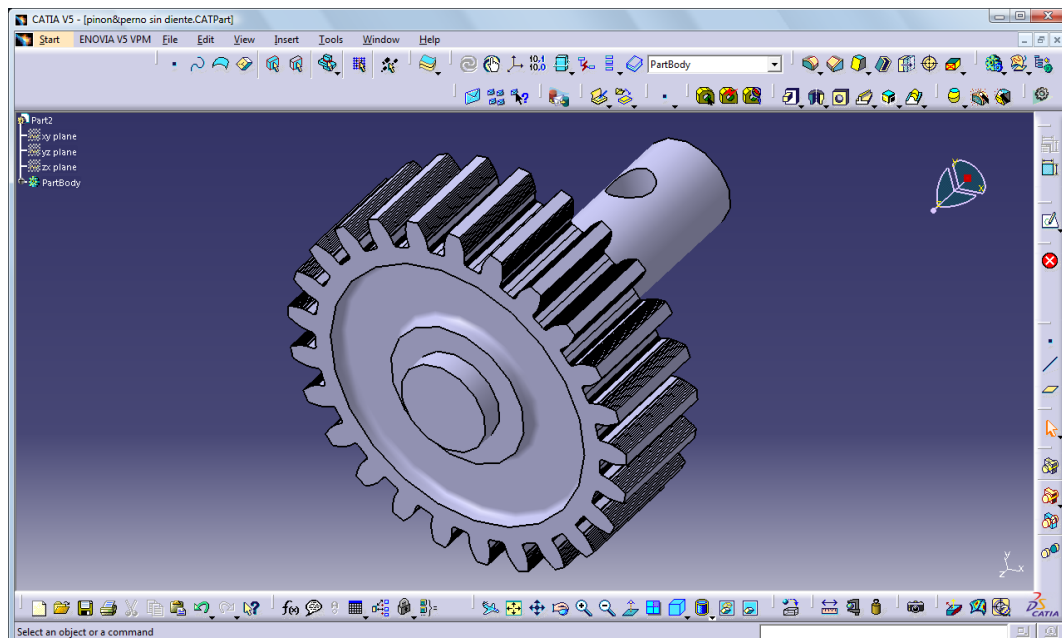
**Fig. 5.6. Unión universal ó junta cardan**

En la siguiente figura se muestra el ensamble del volante, los tornillos, el eje y el sistema junta cardan siendo estas partes las que conforman la primera parte del diseño de la dirección.



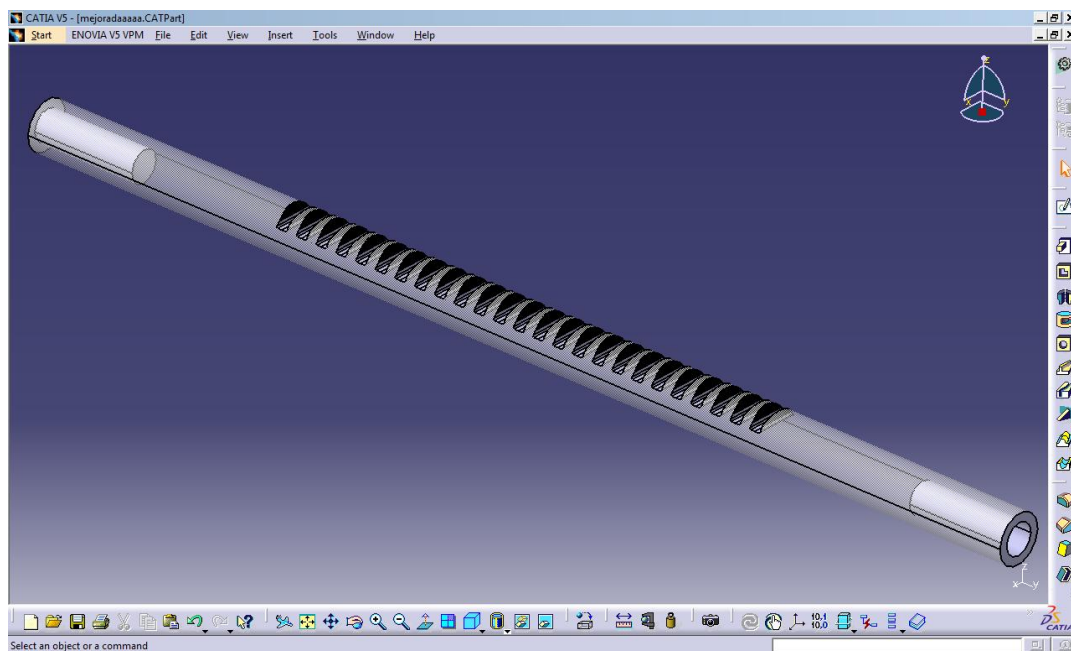
**Fig. 5.7. Sub-ensamble del eje de dirección**

La siguiente parte a modelar fue el sistema piñón-cremallera de la caja de dirección, para esto usamos como apoyo información relacionada con el tipo de máquina y tipo de herramienta con la que se cuenta en el taller de manufactura donde se pensó trabajar debido a que no sería posible diseñar un piñón de acuerdo a la necesidad requerida sin tener como manufacturarlo, una vez que se obtuvo la información se empezó el modelo.



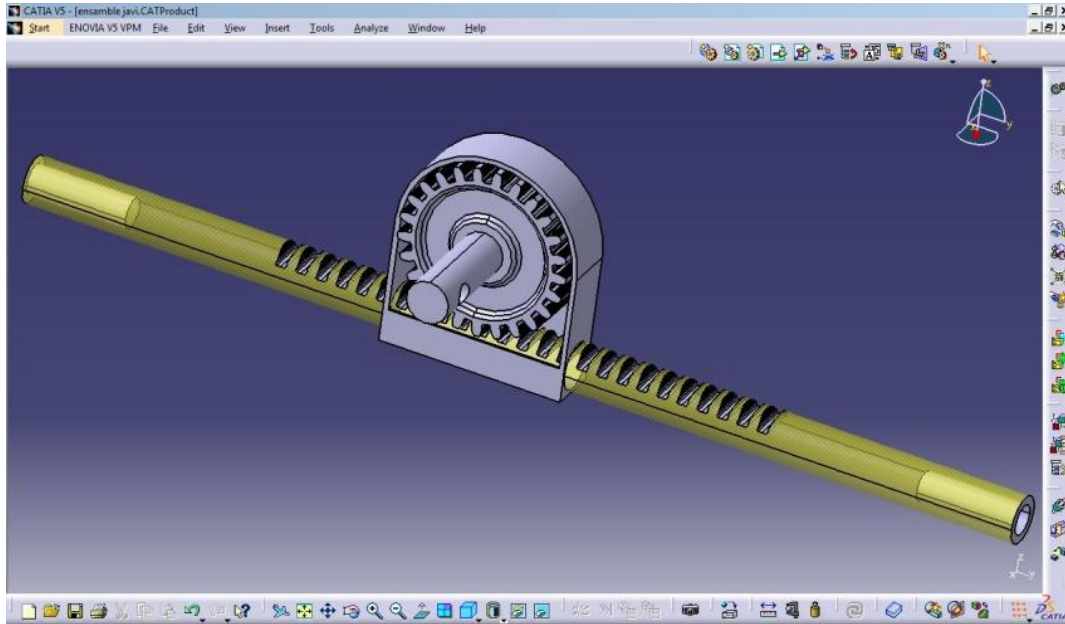
**Fig. 5.8. Modelado del piñón**

Una vez terminado el piñón, se comenzó con el modelado de la cremallera la cual cuenta con el mismo tipo de dientes y éste caso se determinó que tuviera la misma cantidad de los mismos para que un giro completo del piñón sea igual al recorrido total de la cremallera.



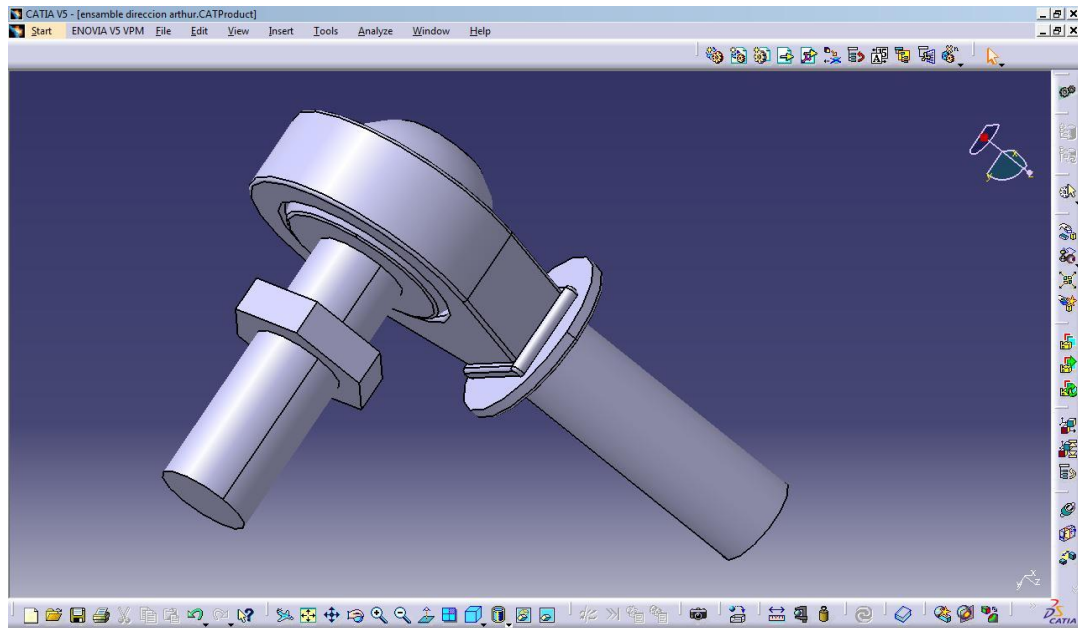
**Fig. 5.9. Modelado de la cremallera**

Terminadas estas piezas se diseña la caja o cubre cremallera pieza donde estarán el piñón y la cremallera ajustados teniendo contacto entre ellos para cumplir con su función, el movimiento de las ruedas. Ya con las piezas terminadas se inició el ensamble de éstas, para tener así la segunda parte del diseño del sistema.

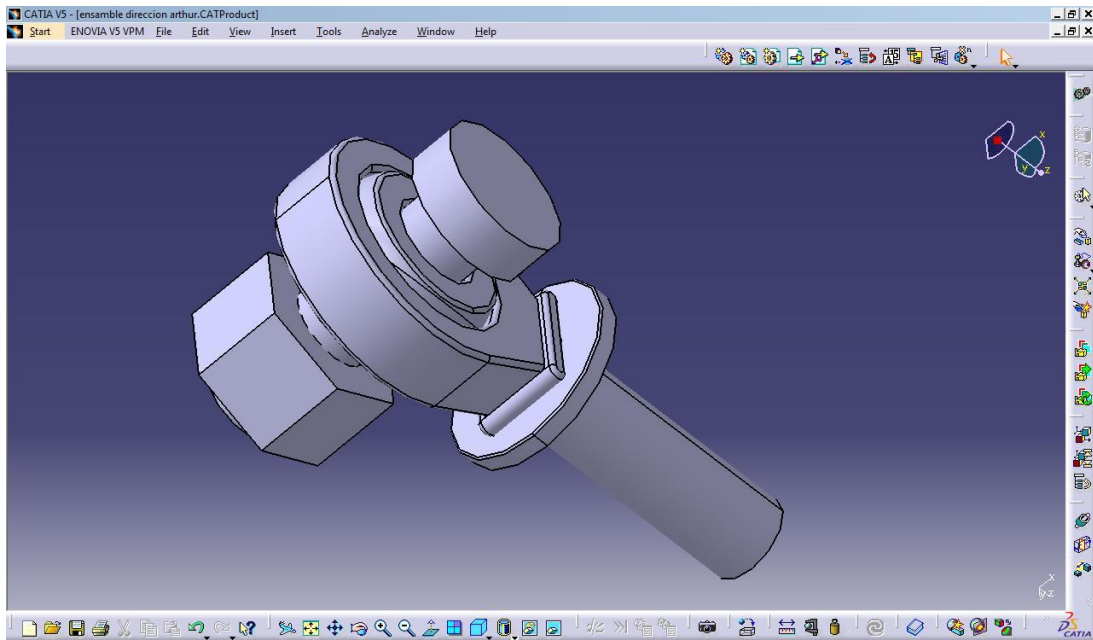


**Fig. 5.10. Sub-ensamble de la caja de dirección**

Después se continuó con el modelado de las rotulas y las bieletas que unen la caja de dirección con las ruedas del vehículo para efectuar el movimiento.

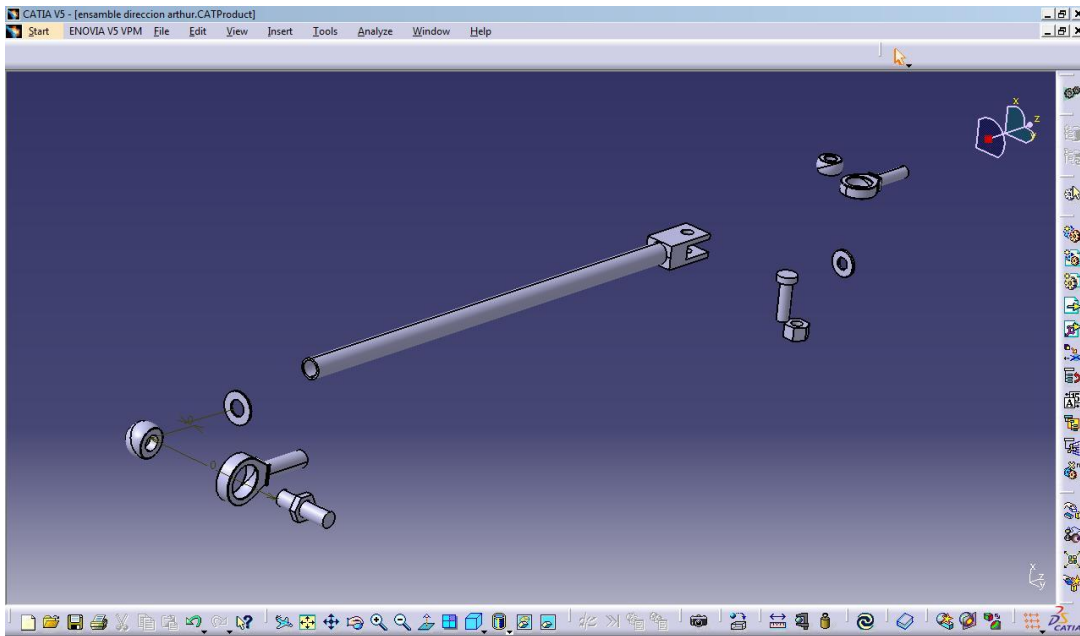


**Fig. 5.11. Rótula que se une a la cremallera**



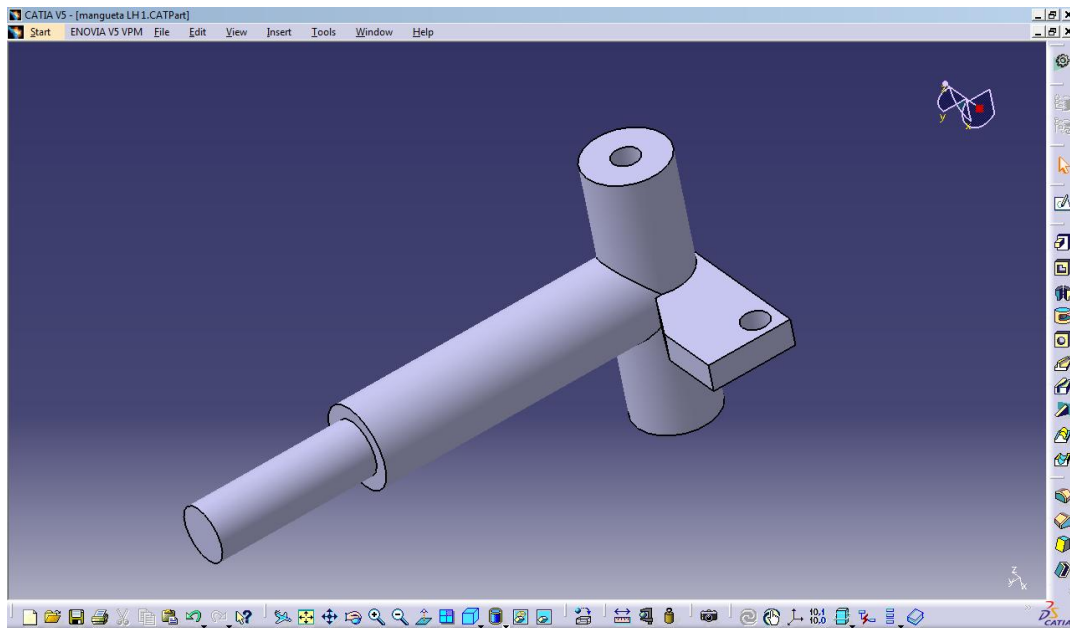
**Fig. 5.12. Rótula que se une a la mangueta**

En la siguiente figura se muestra el sub-ensamble de las piezas anteriormente diseñadas, siendo estas la tercera parte del diseño del sistema de dirección, cabe señalar que estas piezas son de la misma forma para ambos lados del vehículo.



**Fig. 5.13. Explosionado del Sub-ensamblado de la bieleta**

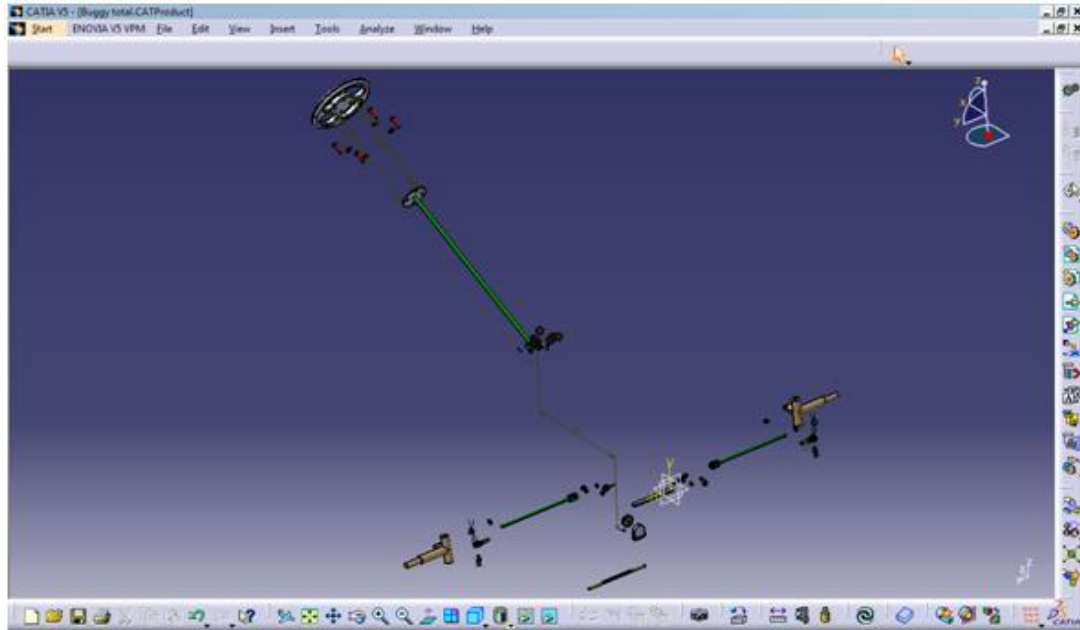
Para finalizar se modela la mangueta, que es la que se une a la suspensión de vehículo.



**Fig. 5.14. Modelado de la mangueta**

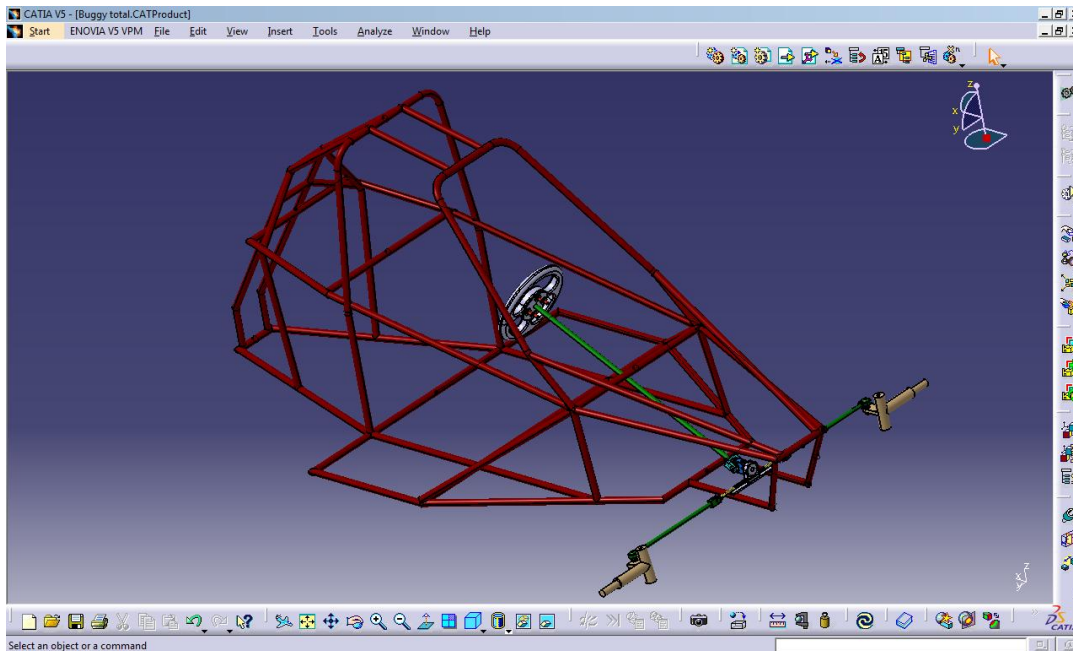
## 5.4 Ensamble Total

En la siguiente figura se muestra el sistema de dirección en su ensamble final con todas las piezas que lo conforman, así es como comenzaremos el análisis estructural del sistema de dirección.



**Fig. 5.15. Explosionado del ensamble total**

A continuación se muestra el ensamble del sistema ya instalado en el chasis del vehículo.



**Fig. 5.16. Ensamble del sistema de dirección sobre el chasis**

## 5.5 Planos de los dibujos

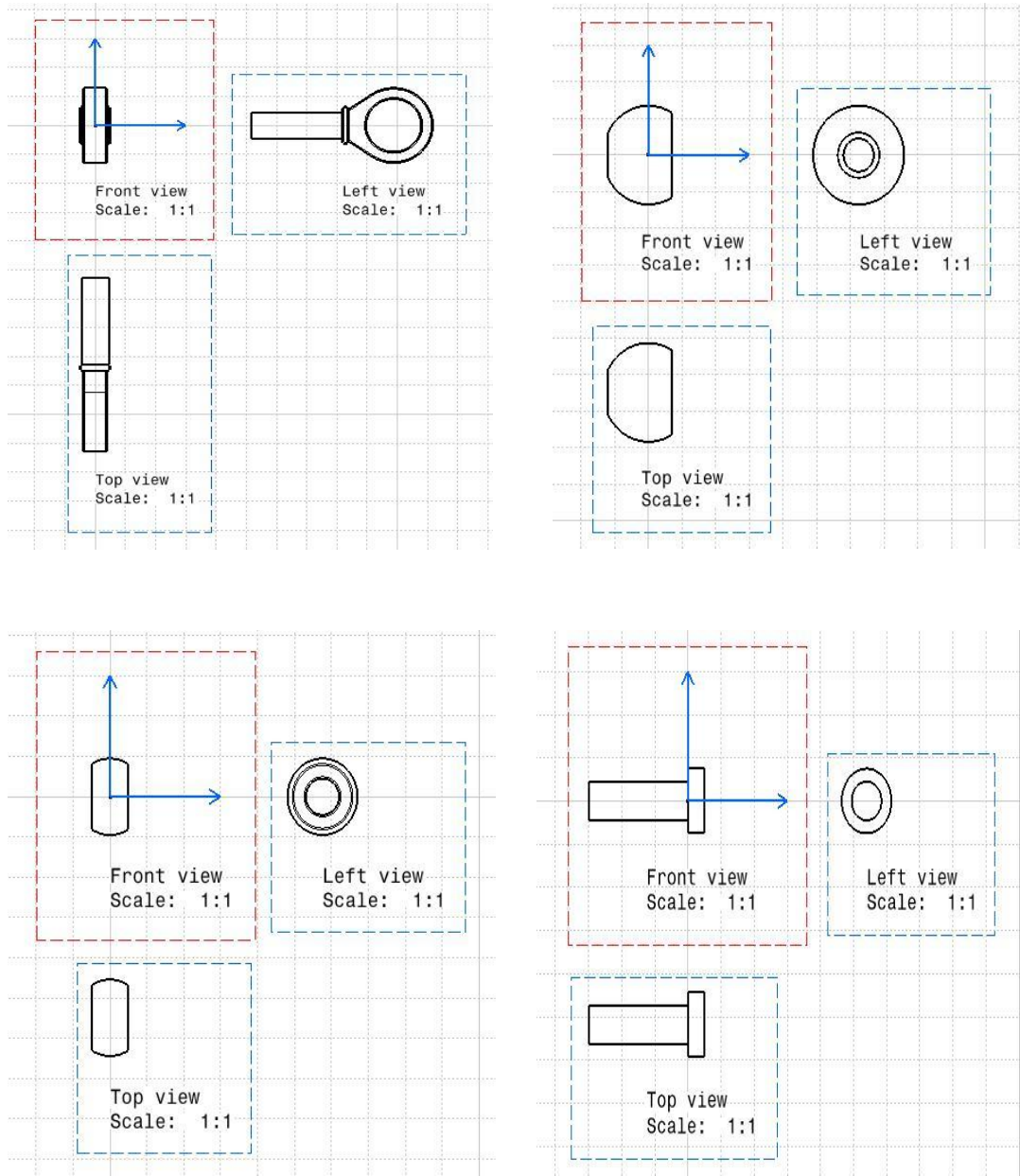
Después del modelado en Catia, existe la opción de generar los planos de los dibujos creados, para esto es necesario ingresar al módulo de **Drafting**.

Los documentos generados por el módulo están constituidos por una hoja o conjunto de estas, en ellas se agrupan las vistas, anotaciones, acotaciones, etc. creadas para definir los planos.

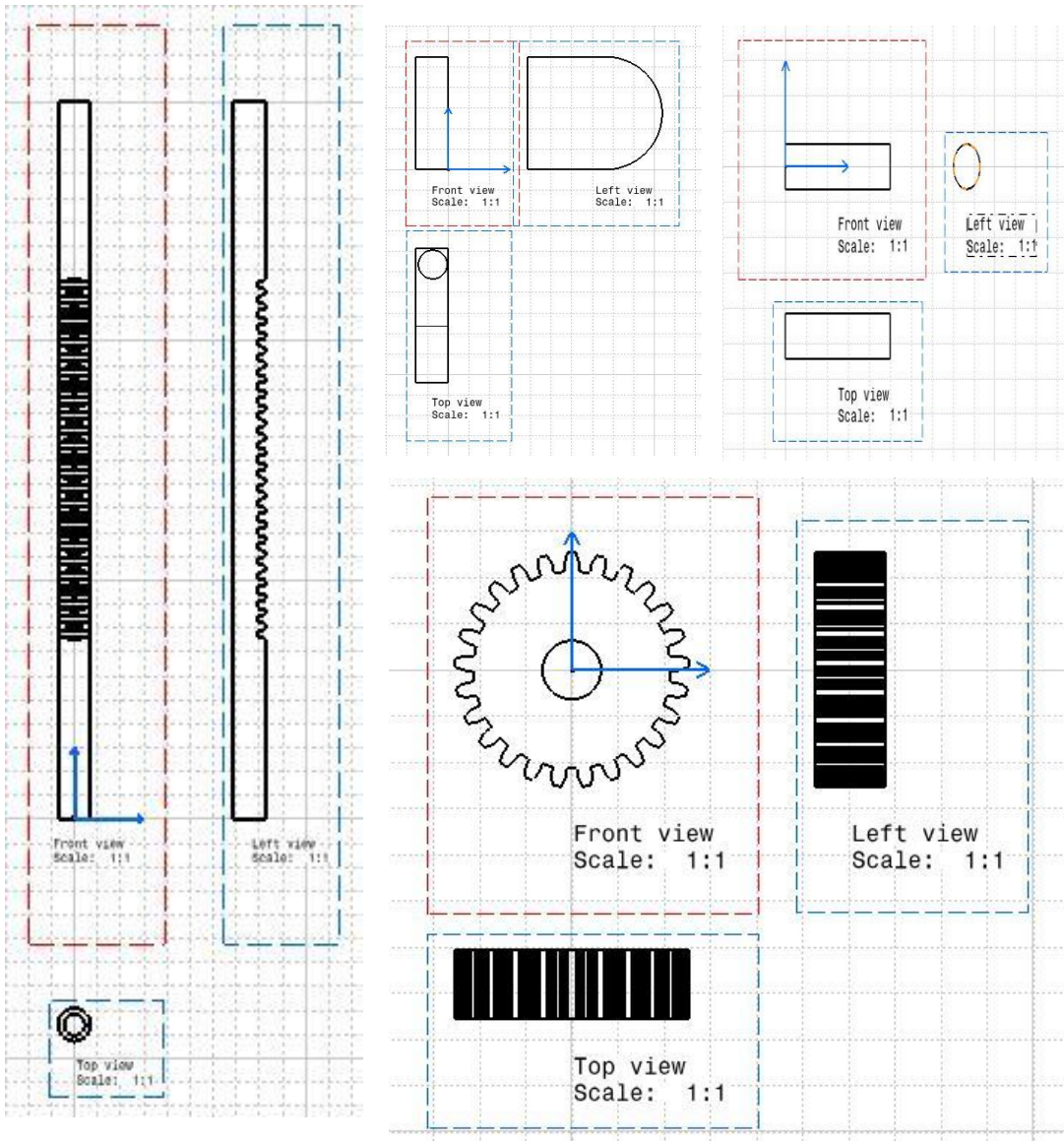
Hoja. Es una hoja, es decir, un plano. El archivo puede contener tantas hojas como sea necesario. Podemos renombrar las hojas, variar la escala y el tipo de proyección.

Vistas. En el módulo **Drafting** se pueden crear diferentes tipos de vistas. En función del tipo requerido se acude a diversos comandos.

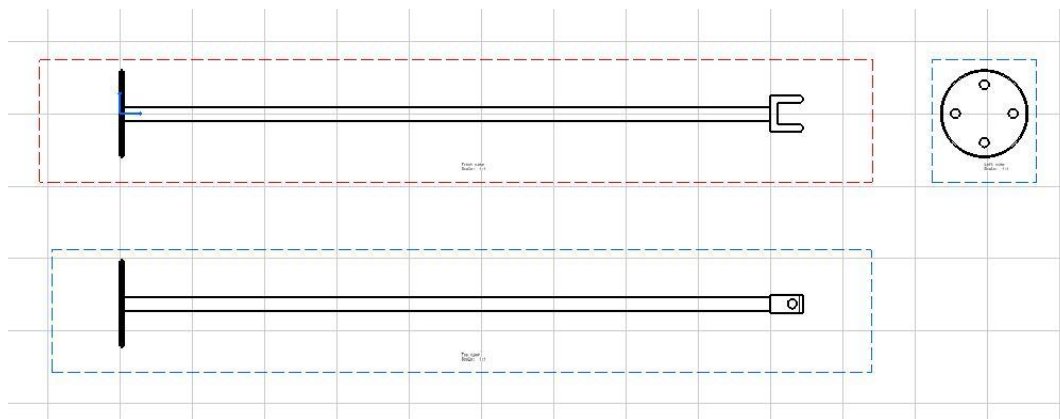
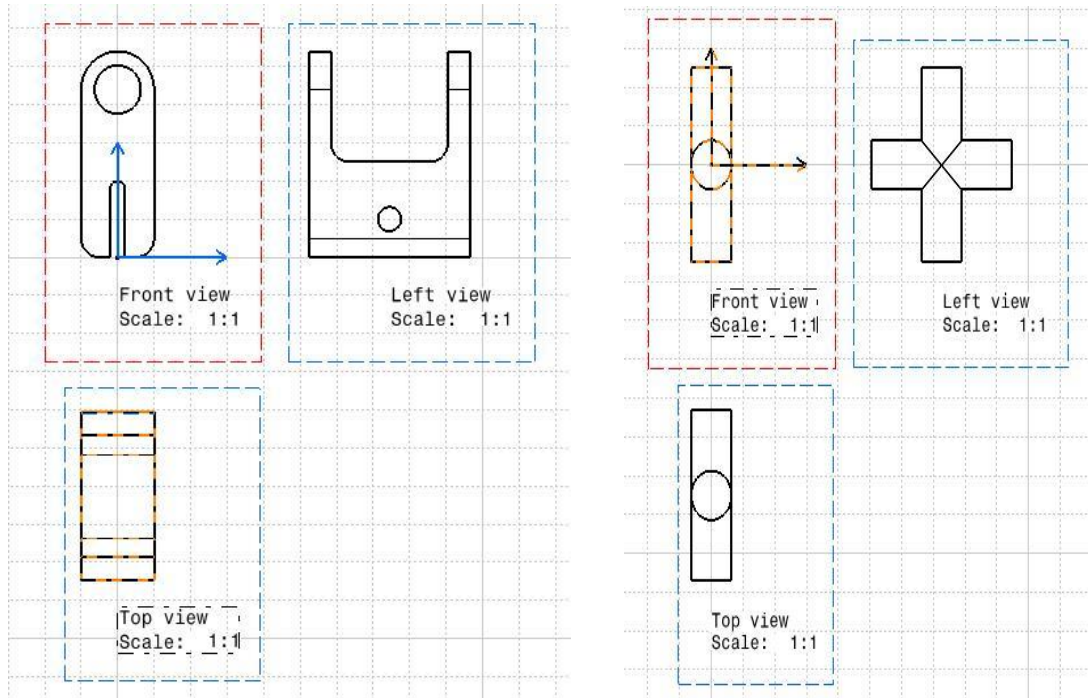




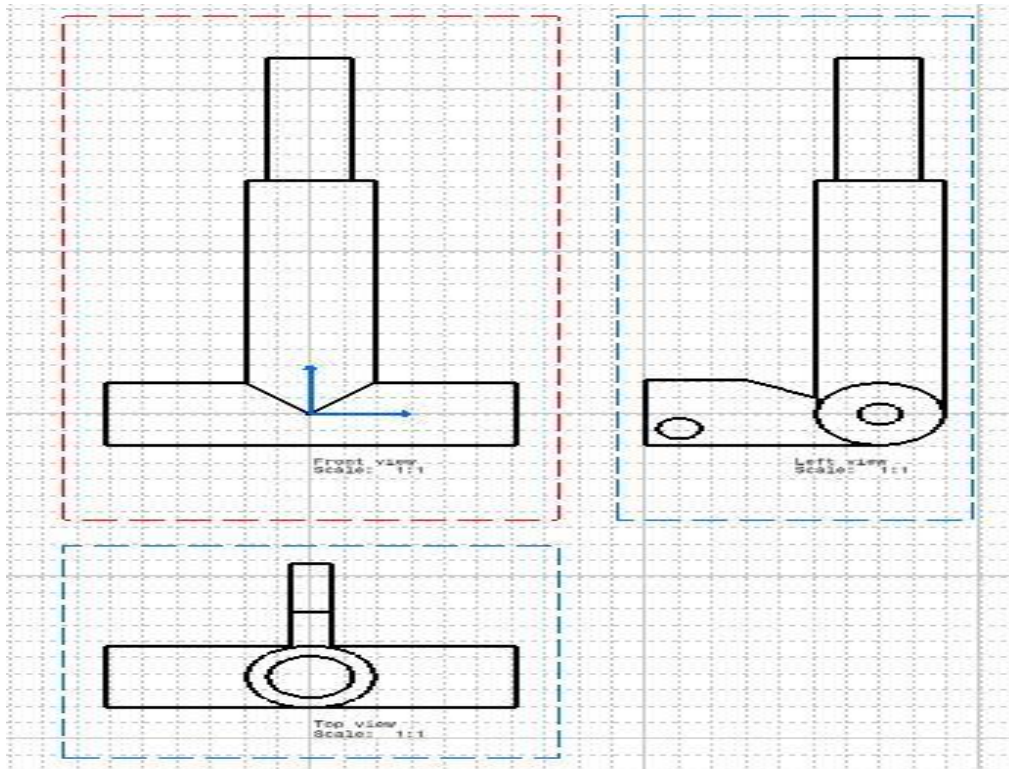
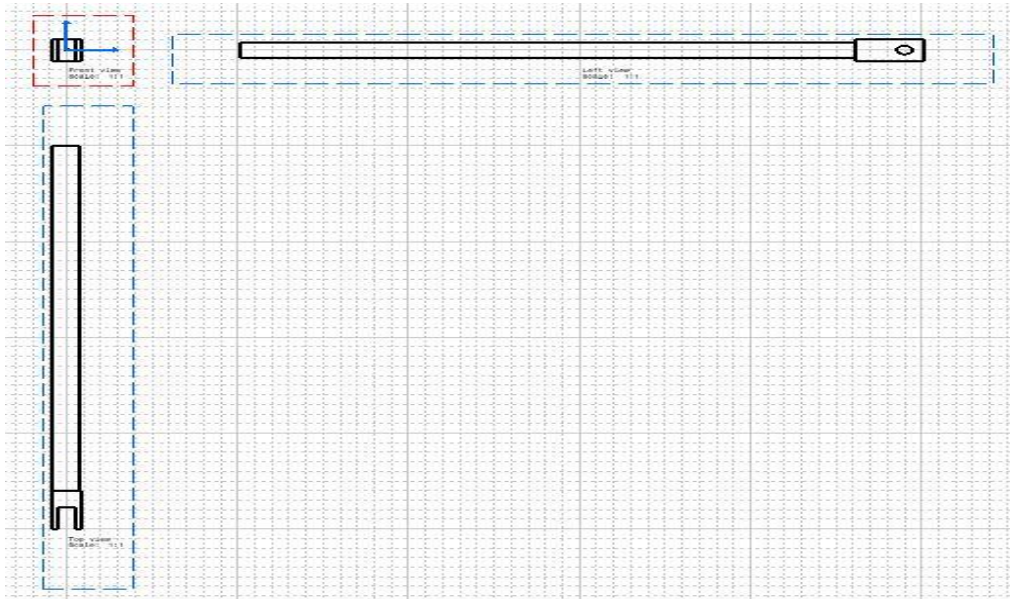
**Fig. 5.17. Planos de componentes (rótulas)**



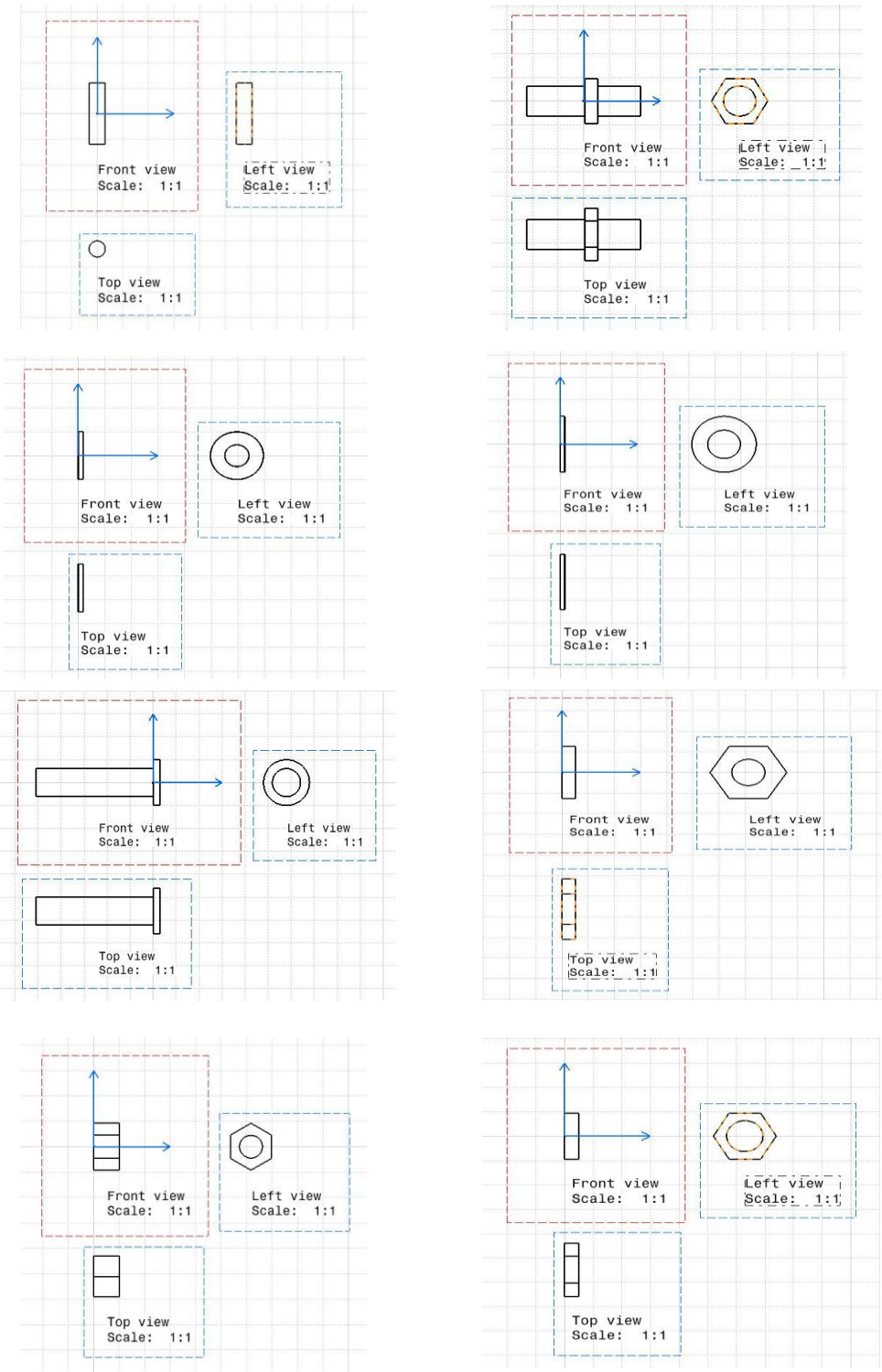
**Fig. 5.18. Planos de componentes (caja de dirección)**



**Fig. 5.19. Planos de componentes (eje de dirección)**



**Fig. 5.20** planos de mangueta y bieleta



**Fig. 5.21. Planos de pernos, tuercas y rondanas**

|

**6**

# **Análisis estructural**

---

## 6.1 Introducción

Una vez que se cuenta con los modelos de los componentes que integran el sistema de dirección, éstos se graban como un archivo de especificación inicial de intercambio de gráficos **IGES**, esto se realiza con el fin de poder exportarlo a un programa de análisis estructural, que en éste caso, el que se utilizará será Ansys.

## 6.2 Software de análisis numérico (CAE)

**Ansys** es un software de simulación ingenieril (CAE). Está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos

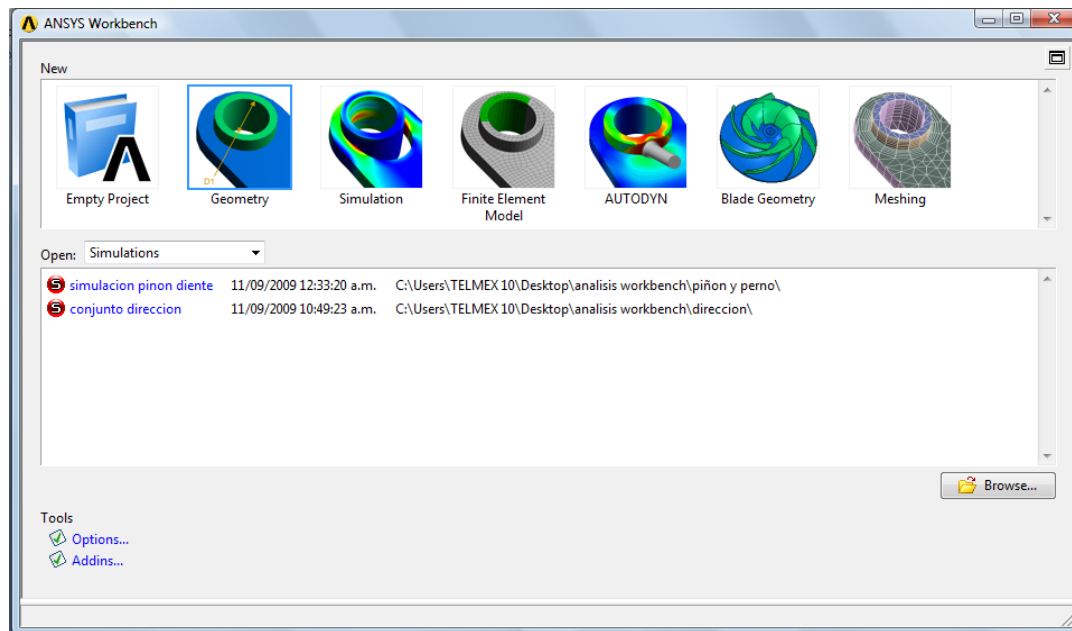
Ansys desarrolla, comercializa y presta soporte a la ingeniería a través de software de simulación para predecir cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real.

**Ansys Workbench** es un revolucionario entorno de trabajo que permite integrar en una sola herramienta desde los análisis preliminares más simples hasta los más complejos estudios de detalle y validación. La eficacia del entorno se basa en tres pilares básicos: la facilidad de manejo, la automatización del proceso de simulación y la transferencia de información.

Es, por tanto, un sistema que permite integrar todas las herramientas necesarias a lo largo del desarrollo: generación y modificación de la geometría, simulación de su comportamiento, estudio de modelos de elementos finitos, estudios de sensibilidad y optimización de cualquier parámetro.

### 6.3 Importación de la geometría de un archivo IGES

Cuando se inicia el programa de Ansys Workbench aparece un cuadro de dialogo que se muestra a continuación, en este se selecciona la opción de **Geometry** para abrir el modelo a analizar.

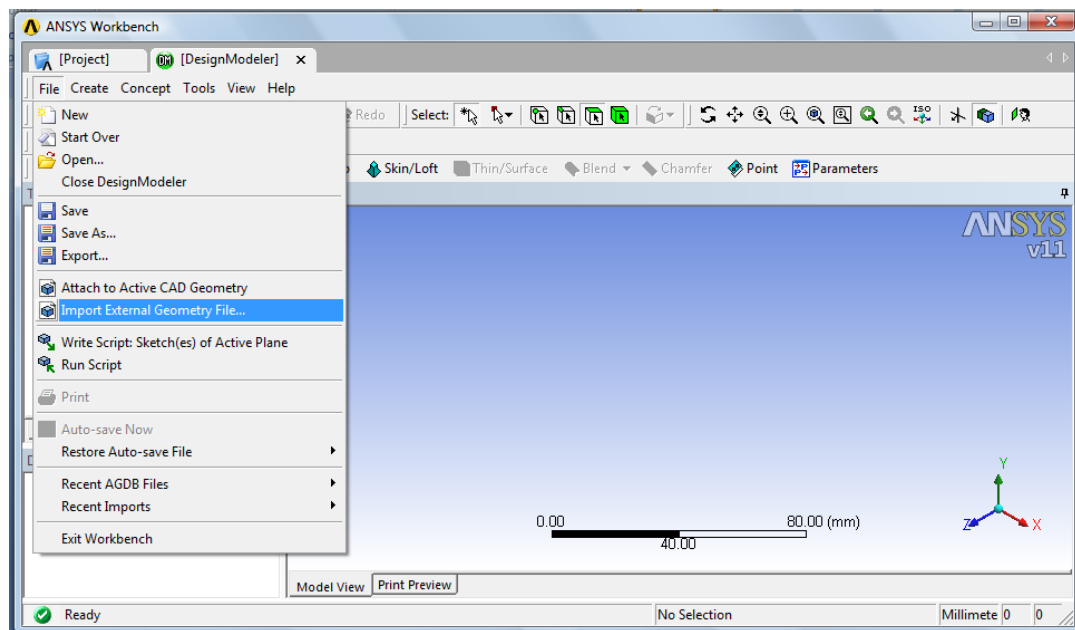


**Fig. 6.1. Inicio Ansys Workbench**

Después de ingresar al módulo de geometría se selecciona el tipo de unidades con las que se quiere trabajar, que en éste caso son milímetros ya que los modelos fueron desarrollados con éstas mismas unidades.

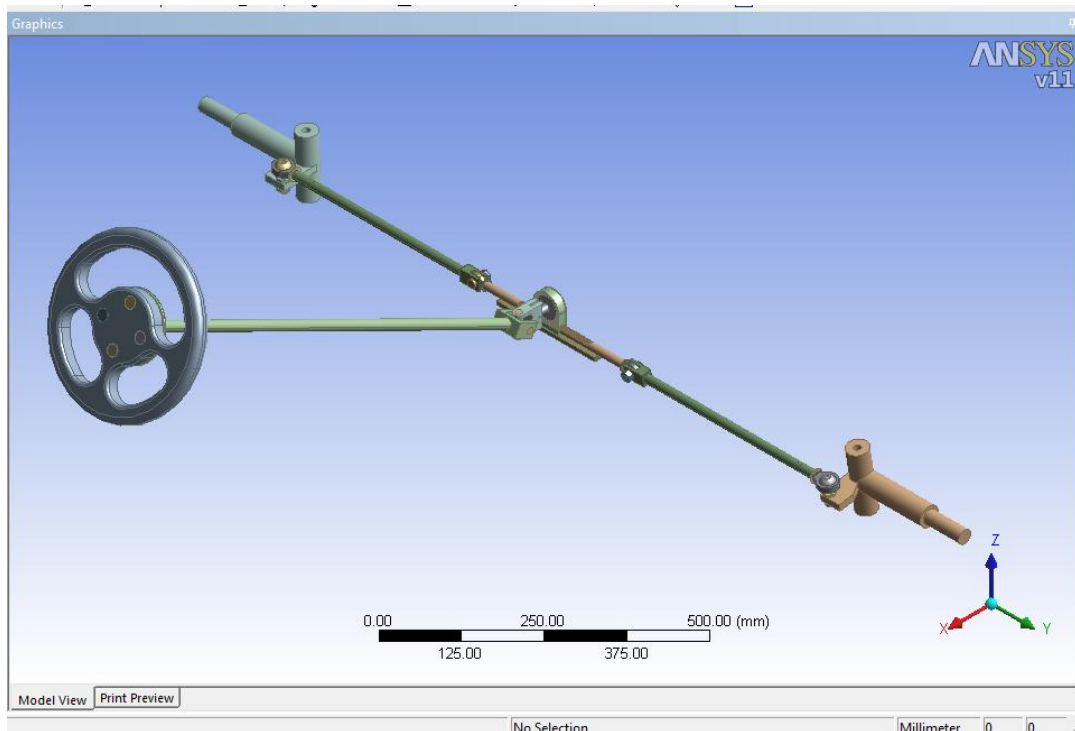
Realizado lo anterior, se abre un ambiente de diseño llamado **Design Modeler** desde donde se importa la geometría externa a través del menú **Import External Geometry File**.





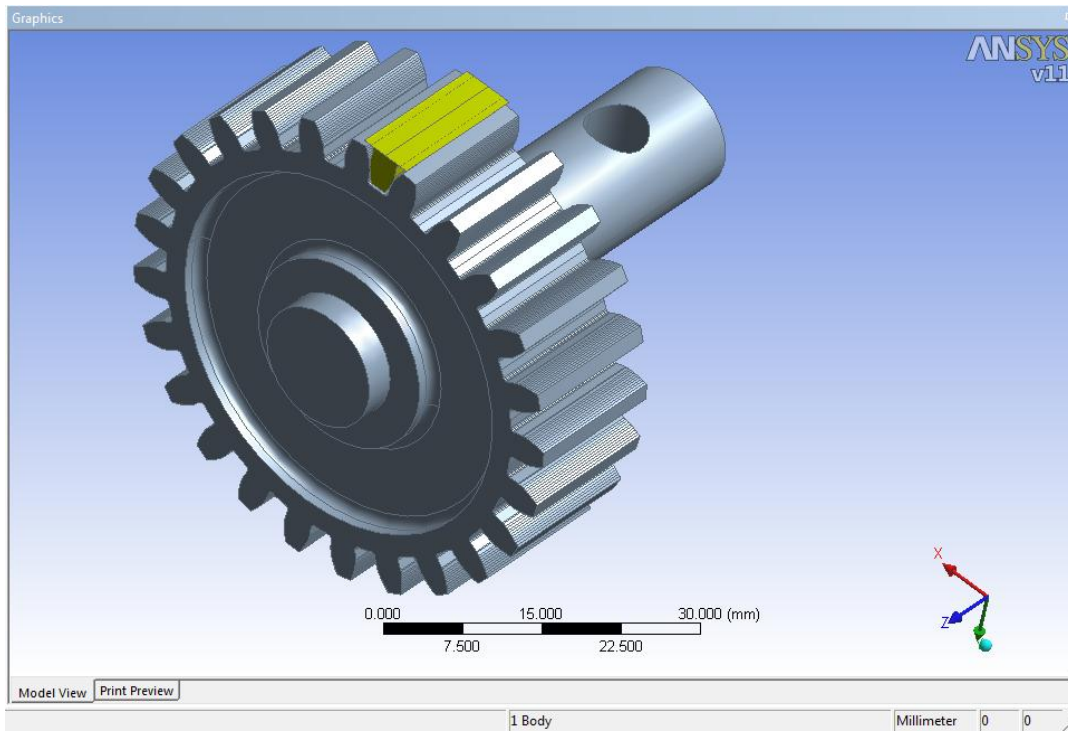
### 6.2. Importación de la geometría

A continuación se busca la ubicación del archivo y se abre, es necesario, sin embargo, utilizar el botón de **Generate** ubicado en la barra de menú del módulo de diseño, con el fin de obtener completamente la geometría.



**Fig. 6.3. Vista isométrica del modelo importado (conjunto total)**

Cabe mencionar que el análisis estructural de este proyecto se dividió en 2 partes, una analiza el conjunto total y la segunda el contacto entre el piñón y un diente de la cremallera.



**Fig. 6.4. Vista isométrica del modelo importado (piñón y diente de cremallera)**

Por otro lado se enfatiza que el análisis total requiere de equipos de cómputo con características especiales para soportar estos estudios ya que la capacidad de memoria limita este tipo de análisis.

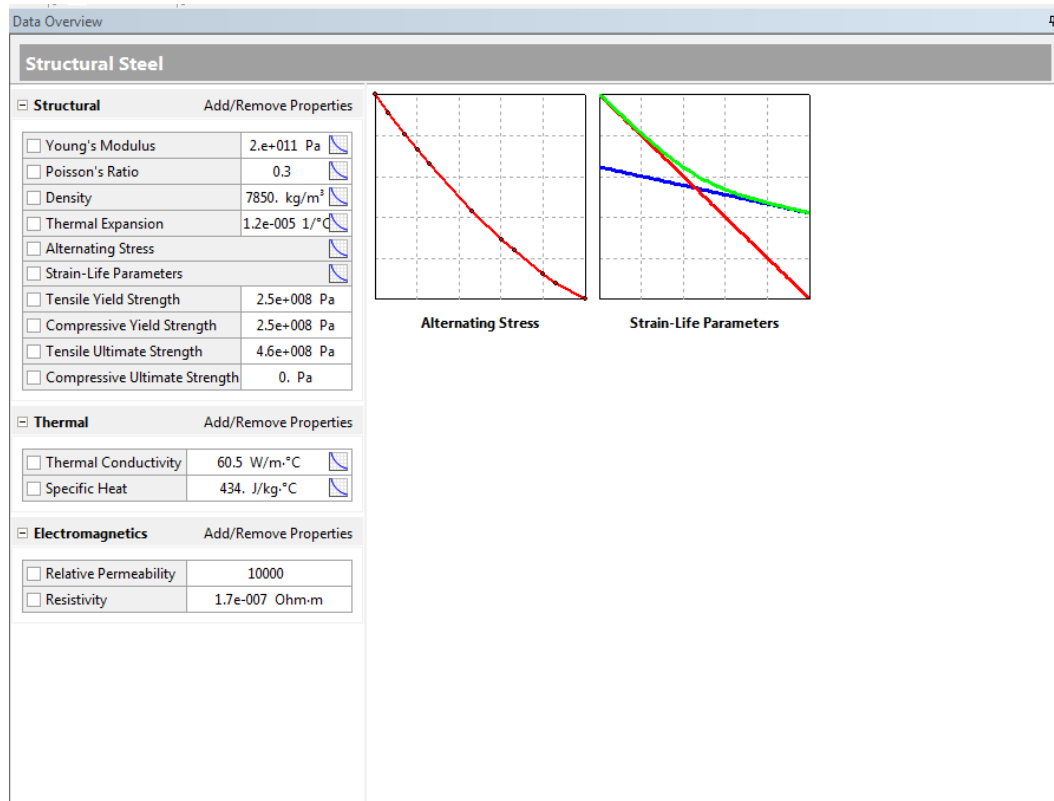
## 6.4 Mallado del modelo

Con el fin de iniciar el análisis estructural se selecciona **New Simulation** en el módulo **Project**.

Al ingresar al módulo de simulación es posible desplegar las geometrías de los cuerpos que integran el conjunto total, permite verificar todos los

contactos que existen entre éstos, se pueden renombrar cada uno de los cuerpos, etc.

Después se procede a designar las propiedades del material del cual se pretenden construir las piezas, Ansys asigna por procedimiento un acero estructural con las características mostradas en la siguiente imagen.

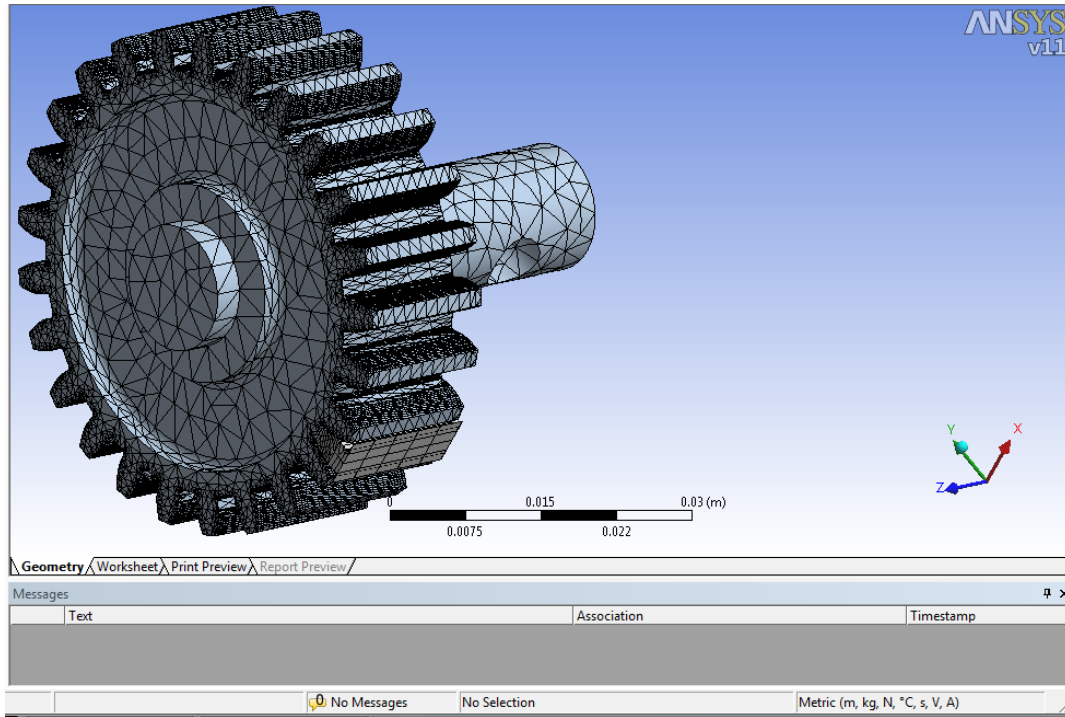


**Fig. 6.5. Modulo Engineering Data**

El modulo mostrado es llamado datos de ingeniería y permite editar las propiedades del material asignado, importar nuevos materiales y exportar los materiales editados.

Teniendo ya definida la geometría de los elementos, el material con el cual se pretenden fabricar, conociendo sus propiedades mecánicas y el tipo de contacto con otros elementos, los siguientes pasos son discretizar los elementos continuos y posteriormente la aplicación de cargas y restricciones.

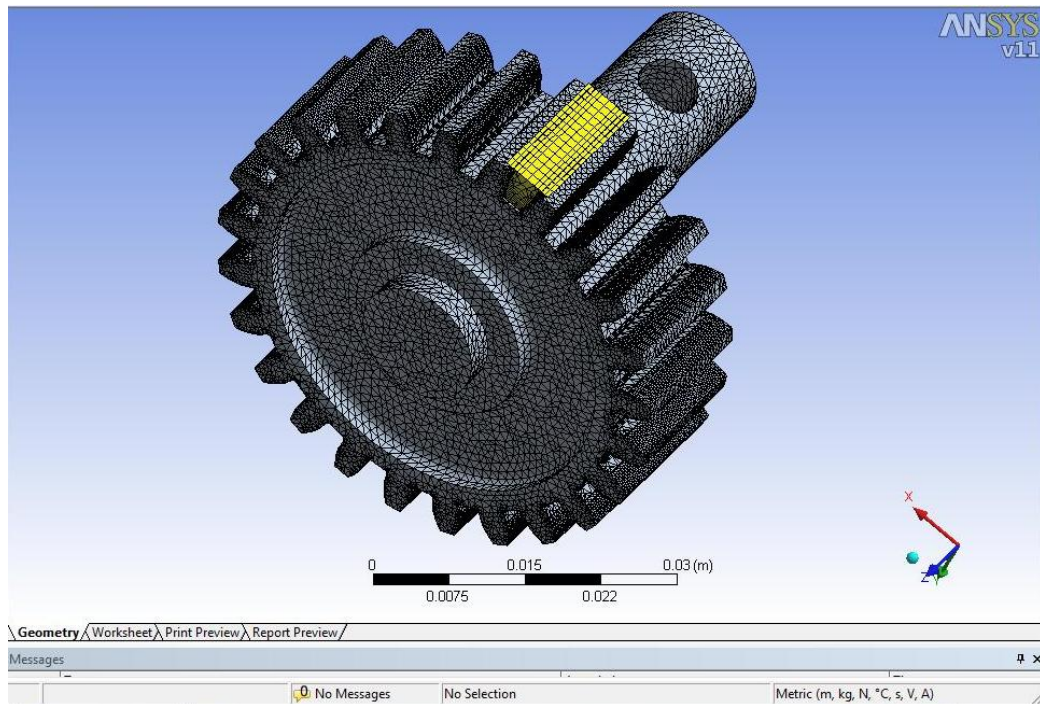
Para poder discretizar, es decir, para llevar a cabo el mallado de los cuerpos geométricos, se selecciona el icono **Mesh** y a continuación **Preview Mesh**.



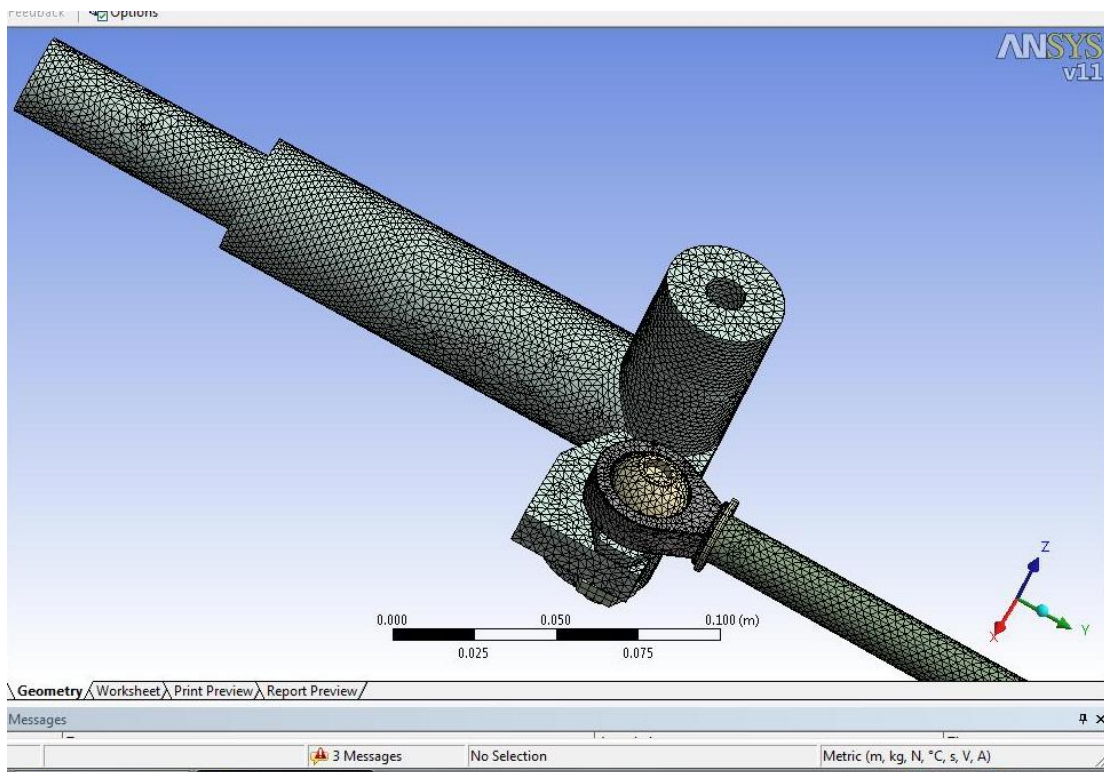
**Fig. 6.6. Mallado del piñón y diente de cremallera**

La apariencia final del mallado puede ser editada mediante el uso del botón **Sizing** para asignar un tamaño específico de la malla, para el caso de este proyecto se eligió un tamaño de 0.003m. Estos pasos se repiten tantas veces sea necesario hasta obtener la medida de la malla deseada en todos los elementos.

El aspecto final de los elementos después del refinamiento de la malla se muestra en las figuras de abajo.



**Figura. 6.7** Mallado refinado del piñón y diente de cremallera

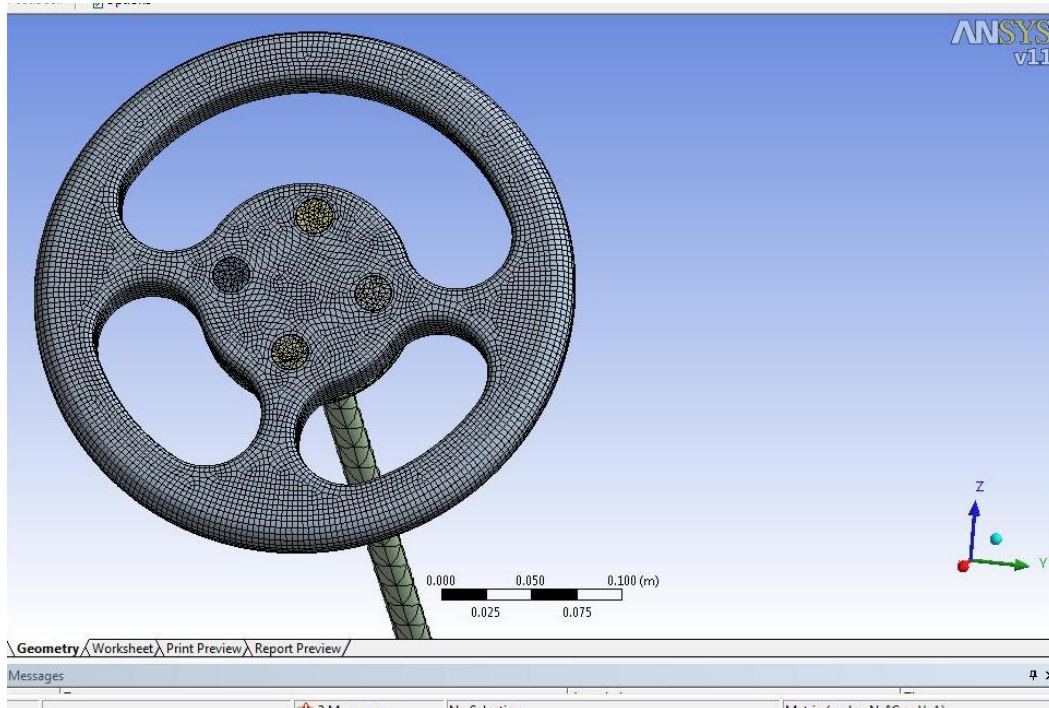


**Figura. 6.8** Mallado refinado del sistema de dirección (mangueta)

El proceso que se conoce como discretizar, se subdivide la pieza en elementos de menor tamaño para poder resolver mediante procedimientos de elemento finito, éste método permite obtener resultados más pegados a la realidad. El número de ecuaciones algebraicas a resolver esta dado por los grados de libertad, que a su vez entregan un número de incógnitas que podrán ser resueltas por el software.

Los resultados obtenidos por este método son raramente exactos, sin embargo los errores disminuyen procesando mayor cantidad de ecuaciones, obteniendo con esto resultados demasiado precisos para propósitos de ingeniería y son obtenidos a un costo razonable.

En el método del elemento finito, las fronteras y el interior de la región están subdivididas por líneas (o superficies) en un número finito de subregiones de tamaño discreto ó elementos finitos.



**Figura. 6.9** Mallado refinado del sistema de dirección (volante)

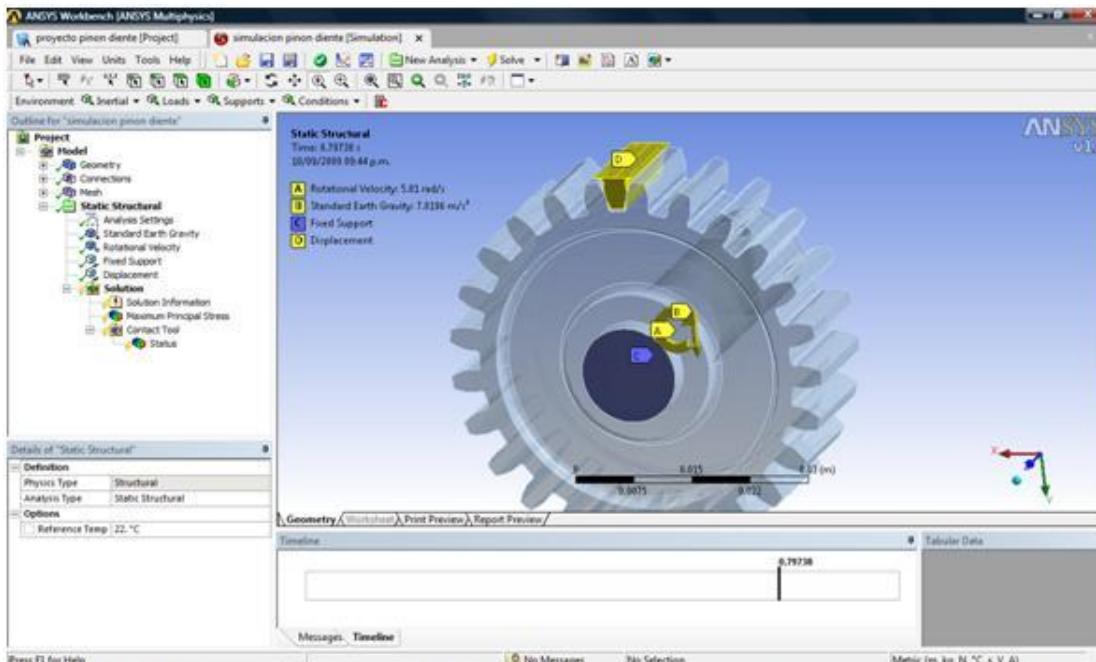
Un número de puntos nodales son establecidos con la malla. Los nodos pueden estar a lo largo ó dentro de las subdivisiones de la malla, pero usualmente están localizados en las líneas (ó superficies) de intersección de la malla. Los elementos pueden tener fronteras rectas ó fronteras curvas.

## 6.5 Condiciones de frontera y aplicación de fuerzas

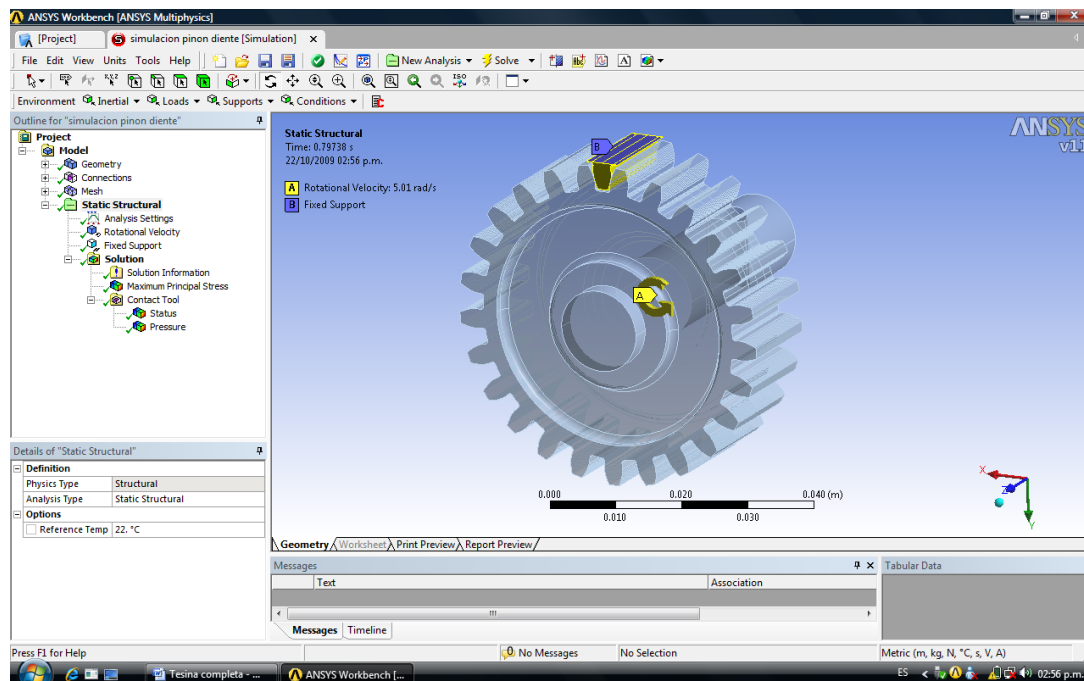
Ansys Workbench permite llevar a cabo las restricciones de manera muy práctica, esto se logra mediante el empleo de soportes en las caras de los elementos que se pretenden restringir según el estudio que se lleve a cabo.

Para introducir los valores requeridos al modelo, es necesario ingresar al modulo de simulación, una vez ahí, se colocan los apoyos, que en este caso fué uno fijo, en la cara deseada del modelo.

De manera similar a las restricciones se aplican las cargas en las manguetas siguiendo la presente ruta **Project>Environment>Insert>Force**, la diferencia entre la fuerza y las restricciones aplicadas, radica en que dicha fuerza se aplica en un punto simulando una fuerza real.

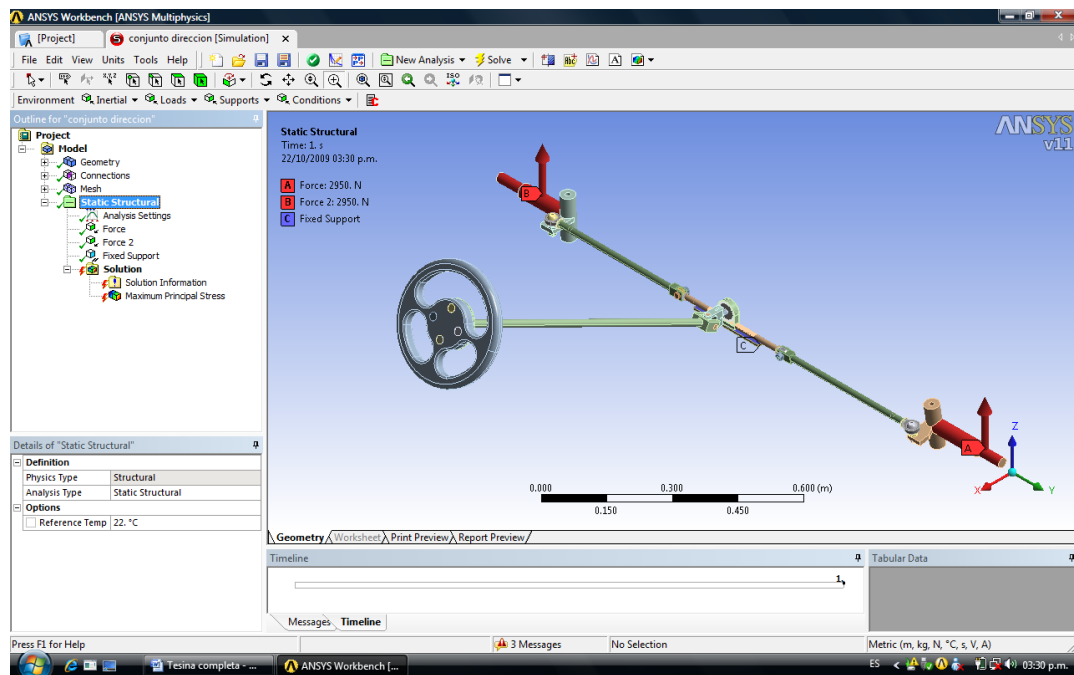


**Fig. 6.10. Apoyos y fuerzas aplicadas al piñón y diente de cremallera**



**Fig. 6.11. Variación en la aplicación de apoyos y fuerzas**





**Fig. 6.12. Apoyos y fuerzas aplicadas al conjunto de la dirección**

## 6.6. Solución

Una vez concluido el modelado de la geometría del modelo, la asignación de materiales, el mallado o desratización, la aplicación de cargas y condiciones de frontera (restricciones y soportes), así como haber analizado la forma en que deben ser calculadas las cargas y esfuerzos a los que se someterá la pieza, se procede con la solución, no sin antes indicarle al programa que resultados son los que nos interesan conocer, para este efecto es necesario ir al explorador de proyecto y en la carpeta **Solution** agregar los elementos que se quieren conocer tales como esfuerzo máximo cortante, esfuerzo máximo principal, deformación máxima, etc.

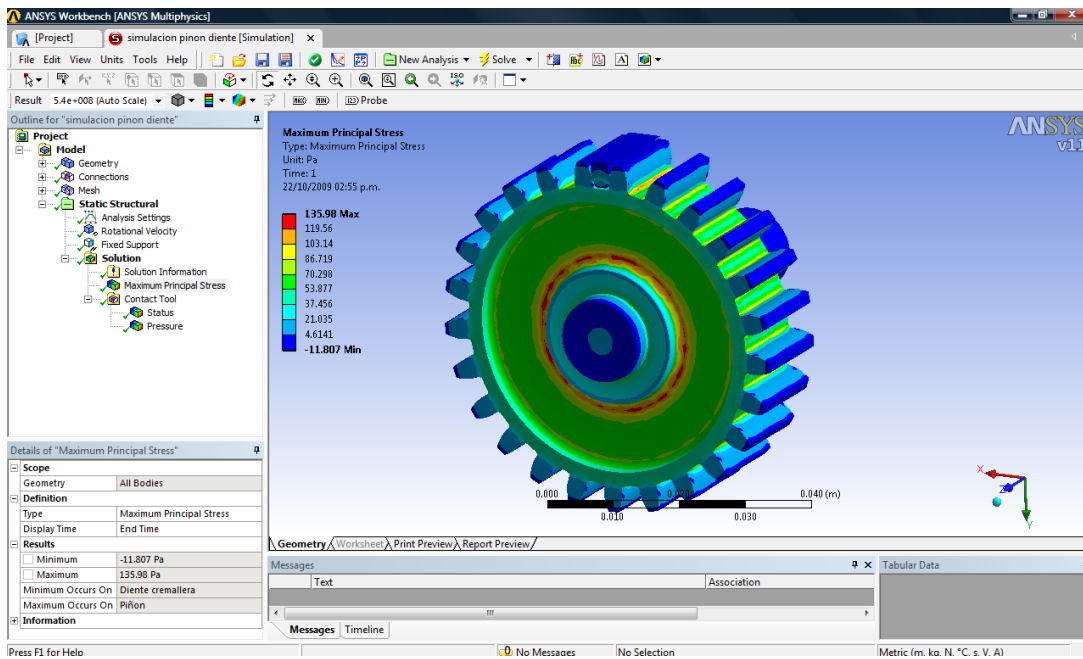


Fig. 6.13. Esfuerzo máximo principal

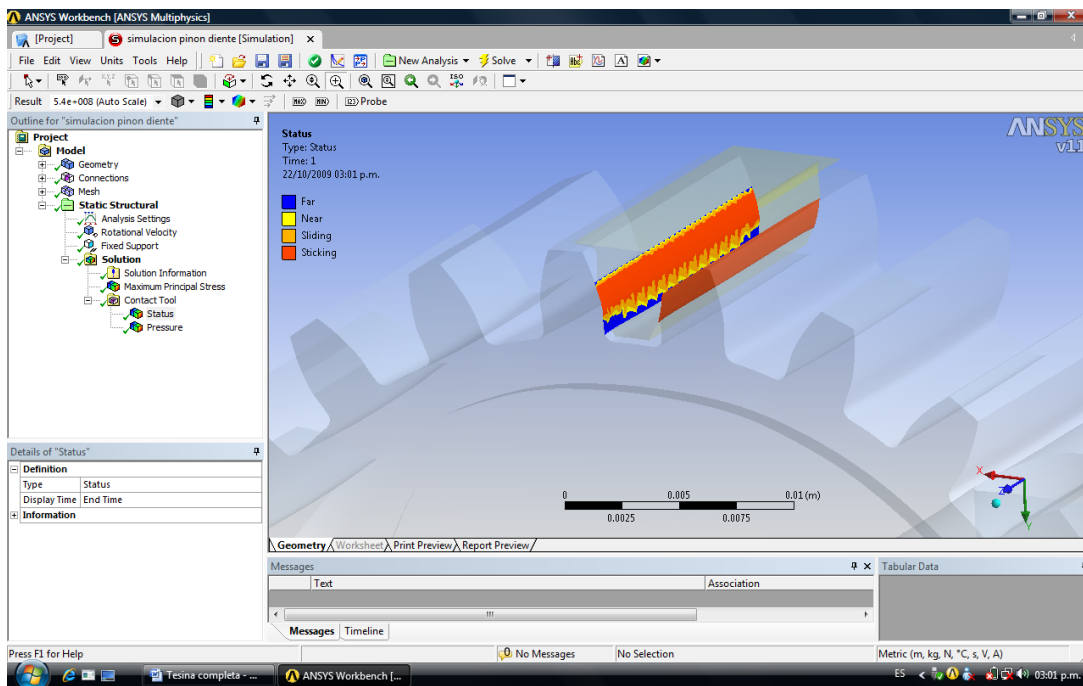


Fig. 6.14. Contact tool status

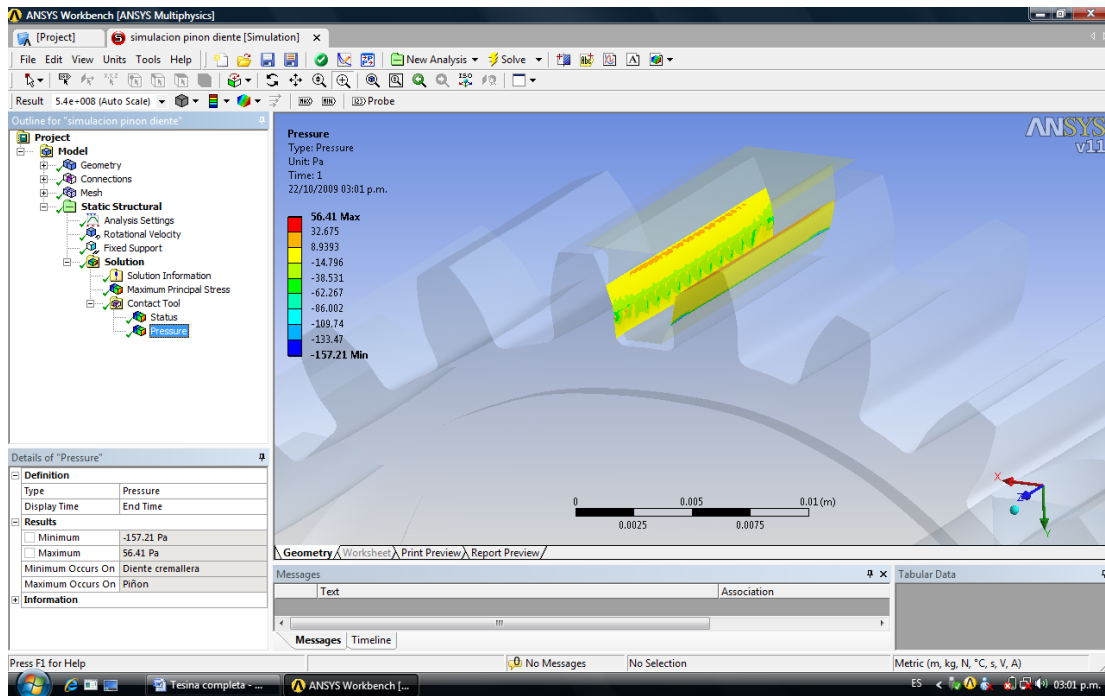


Fig. 6.15. Contact tool pressure

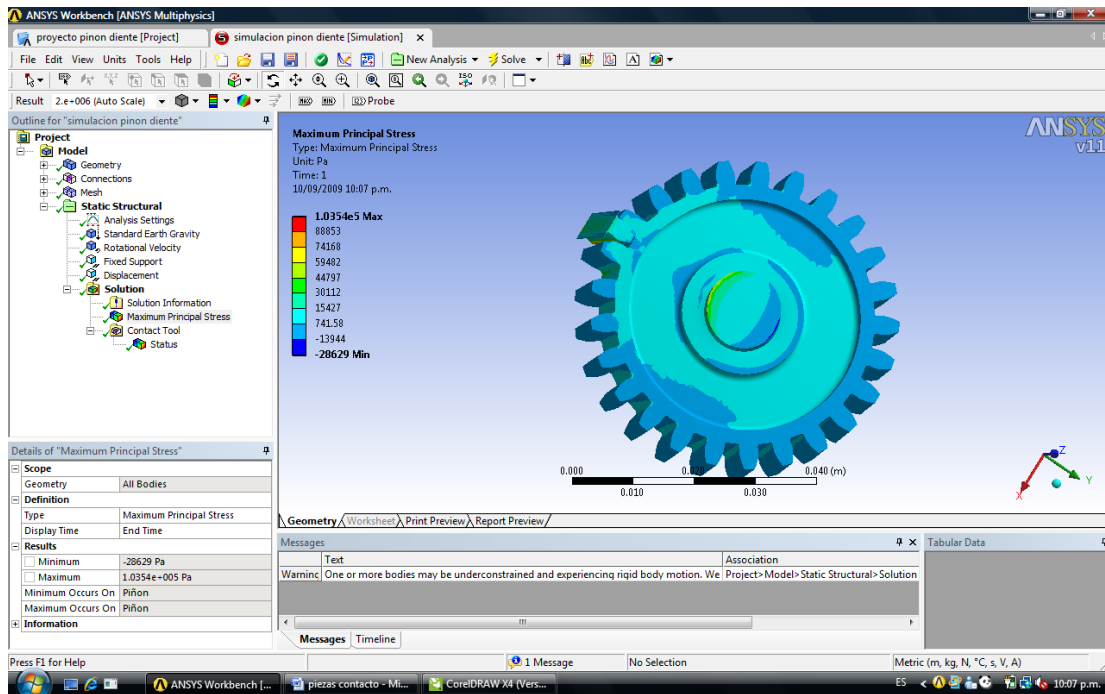
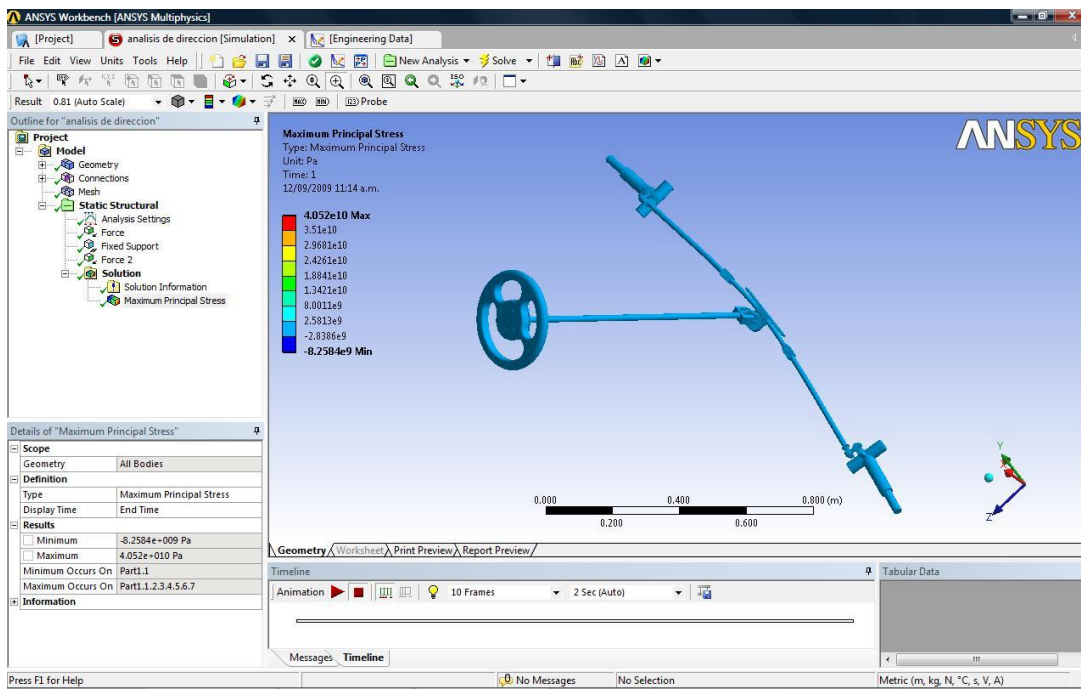


Fig. 6.16. Esfuerzo máximo principal (con variación en la aplicación de cargas)



**Fig. 6.17. Esfuerzo máximo principal del conjunto de la dirección**

Las imágenes anteriores muestran una solución gráfica por medio de colores, los cuales representan una primer aproximación de resultados que son de gran ayuda ya que se visualizan las regiones críticas en las piezas, así como, las deformaciones que sufren al aplicárseles fuerzas.

## Conclusiones

Con la investigación realizada sobre el comportamiento del sistema, condiciones mecánicas de trabajo, etc., se alcanzaron los objetivos planteados.

El modelo que se propone, junto con el sistema total cubre teóricamente con satisfacción la necesidad por la cual fué desarrollado.

La interacción con la gran variedad de software de diseño y modelado (CAD), maquinado (CAM) y análisis numérico, permitieron conocer más a fondo el proceso general del diseño

Este proyecto ha servido para poner en práctica los conocimientos asimilados a lo largo de la carrera, aparte de adquirir otros específicos del mundo automotriz.

Además, se han desarrollado muchas más habilidades como son: el trabajo en equipo y la distribución de las cargas de trabajo, ésto debido a la gran relación que hay entre los diferentes sistemas de un monoplaza.

## Bibliografía

- Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico. Pablo Luque, D. Álvarez, C. Vela
- Tutorial software Ansys Workbench
- Manual Catia V5R9
- The Mechanical Design Process 3ra. Ed. McGraw-Hill USA. Ullman D.G.(2004)
- [http://www.rctek.com/technical/handling/ackerman\\_steering\\_principle.html](http://www.rctek.com/technical/handling/ackerman_steering_principle.html)
- <http://suspensionydireccion.bligoo.com/content/view/192461>
- <http://www.mecanicavirtual.org/direccion.htm>
- <http://members.fortunecity.es/filosofo1/pagweb.htm>
- [http://www.iesmarenostrum.com/departamentos/tecnologia/mecaneso/mecanica\\_basica/mecanismos/mec\\_cremallera-pinon.htm](http://www.iesmarenostrum.com/departamentos/tecnologia/mecaneso/mecanica_basica/mecanismos/mec_cremallera-pinon.htm)