



**Universidad
Zaragoza**

Trabajo Fin de Grado

Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student

Autor

Francisco Javier Ruiz de Erenchun Jener

Director

Javier Óscar Abad Blasco

EINA

2013/2014

ÍNDICE

INTRODUCCION	4
<i>Que es la Formula Student?</i>	5
<i>Elementos que conforman el Sistema de dirección</i>	6
CONOCIMIENTOS TEÓRICOS	10
Condiciones cinemáticas:.....	10
Fundamentos técnicos.....	15
DISEÑO	22
El habitáculo.....	22
Chasis.....	25
Sistema de Dirección	26
CÁLCULOS	44
Cálculos para la obtención de tensiones y fuerzas:.....	44
Introducción de datos en Solidworks y resultados	49
PRESUPUESTO	80
PLANOS	81
Mangueta	81
Tirantes	82
Cremallera	83
Piñón.....	84
Columna de dirección 1	85
Columna de dirección 2.....	86
Columna de Dirección 3	87
Ensamblaje total	88
REFERENCIAS	89

ÍNDICE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Volante	6
Ilustración 2 Mecanismo de conexión-desconexión	7
Ilustración 3 Columna de dirección.....	7
Ilustración 4 Junta universal o Cardan	8
Ilustración 5 Caja de dirección (cremallera-Piñón)	8
Ilustración 6 Tiente.....	8
Ilustración 7 Rótula	9
Ilustración 8 Brazo de Dirección.....	9
Ilustración 9 Mangueta	10
Ilustración 10 Pivote.....	10
Ilustración 11 Principio de Ackerman	11
Ilustración 12 Trapezio de Jeantaud	12
Ilustración 13 Ángulo de Ackerman	13
Ilustración 14 Ángulo de inclinación o Kingping	16
Ilustración 15 Ángulo de caída o Camber	17
Ilustración 16 Disposición de Ángulo de caída	18
Ilustración 17 Ángulo de Avance o Caster.....	18
Ilustración 18 Ángulo de Convergencia.....	20
Ilustración 19 Efecto de Deriva	21
Ilustración 20 Posición y Medidas del Piloto.....	24
Ilustración 21 Chasis.....	25
Ilustración 22 Asiento.....	26
Ilustración 23 Disposición y cotas de la Columna de Dirección	28
Ilustración 24 Columna de Dirección	28
Ilustración 25 Ensamblaje y cotas de la Columna de Dirección	29
Ilustración 26 Diseño de Volante mediante SolidWorks.....	30
Ilustración 27 Sparco 015P260.....	30
Ilustración 28 Sparco 015P310.....	30
Ilustración 29 OMP Indy.....	30
Ilustración 30 Detalle de Movimiento de Piñón-Cremallera.....	31
Ilustración 31 Diseño de Piñón mediante SolidWorks	32
Ilustración 32 Diseño de la Cremallera mediante SolidWorks.....	33
Ilustración 33 Detalle del ensamblaje mediante SolidWorks	33
Ilustración 34 Diseño Alojamiento Piñón cremallera mediante SolidWorks.....	34
Ilustración 35 Principio de Ackerman	35
Ilustración 36 Disposición de los Tirantes	36
Ilustración 37 Diseño y ensamblaje de Tirante con Rótulas mediante SolidWorks.....	37
Ilustración 38 Diseño de Mangueta mediante SolidWorks.....	38
Ilustración 39 Izquierda: hub, Medio: Disco de Freno, Derecha: llanta y neumático	39
Ilustración 40 Ensamblaje de la rueda mediante SolidWorks.....	39
Ilustración 41 Trapezio de Jeantaud	40
Ilustración 42 Diseño de brazo de Dirección en Mangueta mediante SolidWorks.....	40
Ilustración 43 Diseño de Mecanismo de Conexión-Desconexión	41
Ilustración 44 RTQ3	41

Ilustración 45 STRQ-1000	41
Ilustración 46 Diseño de junta Universal mediante SolidWorks	42
Ilustración 47 Junta universal (Cardan).....	42
Ilustración 48 Diseño de la Bola de la Rótula mediante SolidWorks	43
Ilustración 49 Diseño de el perno de la Rótula mediante SolidWorks.....	43
Ilustración 50 Rótula	43
Ilustración 51 Distribución de cargas en Mangueta mediante SolidWorks	50
Ilustración 52 Distribución de Restricciones en mangueta mediante SolidWorks	51
Ilustración 53 Mallado en Mangueta mediante SolidWorks.....	51
Ilustración 54 Diagrama de Tensiones de Von-Misses en SolidWorks.....	52
Ilustración 55 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks	53
Ilustración 56 Diagrama de Coeficiente de Seguridad en Solid Works	54
Ilustración 57 Distribución de Cargas del Tirante en SolidWorks	56
Ilustración 58 Distribución de Restricciones del Tirante en SolidWorks.....	57
Ilustración 59 Mallado del tirante en SolidWorks.....	57
Ilustración 60 Diagrama de Tensiones de Von mises en SolidWorks.....	58
Ilustración 61 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks	59
Ilustración 62 Diagrama de Coeficiente de Seguridad en SolidWorks	59
Ilustración 63 Diagrama de Tensiones de Von Misses en SolidWorks	62
Ilustración 64 Diagrama de Coeficiente de Seguridad en SolidWorks	63
Ilustración 65 Distribución de Tensiones en Cremallera en SolidWorks	65
Ilustración 66 Distribución de Restricciones de la cremallera en SolidWorks	65
Ilustración 67 Mallado de la Cremallera en SolidWorks	65
Ilustración 68 Diagrama de Tensiones de Von Misses en SolidWorks.....	66
Ilustración 69 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks	67
Ilustración 70 Diagrama del Coeficiente de Seguridad en SolidWorks	68
Ilustración 71 Distribución de Tensiones del Piñón en SolidWorks	69
Ilustración 72 Distribución de Restricciones del Piñón en SolidWorks.....	70
Ilustración 73 Mallado del piñón en SolidWorks	70
Ilustración 74 Diagrama de Tensiones de Von-Misses en SolidWorks.....	71
Ilustración 75 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks	72
Ilustración 76 Diagrama de Coeficiente de Seguridad en SolidWorks	73
Ilustración 77 Distribución de cargas de Torsión en Columna de Dirección.....	75
Ilustración 78 Distribución de Restricciones de la Columna de Dirección en SolidWorks.....	75
Ilustración 79 Mallado de laa Columna de Dirección n SolidWorks	76
Ilustración 80 Diagrama de Tensiones de Von Misses en SolidWorks.....	77
Ilustración 81 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks	78
Ilustración 82Diagrama de Coeficiente de Seguridad en SolidWorks.....	78

INTRODUCCION

En este proyecto se reflejará la descripción y el diseño de los elementos que conforman el sistema de dirección de un automóvil de FORMULA STUDENT (FSAE).

El sistema de dirección de un vehículo es una de las partes más importantes de todos los componentes que contribuyen en el funcionamiento de éste, ya que es el encargado de transmitir el control del vehículo. Es decir, el sistema es a través del cual el piloto puede dirigir el vehículo. Esto significa que su diseño tiene que ser estudiado cuidadosamente, con el fin de evitar cualquier fallo el cual sería fatal.

En el caso de este proyecto, el sistema de dirección que va a ser analizado consiste en una serie de elementos los cuales se inician en el volante el cual se acopla a la columna de dirección por medio de un conector. La columna de dirección transmite este movimiento rotatorio a la caja de dirección la cual transforma esa rotación en un movimiento lineal, esto se lleva a cabo a través de un sistema piñón cremallera. De ésta el movimiento pasa a los brazos de dirección los cuales están acoplados por su otro extremo a las manguetas que están localizadas en las ruedas.

Para llevar a cabo el diseño es importante saber de medidas y características del coche, obviamente, información necesaria a tener en cuenta. A su misma vez, las medidas del automóvil están reguladas por una serie de normas establecidas en esta competición.

Para la correcta comprensión del funcionamiento del sistema de dirección, el cual se pretende dimensionar en este proyecto, deben de ser mostrados y aplicados ciertos conocimientos teóricos sobre los fundamentos del comportamiento de ese sistema.

A continuación se mostrará una descripción más detallada sobre la competición y sus normas a tener en cuenta para el diseño del sistema de dirección y se redactarán unas líneas para explicar el funcionamiento y descripción de las partes que forman toda la dirección de éste vehículo.

Que es la Formula Student?

La Formula Student conocida como fórmula SAE fue originada en los años 70 debido a que algunas universidades norteamericanas organizaron carreras de automóviles donde los coches eran desarrollados y fabricados por ellos mismos. En pocos años, el número de Universidades competidoras aumentó, echo que fue realmente un buen evento para ayudar a los estudiantes para que pudiesen desarrollar sus habilidades. En 1998 dos vehículos estadounidenses y dos Británicos hicieron una demostración en Reino Unido. Posteriormente, el IMechE en colaboración con compañías de automoción asumieron la gestión de la competición.

Hoy en día, no hay otro tipo de competición de este tipo donde los estudiantes puedan demostrar y disfrutar de los conocimientos aprendidos durante sus estudios de ingeniería. Su éxito ha dado la oportunidad para que estudiantes de 120 universidades de todo el mundo puedan diseñar, desarrollar, fabricar y competir en diferentes equipos, como un equipo de Fórmula Uno, durante un año. En ella procesar cada equipo, será el responsable de la fabricación de cada coche, que significa-que tienen que llevar a cabo el diseño, la financiación, los elementos del coche comprar, montar, las pruebas de autos, etc ...

El objetivo real de esta competición es desarrollar a jóvenes estudiantes con talento en el mundo de la automoción, y preparar algunos de ellos, para trabajar en diferentes competiciones de motor.

Con el fin de hacer que los estudiantes demuestren sus habilidades, hay algunas reglas que se deben de seguir tanto en los aspectos de fabricación como en los de la competición para hacer que los estudiantes muestran su ingenio y su creatividad.

Elementos que conforman el Sistema de dirección.

Como se mencionó antes, el sistema de dirección es el elemento o el dispositivo encargado de dar dirección a todos los vehículos.

En pocas palabras, en el caso de un coche común, el sistema de dirección Consiste en un volante que transmite la dirección deseada hacia las ruedas, el cambio del movimiento rotatorio que produce el usuario sobre el volante a un movimiento lineal en las ruedas.

En el caso de este proyecto, los elementos que conformarán el sistema de dirección se explican en las siguientes líneas:

- **Volante:** Es el mecanismo del sistema de dirección que está en contacto directo con el piloto y a través del cual el piloto direcciona el automóvil.



Ilustración 1 Volante

- **Mecanismo de conexión/desconexión rápida:** Se trata de un mecanismo de conexión que permite al piloto desacoplar el volante. Dado que el espacio en habitáculo es reducido, el volante se acopla una vez el piloto está sentado. Evidentemente también se usa para la opción contraria es decir para la salida del piloto del habitáculo. Como su propio nombre indica es un sistema de conexión/desconexión rápida donde el acople o desacople del volante es instantáneo.



Ilustración 2 Mecanismo de conexión-desconexión

- **Columna de dirección:** Es un eje que está conectado por un extremo, al volante a través del mecanismo de conexión/desconexión rápida, y por el otro lado está conectado a la caja de dirección. Normalmente está compuesto por diferentes ejes conectados entre si por unas juntas para que de esta manera se puedan producir cambios en la geometría de la columna de dirección.

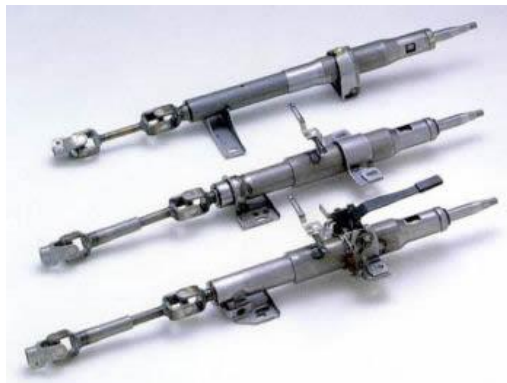


Ilustración 3 Columna de dirección

- **Junta universal:** Es un sistema de unión utilizado para conectar dos ejes, en este caso del sistema de dirección, cambiando el ángulo de conexión entre ellos y pudiendo transmitir el movimiento rotatorio producido por el giro del volante. La junta más famosa y conocida de este tipo es la junta Cardan.



Ilustración 4 Junta universal o Cardan

- **Caja de dirección (piñón-cremallera):** Como su propio nombre indica es un mecanismo conformado por un piñón que está conectado a un eje inferior de la columna de dirección, y una cremallera que tiene el mismo número de dientes que el piñón. El efecto que produce es cambiar el movimiento rotatorio del piñón en un movimiento lineal en la cremallera.



Ilustración 5 Caja de dirección (cremallera-Piñón)

- **Tirantes:** Son los pernos que se encargan de conectar por un extremo a la cremallera y por el otro extremo, a través de una rótula, los brazos de dirección.



Ilustración 6 Tiente

- **Rótulas:** Ya que el movimiento entre la cremallera y el brazo de dirección sería solo en una dimensión si estuviesen unidos con un perno no articulado, se usan rótulas en los extremos de los tirantes ya que las ruedas producen, debido a diversos motivos, movimientos en los tres ejes y de esta manera son libres de moverse en cualquier dirección.

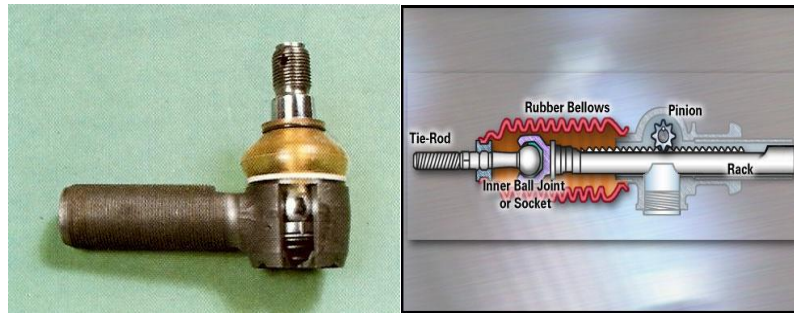


Ilustración 7 Rótula

- **Brazos de Dirección:** Es un elemento que está acoplado a la rueda y a la cremallera a través de la mangueta y los tirantes respectivamente, que transmite la dirección a las ruedas.



Ilustración 8 Brazo de Dirección

- **Mangueta:** Es el elemento encargado de acoplar diversos elementos a la rueda tales como, brazos de dirección, discos de freno, suspensiones, brazos de suspensión etc.. sin transmitir el movimiento de rotación de las ruedas. Está acoplada a la rueda a través de rodamientos.



Ilustración 9 Mangueta

- **Pivote:** Están unidos al eje delantero y hace que al girar sobre su eje, oriente a las manguetas hacia el lugar deseado.

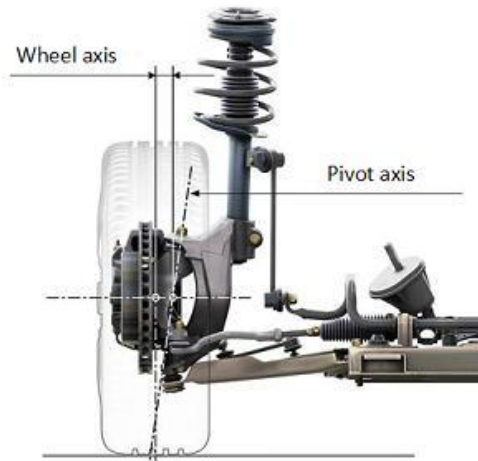


Ilustración 10 Pivote

CONOCIMIENTOS TEÓRICOS

Condiciones cinemáticas:

Si se observa un coche que circula a lo largo de una curva, es posible darse cuenta de que con el fin de hacer la rotación correcta, la rueda que está girando en el lado interior de la curva que girar más que la rueda de la curva exterior, como, obviamente, el radio de rotación es más pequeño en el lado interior que en el lado exterior, por lo tanto la rueda interior tendrá que girar menos distancia que la exterior.

Mientras tanto, las ruedas traseras se adaptan mejor, ya que tienen un mecanismo llamado diferencial que regula la rotación de cada rueda trasera cuando se está tomando una curva. Aun así, puesto que las ruedas traseras permanecen paralelas entre sí, se deslizan un poco durante su trayectoria. Es por eso que a veces los neumáticos chirrían durante curvas cerradas a grandes velocidades, y si el suelo es resbaladizo, el coche derrapa debido a un decremento de la adherencia en el suelo.

Con el fin de que la trayectoria de la curva se haga correctamente, la prolongación de cada eje de la rueda, debe coincidir con las otras prolongaciones en un mismo punto, por lo tanto las prolongaciones de los ejes de las ruedas delanteras, deben de coincidir en un punto de las prolongaciones de los ejes de las ruedas traseras.

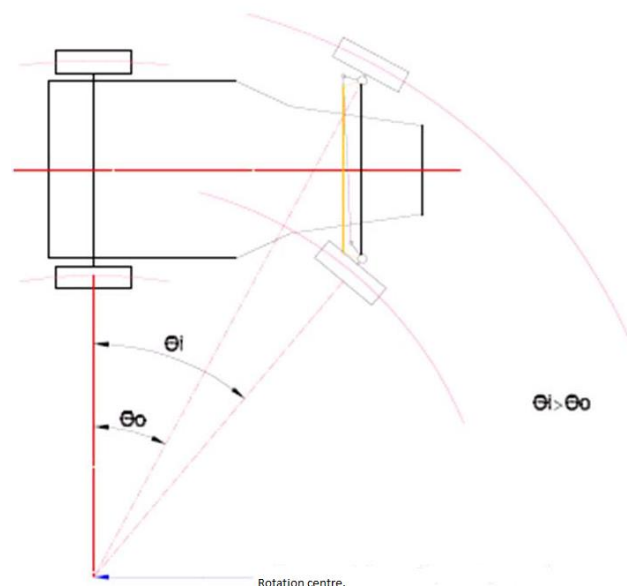


Ilustración 11 Principio de Ackerman

Con el fin de lograr lo que se ha mencionado antes, se utiliza un cuadrilátero articulado que es en realidad un trapecio articulado, ya que tiene dos lados paralelos, uno, es la vara que es más corta que la otra y dos lados iguales en longitud pero no paralelos, que forman los brazos de dirección. El lado fijo del cuadrilátero es el eje delantero.

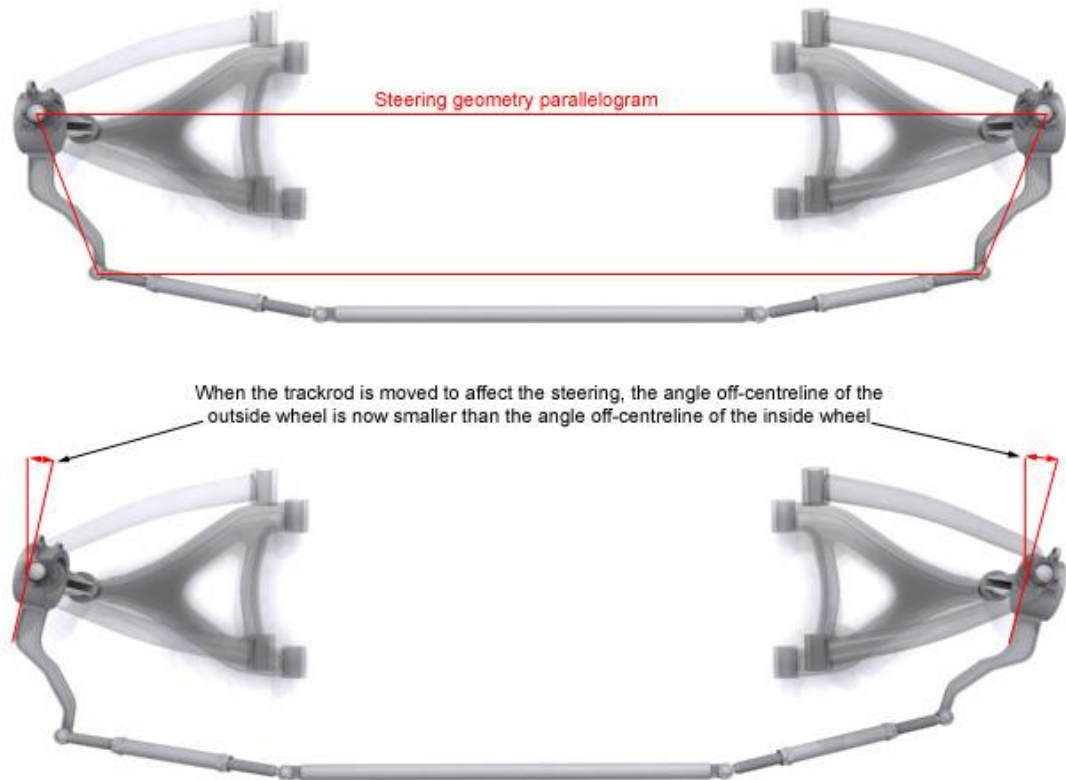


Ilustración 12 Trapezio de Jeantaud

Los estudios llevados a cabo por Jeantaud determinaban que para que el centro de rotación de las ruedas fuesen los mismos, la prolongación de los brazos de dirección tenía que convertir en el eje central trasero. No es necesario que el eje de acoplamiento se encuentre detrás del eje delantero, ya que puede ser ubicado delante; en ese caso el eje del acoplamiento tendría una longitud más grande que el eje de delante.

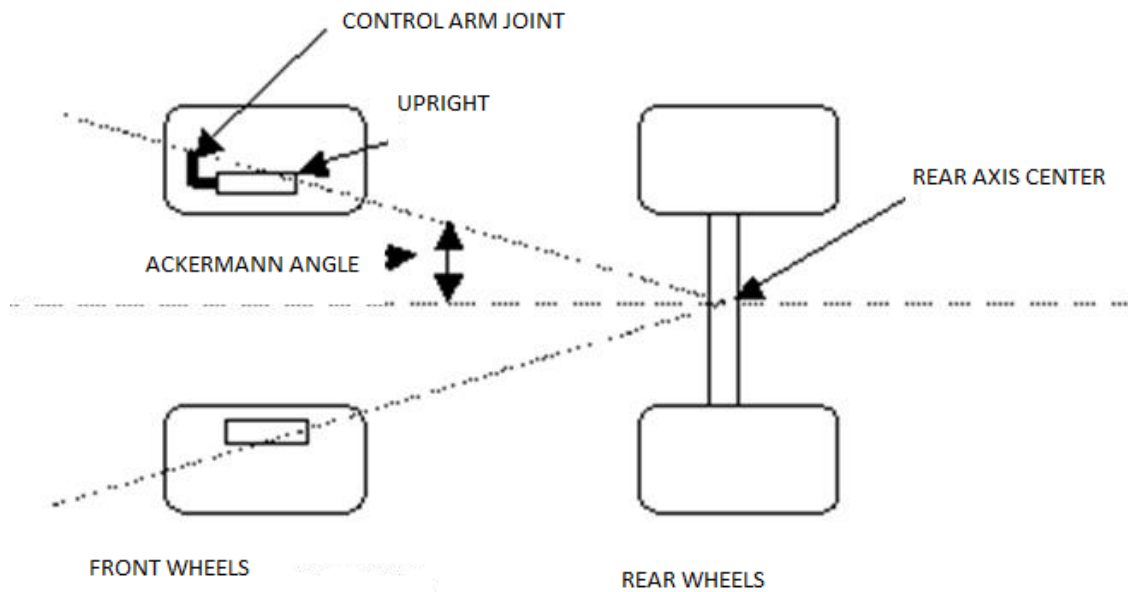


Ilustración 13 Ángulo de Ackerman

Teniendo en cuenta el rectángulo ABCD cuya base es la distancia $2a$ entre los pivotes, que es la distancia de los ejes del coche. La prolongación perpendicular a la rueda derecha B tiene un ángulo α , esta prolongación coincide en un punto de la prolongación del eje trasero CD en concreto en el punto I. Para que el punto I sea el centro de rotación, es necesario que la prolongación de la perpendicular a la rueda delantera izquierda A coincida también en I, es decir, que el ángulo de esta rueda con el eje AB sea más pequeño que α .

Por lo tanto para definir la relación que existe entre las diferentes geometrías que conforman las ruedas de un coche tenemos que:

2ª: Eje

e: Batalla del automóvil

I: Centro instantáneo de rotación

Como se puede apreciar en la imagen superior, se forman dos triángulos, el triángulo ACI y el triángulo BDI.

Entonces,

Triángulo BDI

$$e = \tan(\alpha) \cdot (DI)$$

Triángulo ACI

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

De la primera ecuación se obtiene el valor DI que es substituido en la ecuación 2.

Simplificando se obtiene la siguiente ecuación:

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

La ecuación obtenida arriba se usa para calcular, en un coche, el valor del ángulo beta para cualquier valor de alfa.

Teniendo en cuenta que las normativas de la competición Formula Student estipulan que:

$$e \left(\frac{AB+CD}{2} \right) \leq 0.36$$

Dónde:

e: Batalla

AB: eje delantero

CD: eje trasero

En el caso específico de Fórmula SAE debido a las características de los circuitos es normal reducir la batalla del vehículo al máximo posible con el fin de tener más control sobre el éste.

Debido a las características específicas de los circuitos donde la Formula Student tendrá lugar, la batalla del automóvil debería de reducirse al máximo posible ya que el vehículo sería más fácil de controlar.

Los ejes delantero y trasero están condicionados por diferentes factores los cuales son explicados a continuación.

Ejes menores

- Una circulación más fácil entre los límites de los circuitos
- Hay menos aceleración retrasada en el eje
- Mas generación de calo en los neumáticos de las curvas exteriores
- Centro de balanceo más elevado.

Ejes mayores

- Más dificultad a la hora de circular por las zonas estrechas de los circuitos
- Hay más aceleración lateral en el eje
- Menos generación de calor en el neumático de la curva exterior
- Centro de balanceo más bajo

Fundamentos técnicos

A continuación se explicarán las diferentes posiciones o ángulos en los que las ruedas pueden ser posicionadas y los efectos que producen.

- Ángulo de inclinación o King-ping

El ángulo de inclinación (A_k) es el ángulo formado por el eje del pivote, en el cual la rueda gira para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyos vórtices coinciden en (A'). Este ángulo suele tener valores entre 5° y 10° , teniendo la mayor parte de los vehículos valores comprendidos entre 6° y 7° .

Esta posición del pivote en la que la mangueta se está moviendo, reduce el esfuerzo a hacer para orientar la rueda ya que depende directamente de la distancia (d), a menos distancia (d) menor será el esfuerzo a realizar con el volante para orientar a las ruedas. Este esfuerzo será nulo cuando el eje de pivote pase por (A), lugar de apoyo del neumático. En ese caso, el único esfuerzo necesario a realizar sería la fuerza de fricción (F_f) producida por la anchura del neumático ya que el par de rotación sería 0. Pero en una situación real, la distancia (d) no puede ser cero porque en ese caso la dirección me volvía inestable.

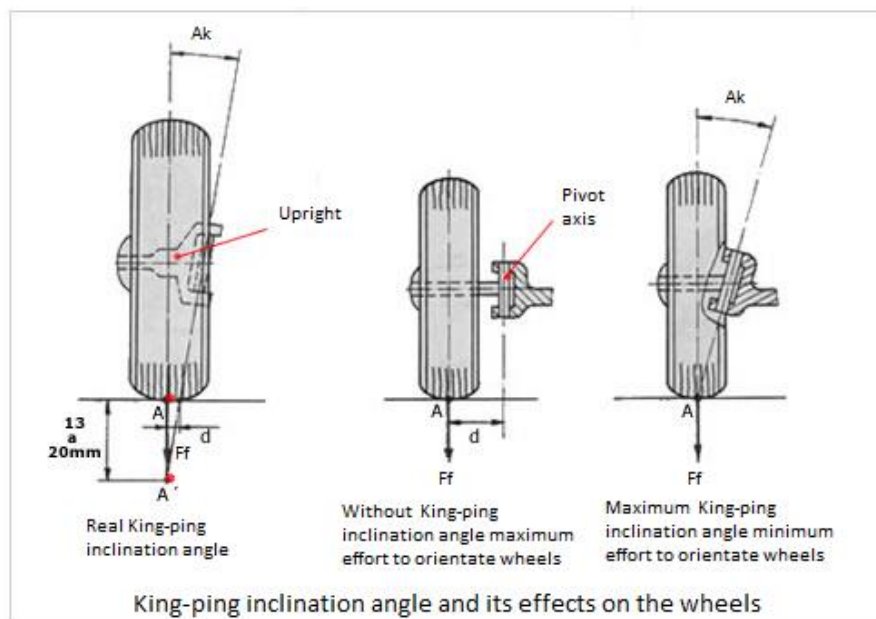


Ilustración 14 Ángulo de inclinación o Kingping

Debido a la inclinación del eje del pivote se producen unas cargas las cuales, después de tomar una curva, hacen que las ruedas vuelvan a su posición normal cuando se lleva una trayectoria recta. Esto es porque cuando la rueda está orientada para tomar la curva, ya que gira a través del eje del pivote y éste está inclinado, la rueda tiende a hundirse en el suelo, y como no puede hacerlo, es la carrocería del coche la que sube, oponiéndose al peso, por lo tanto cuando se toman curvas, si se suelta el volante, las ruedas vuelven a su posición de trayectoria recta debido a que el peso de la carrocería tiende a bajar.

Además el ángulo de inclinación, disminuye los efectos producidos por las irregularidades del camino en el sistema de dirección.

La presión de inflado de los neumáticos tienen de vital importancia con respecto a este ángulo, ya que con menos presión, el punto (A) se mueve más abajo, aumentando la distancia (d) y por lo tanto la fuerza necesaria para girar las ruedas.

- Ángulo de caída o Camber

Se llama ángulo de caída o Camber (A_c) es el ángulo formado por el eje de simetría de la rueda y la línea vertical que pasa por el punto de apoyo de la rueda.

Este ángulo es obtenido dando al eje de la mangueta una orientación respecto de la línea horizontal. Tiene el objetivo de desplazar el peso del vehículo sobre esta rueda a través del lado interior de la mangueta, disminuyendo de esta manera las cargas laterales sobre los cojinetes donde se apoya sobre la rueda.

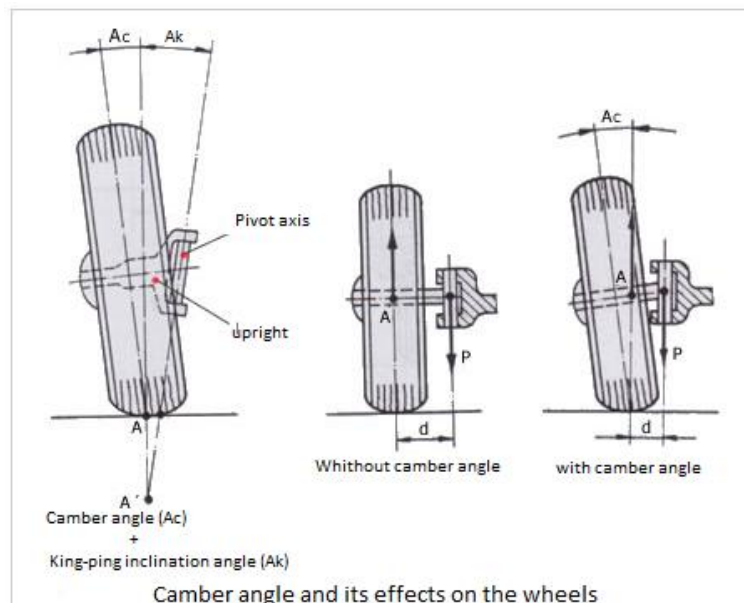


Ilustración 15 Ángulo de caída o Camber

La mangueta está sometida a cargas de flexión que son iguales al peso que soportan multiplicado por la distancia (d). Lo que se desea con el ángulo de caída es reducir esa distancia (d), por eso, durante inclinación de la rueda, el punto de reacción se desplaza hacia el pivote, lo que hace disminuir la distancia (d) y por lo tanto, las cargas a la que los cojinetes de la mangueta son sometidas disminuyen también.

Si la rueda tiene una inclinación en la dirección de fuera del coche el ángulo es positivo y de manera contraria el ángulo sería negativo.

Hoy en día, la mayoría de los vehículos tienen un ángulo de caída en torno a 1° en sus ruedas delanteras.

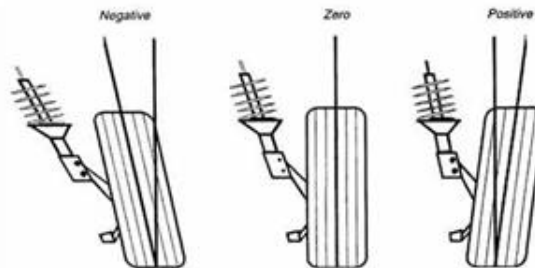


Ilustración 16 Disposición de Ángulo de caída

- Ángulo de avance o Caster

Se llama Ángulo de avance, al ángulo (Aa) que está formado por la prolongación del eje del pivote con el eje vertical que pasa a través de la rueda y de la misma manera en la dirección en la que el vehículo se dirige. El ángulo de avance mejora la estabilidad, el retorno de la rueda y la manejabilidad en curva.

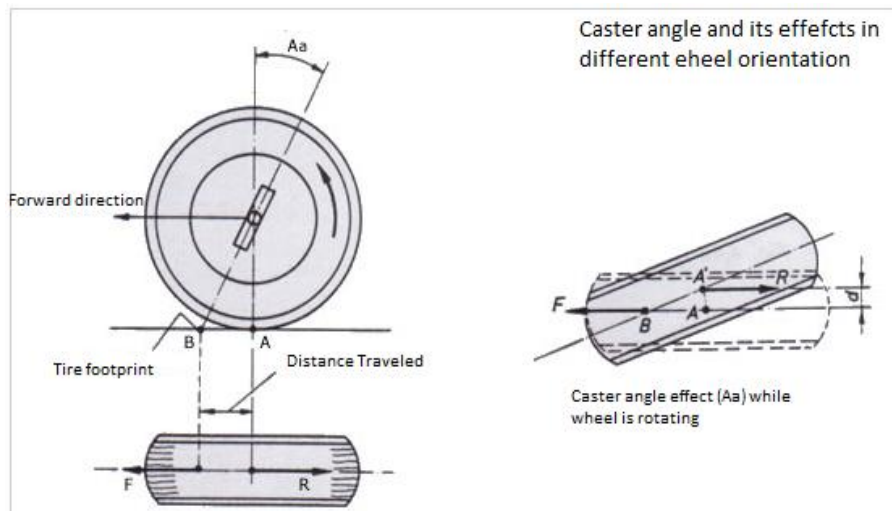


Ilustración 17 Ángulo de Avance o Caster

En el caso de la Formula Student la tracción de los automóviles es producida por las ruedas traseras, y por lo tanto el eje delantero es empujado por el eje trasero, lo que trae inestabilidad en el sistema de dirección. Este efecto se puede corregir

con el ángulo de avance (A_a) al pivote, por lo que su eje coincide con su línea de desplazamiento la cual está ligeramente por delante del punto (A) que es el punto donde la rueda toca el suelo. Con esta orientación, aparece una fuerza que da estabilidad y resistencia al sistema de dirección, lo que hace tender a el punto (A) a estar siempre en línea recta y detrás del punto (B) que es el punto de impulso.

Cuando se cambia el sentido de giro en las curvas, la rueda se orienta en el punto (B) punto fijado para el avance: Esto hace que el punto (A) se desplace hasta el punto (A'), creando un par que hace que la rueda tienda a volver a su posición recta ya que en esta posición, siendo $d = 0$, el par es 0.

Es de esta manera la cual es sistema de dirección adquiere estabilidad y resistencia, ya que las desviaciones que la rueda podría tener debido a las irregularidades del terreno, crean este torque que hace que la rueda retorne a su posición recta e inicial.

El ángulo de avance debe tener valores tales que cumplan su objetivo sin afectar a otras condiciones direccionales. Si el ángulo es grande, el par creado es grande y por lo tanto, las ruedas quedan orientadas violentamente. Si el ángulo es o más pequeño o insuficiente, el par lo será de la misma manera, lo que provoca inestabilidad de la dirección.

El ángulo de avance por lo general tiene valores entre 0° y 4° para vehículos de tracción delantera y valores entre 6° y 12° , para los vehículos de tracción trasera.

- Ángulos de Convergencia/Divergencia

En la ingeniería de automoción, convergencia/divergencia, también conocido como toe, es el ángulo simétrico que cada rueda ejerce con el eje longitudinal del vehículo, como una función de la geometría estática y cinemática y efectos compatibles. Esto se puede contrastar con la dirección, que es el ángulo antisimétrico, es decir, ambas ruedas apuntan a la izquierda o la derecha, en paralelo (aproximadamente). Convergencia, o toe in en inglés, es la parte delantera de la rueda apuntando hacia la línea central del vehículo. Divergencia,

o toe out, es la parte delantera de la rueda en dirección opuesta a la línea central del vehículo. La convergencia se puede medir en unidades lineales, en la parte delantera de la cubierta, o como una desviación angular.

En un coche de tracción trasera, el aumento de la convergencia en el eje delantero proporciona una mayor estabilidad en línea recta a costa de cierta lentitud a la hora de tomar una curva. El desgaste de los neumáticos aumenta marginalmente a medida que los neumáticos están bajo condiciones ligeras de deslizamiento lateral. En los coches de tracción delantera, la situación es más compleja.

La convergencia es siempre ajustable en automóviles de producción, a diferencia de ángulo de avance y ángulo de caída que a menudo no son ajustables. El mantenimiento de la alineación frontal, que se solía aplicar a los tres ajustes, actualmente sólo implica ajuste de la convergencia; en la mayoría de los casos, aunque el automóvil tenga la posibilidad de ajustar el ángulo de caída y de avance, sólo es necesario el ajuste del ángulo de convergencia/divergencia.

Un concepto relacionado es que la convergencia adecuada para la línea recta de desplazamiento de un vehículo no será correcta mientras gira, ya que la rueda interior debe recorrer su trayectoria alrededor de un radio menor que la rueda exterior; para compensar esto, el acoplamiento de la dirección normalmente se ajusta más o menos a la geometría de la dirección Ackermann, modificada para adaptarse a las características del vehículo individual.

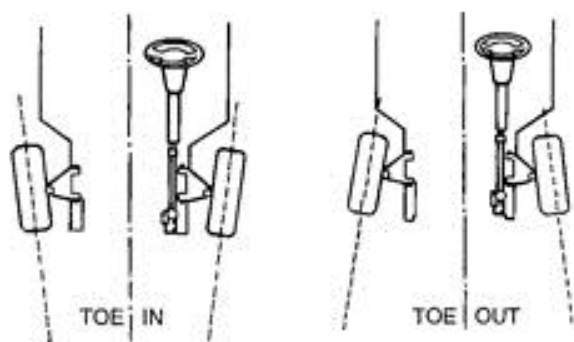


Ilustración 18 Ángulo de Convergencia

- Efecto Deriva

Cuando un coche está en una curva, el automóvil no sigue exactamente por la trayectoria que guían las ruedas directrices ya que debido al efecto de las fuerzas transversales que aparecen en los neumáticos del coche se desplaza guiado de una trayectoria que forman un ángulo con el borde . Este ángulo se denomina como ángulo de deriva. Así que la deriva de los neumáticos es el cambio de la trayectoria producida por la deformación del neumático. No se puede confundir a la deriva con la pérdida de agarre o con un deslizamiento. La pérdida de agarre puede producir el deslizamiento, pero no influye en la deriva. La deriva depende de la velocidad, el peso del coche, la presión, la anchura del neumático y la anchura de la llanta.

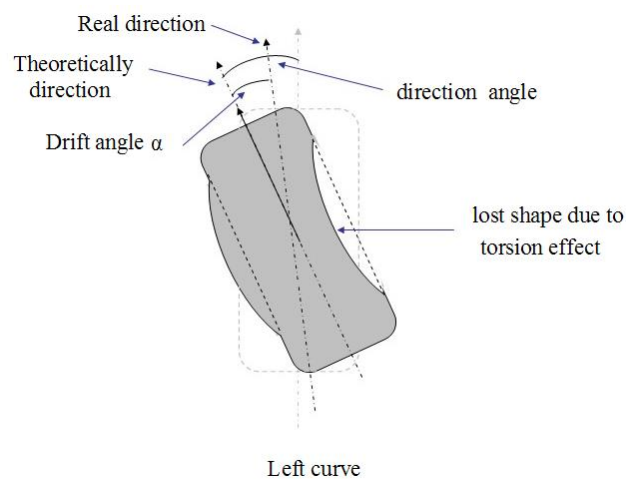


Ilustración 19 Efecto de Deriva

DISEÑO

Para poder diseñar correctamente el sistema de dirección es muy importante tener en cuenta la posición del conductor.

El conductor tiene que sentirse cómodo en la cabina, por lo que las siguientes líneas describirán el diseño del habitáculo y la forma en la que el conductor va a estar acoplado dentro de éste.

El habitáculo

El diseño de la cabina tiene un lugar importante en el diseño del coche ya que es el lugar donde se encuentra el conductor y tiene que ser tanto cómodo como manejable. El habitáculo tiene que ser lo suficientemente grande como para alojar a una persona en el interior que sea capaz de controlar el coche sin problemas; Por otro lado el habitáculo no puede ser excesivamente grande, ya que sería más pesado lo que afectaría a la aceleración del coche, y también tendría menos aerodinámica que afectaría al control del coche.

Dado que la intención de este proyecto es el diseño y cálculo de un sistema de dirección de un automóvil de formula SAE, las siguientes líneas muestran una descripción breve de las medidas del habitáculo que serán útiles para llevar a cabo el proceso principal de este proyecto, es decir, el diseño del sistema de dirección.

Las medidas de la cabina dependen exclusivamente de la posición y las medidas del conductor, también de los efectos sobre el centro de gravedad del coche.

Ya que el conductor se encuentra sentado cerca del suelo, las piernas tienen que estar estiradas en la dirección del morro del automovil. Por otra parte la posición del conductor se retrasará de nuevo para dar un mayor espacio al piloto para poder manejar los controles del coche. Además, las rodillas y la posición de los brazos no serán totalmente extendidos. La posición de los brazos será de más de 90° con el volante. Las rodillas formarán un ángulo de 180° con el suelo.

En resumidas cuentas, la posición adoptada recuerda la posición que es empleada en un automóvil de Fórmula Uno.

Ya que para este proyecto no se ha designado ningún piloto para ser el responsable de conducir el coche, las medidas que han sido tomadas para la cabina han sido tomadas teniendo en cuenta unas medidas de hombre de tamaño estándar.

Las medidas que han sido tenidas en cuenta son las siguientes:

Medidas verticales:

- De la planta del pie a la rodilla: 0,55 m
- De la rodilla a la cadera: 0,50 m
- Del hombro hasta el codo: 0.315 m
- Del codo hasta la muñeca: 0,34 m
- De la Cadera a la cabeza: 0.76 m
- Longitud de la cabeza: 0.29 m

Medidas horizontales o anchura:

- Cadera: 0,34 m
- Hombro: 0.42 m

Peso del piloto

- 71 Kg

Para dar una mejor descripción del habitáculo del automóvil, tienen que ser descrito algunos ángulos que reflejen la posición que va a formar el conductor con respecto a un eje de coordenadas XY.

Los ángulos del piloto cuando se encuentra en posición sentada son:

- La espalda del conductor con respecto al eje Y: 20° .
- Las Rodillas con respecto al eje X: $180^{\circ} - 20^{\circ} - 20^{\circ} = 140^{\circ}$.
- Las Manos con respecto al eje X: 15° .

Por lo tanto

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$\theta = 15^\circ$$

En la imagen que se muestra a continuación están reflejadas la posición, medidas y ángulos del conductor una vez sentado en el habitáculo.

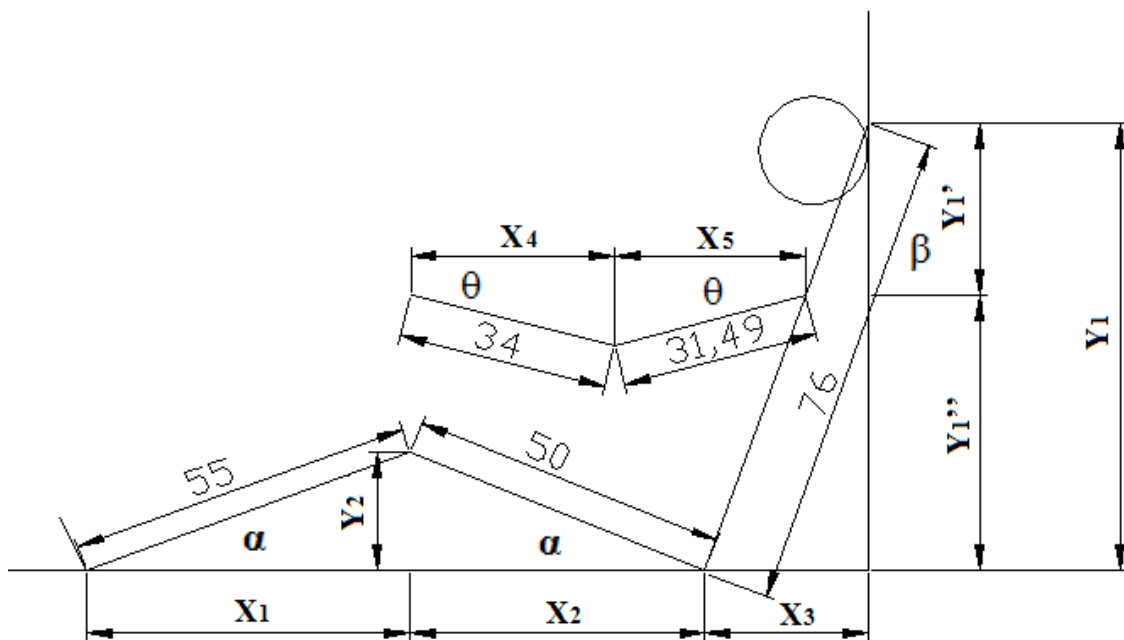


Ilustración 20 Posición y Medidas del Piloto

Una vez descritas las medidas y los ángulos del conductor con respecto las coordenadas X-Y sólo queda calcular las medidas del habitáculo con el fin de de llevar a cabo el diseño del chasis.

Medidas Habitáculo:

Horizontal:

- $X_1 = 47.6$ cm
- $X_2 = 43.3$ cm
- $X_3 = 26$ cm
- $X_4 = 33$ cm
- $X_5 = 30.4$ cm

- $X6 = 10 \text{ cm}$

Vertical:

- $Y1 = 65.81 \text{ cm}$
- $Y1' = 27.47 \text{ cm}$
- $Y1'' = Y1 - Y1' = 43.94 \text{ cm}$
- $Y2 = 43.3 \text{ cm}$

Para determinar las dimensiones del chasis deben de ser usadas tanto las medidas horizontales como verticales.

Chasis

Con el fin de ser capaz de diseñar el sistema de dirección, se deben de proporcionar las medidas del chasis.

Para ello, usando las distancias y medidas proporcionadas en el capítulo de la descripción del habitáculo se ha creado una estructura tubular para representar el chasis de un automóvil de Formula SAE.

Una vez creado se procederá a diseñar el sistema de dirección usando como referencias para su geometría, las medidas del chasis con el fin de que el acople chasis-sistema de dirección sea óptimo.

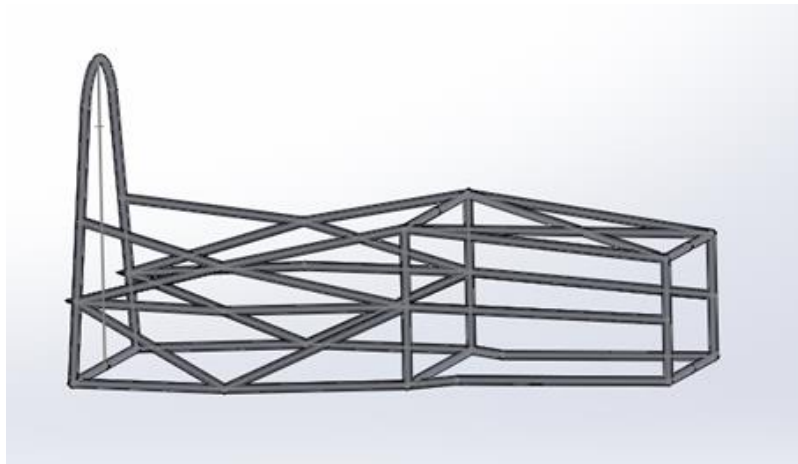


Ilustración 21 Chasis

Con el chasis creado es necesario acoplar un asiento dentro de éste. En la imagen siguiente se muestra un ejemplo del acople. El asiento está fabricado a mano por lo que se adaptará a las medidas del habitáculo.

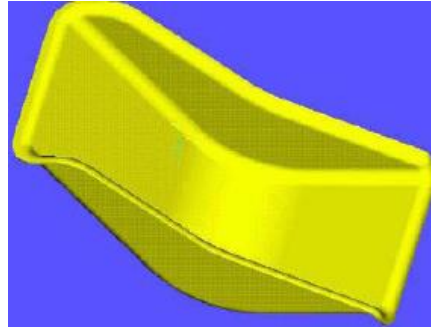


Ilustración 22 Asiento

Una vez diseñado la geometría del chasis y del asiento se procederá al diseño del sistema de dirección.

Sistema de Dirección

Para diseñar el sistema de dirección a parte de tener en cuenta los aspectos mencionados anteriormente hay que tener en cuenta los siguientes:

- Eficiencia: Es el aspecto más importante, ya que es el aspecto que hace que el sistema de dirección funcione correctamente.
- Fiabilidad: El sistema de dirección tiene que estar diseñado de una manera que soporte todas las fuerzas y tensiones que sufren durante la conducción. Con el fin de calcular las medidas del sistema de dirección, se aplicará algunos coeficientes de seguridad para evitar que pueda ocurrir cualquier fallo.
- Confort: Es importante tener en cuenta este aspecto ya que el piloto tiene que sentirse cómodo en el interior del habitáculo y esto se hace cuando el sistema de dirección se regula a las medidas del chasis y el piloto.

Los elementos del sistema de dirección que tomarán parte en el diseño son:

- Columna de dirección
- Volante
- Piñón y cremallera (caja de dirección)

- Tirantes
- Brazos de dirección
- Mangueta
- Pivote
- Mecanismo rápido de conexión/desconexión.
- Junta Universal
- Rótulas

En la lista de elementos del sistema de dirección que se muestra arriba, hay algunos que tiene que ser diseñado y calculado para soportar todas las cargas aplicadas sobre ellos y hay otros que tienen que ser designados a partir de catálogos, ya que son elementos comerciales, cumpliendo las especificaciones necesarias para para poder soportar cualquier esfuerzo aplicado en el sistema.

Los elementos que deben ser calculados y diseñados son: La columna de dirección, el piñón y la cremallera, los tirantes, los brazos de dirección, La mangueta y el pivote.

Los elementos comerciales serán el volante, el dispositivo de conexión/desconexión rápida, juntas universales y las rótulas.

- Columna de dirección:

Para el diseño de la columna de dirección es importante tener una visión de cuál va a ser su distribución dentro del chasis. En la siguiente imagen se muestra la posición de la cremallera de dirección y el piñón y las distancias entre estos elementos y la posición donde se colocará el volante. La distancia en la dirección x es de aproximadamente 60 cm y la distancia en la dirección z es 35 cm.

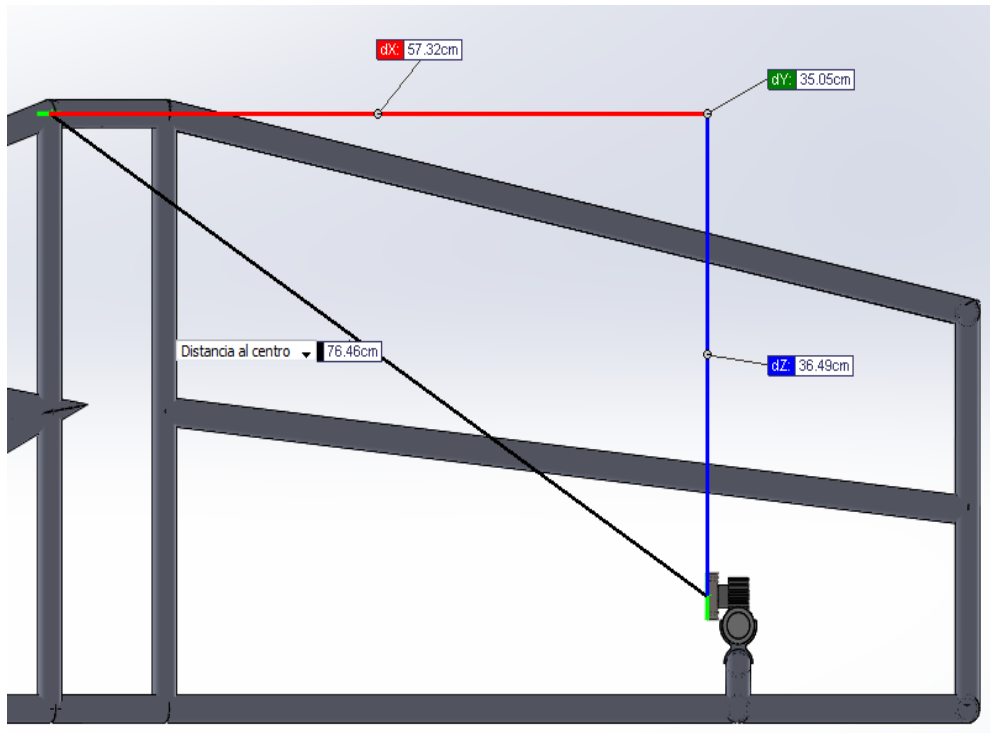


Ilustración 23 Disposición y cotas de la Columna de Dirección

Para poder incorporar una columna de dirección al chasis de un modo en el que sea funcional a la vez que cómoda para el piloto se ha diseñado un modelo de 3 ejes que están unidos desde el piñón hasta el volante y que están articulados entre sí por juntas universales o juntas cardan.

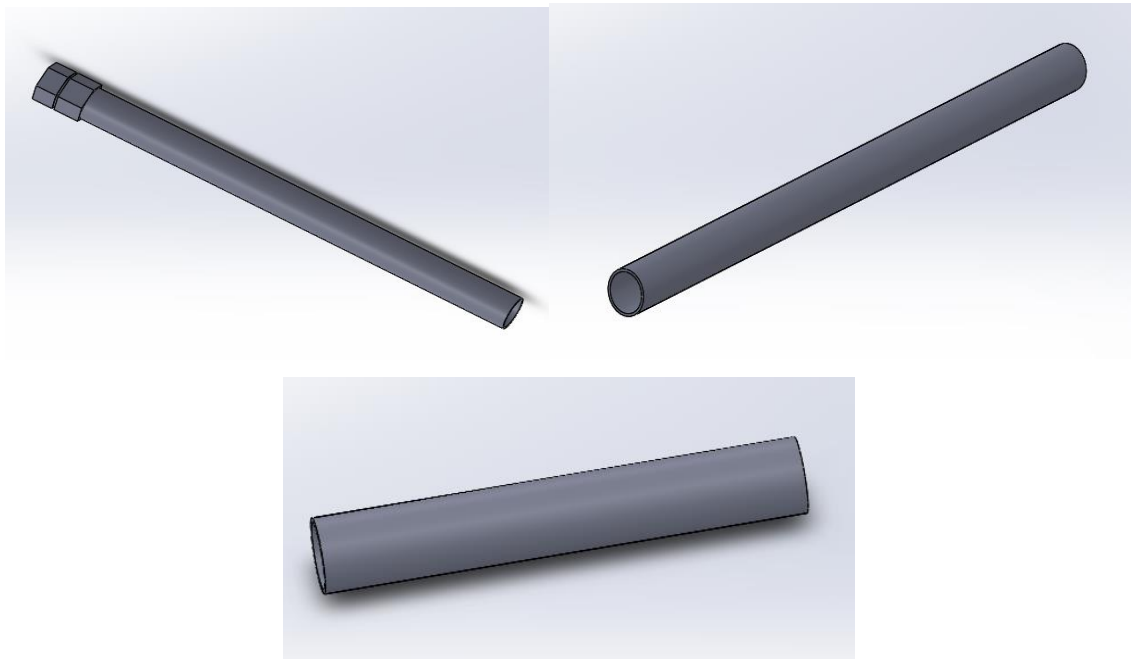


Ilustración 24 Columna de Dirección

La disposición de la columna de dirección con medidas y ángulos que conforman con cada componente se muestra en la siguiente imagen,

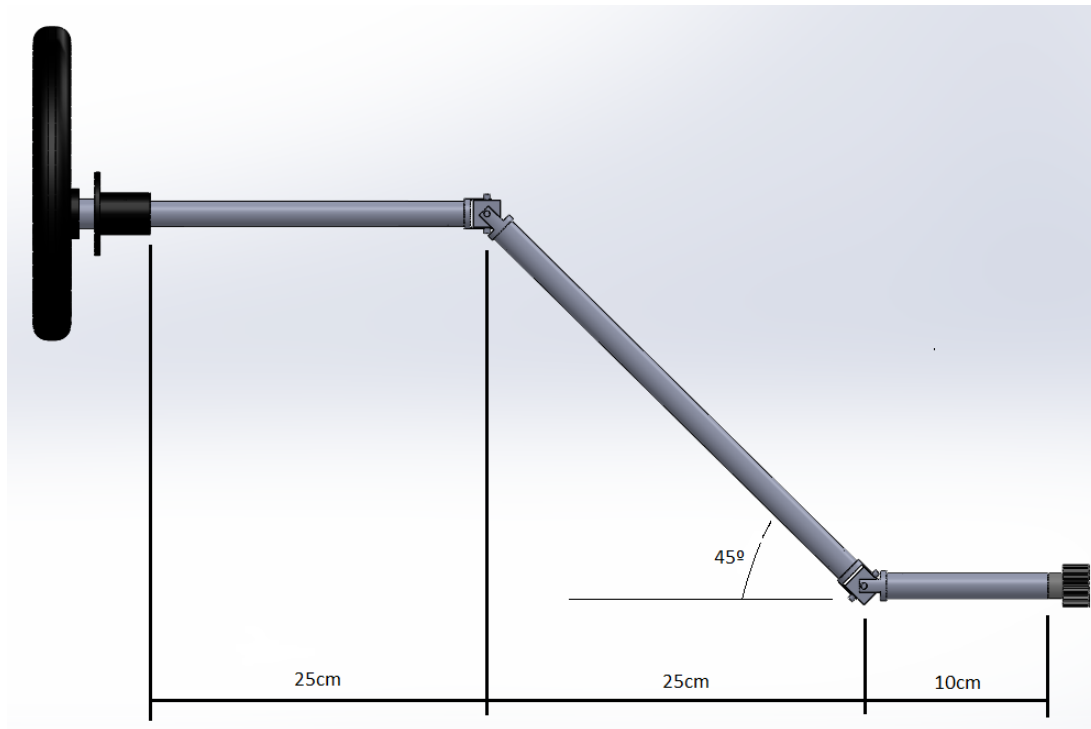


Ilustración 25 Ensamblaje y cotas de la Columna de Dirección

El modelo de la columna de dirección consiste en la unión de tres tubos huecos de acero con un diámetro interno de 16mm y con un diámetro exterior de 17mm para cada eje.

Con el fin de elegir el material con el que se fabricará la columna de dirección es importante tener en cuenta las cargas y tensiones que tiene que soportar. La columna de dirección transmite el movimiento de giro realizado por el volante a la caja de dirección (piñón y cremallera), por lo tanto las cargas que tiene que soportar son de torsión. Además, aparecen pequeños esfuerzos de compresión cuando el piloto tire el volante para quitarlo a través del mecanismo de conexión-desconexión.

Por lo tanto el material elegido para construir la columna de dirección será un SAE 1015, ya que no necesita un acero de alta calidad debido a que no se someterá a altas tensiones.

- Volante

Ya que el volante es un elemento comercial, el único aspecto importante a considerar es el precio y confort que éste proporcione.



Ilustración 26 Diseño de Volante mediante SolidWorks

Con el fin de escoger un modelo, en este apartado se muestran tres distintas posibilidades de acuerdo a su precio y diseño.

- Sparco 015P260
 - Diámetro: 260mm.
 - Agarre: Terciopelo.
 - Precio: 174 GBP



Ilustración 27 Sparco 015P260

- Sparco 015P310
 - Dimensiones: 310 X 260mm
 - Agarre: Terciopelo
 - Precio: 144 GBP



Ilustración 28 Sparco 015P310

- OMP Indy
 - Dimensiones: 250X200mm
 - Agarre: Tecipelo.
 - Precio: 144 GBP



Ilustración 29 OMP Indy

Finalmente, La mejor opción escogida para el diseño de este proyecto es el OMP Indy ya que en relación calidad precio es el mejor, proporcionando un buen precio y ergonomía.

- Piñón cremallera

Para llevar a cabo el diseño de este elemento es importante saber algunos conocimientos técnicos de cómo funciona.

Un sistema de piñón-cremallera es un elemento mecánico que transforma el movimiento rotatorio en movimiento lineal utilizando un elemento cilíndrico (piñón) que gira alrededor de su centro, éste está conectado a un elemento longitudinal (rack) que transforma el movimiento de rotación del piñón en un movimiento longitudinal. Para poder llevar este movimiento, las dos partes están conectadas por una superficie dentada para acoplarse entre sí.

Para ser capaz de conectar ambos elementos se define el módulo, que es una medida de la distancia en mm. Para que el sistema de engranajes sea capaz de trabajar tanto el piñón como la cremallera tienen que tener el mismo módulo.

Por lo tanto el sistema de engranaje de piñón – cremallera tiene que estar fabricado con acero de alta calidad, ya que tienen que soportar las cargas transmitidas a través de las ruedas en las curvas. Además el sistema tendrá que ser sometido a un tratamiento de endurecimiento del material por la misma razón.

Hay otro aspecto importante a tener en cuenta para diseñar el piñón y la cremallera, se necesita saber la distancia que se va a desplazar la cremallera cuando el piñón rota 360° o al girar el volante una vuelta. Esto se explica en las siguientes líneas:

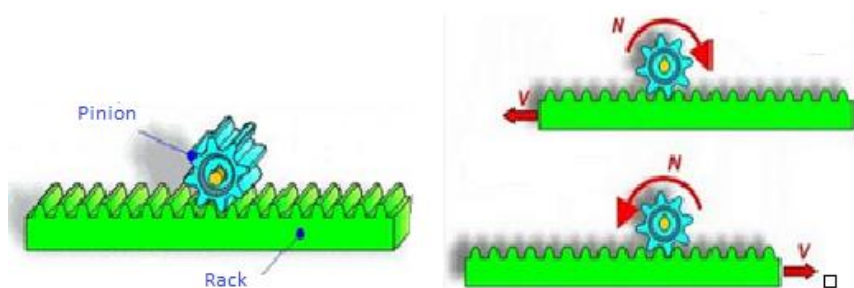


Ilustración 30 Detalle de Movimiento de Piñón-Cremallera

Para poder calcular la distancia que la cremallera recorre cuando el piñón completa una vuelta entera se usa la siguiente fórmula:

$$D = \frac{Z}{n} \text{ cm}$$

Dónde,

D es la distancia recorrida por la cremallera

Z es el número de dientes de la cremallera

N es el número de dientes de la cremallera en un centímetro.

En las siguientes tablas se muestran algunos parámetros del piñón y la cremallera elegidos para el sistema de dirección de este proyecto.

PINION	
Z número de dientes	14
Diámetro primitivo D_p	24.5 mm
Diámetro externo	28 mm
Módulo (D_p/Z)	1.75 mm
Anchura del piñón	17.5 mm

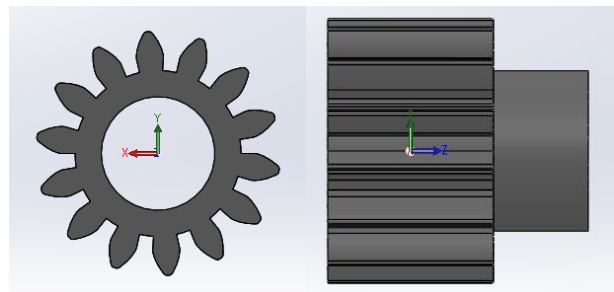


Ilustración 31 Diseño de Piñón mediante SolidWorks

Rack	
Z número de dientes	56
Longitud dentada de la cremallera L	305 mm
n úmero de dientes en un centímetro (Z/L)	0.183 teeth/cm
Anchura de la cremallera	23 mm

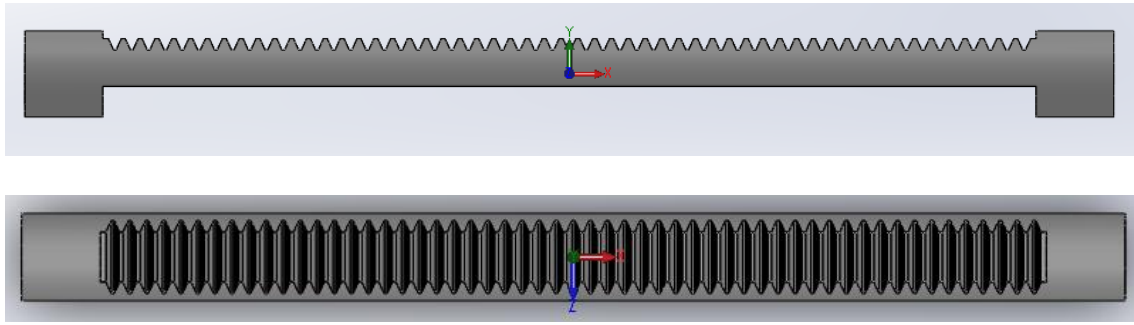


Ilustración 32 Diseño de la Cremallera mediante SolidWorks

Por lo tanto la distancia recorrida por la cremallera será:

$$D = \frac{14}{0.183} = 76.5 \text{ mm}$$

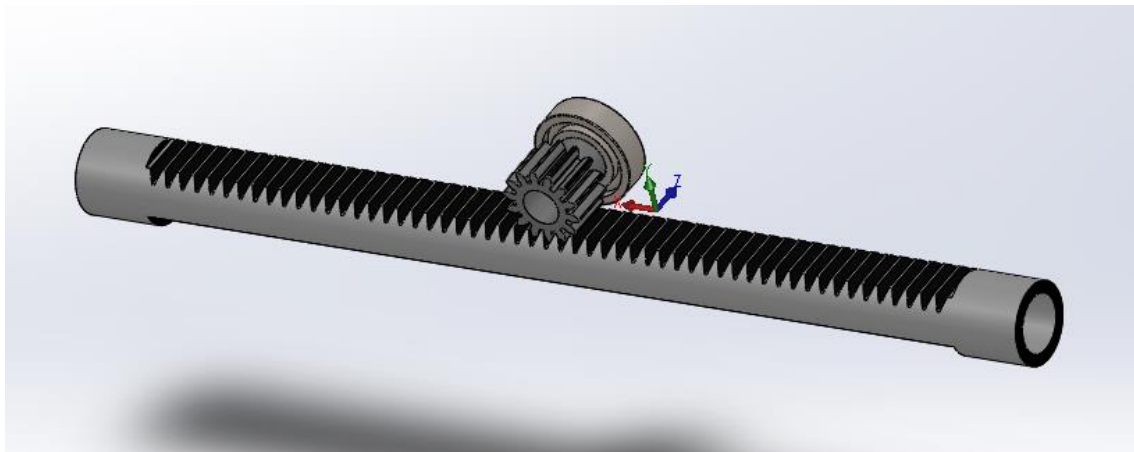


Ilustración 33 Detalle del ensamblaje mediante SolidWorks

Para ser capaz de montar toda la caja de dirección en el chasis se diseñará una cubierta la cual por un lado irá atornillada al chasis y por el lado contrario se acoplará la cremallera actuando como una guía corredera permitiendo así mover a ésta longitudinalmente.

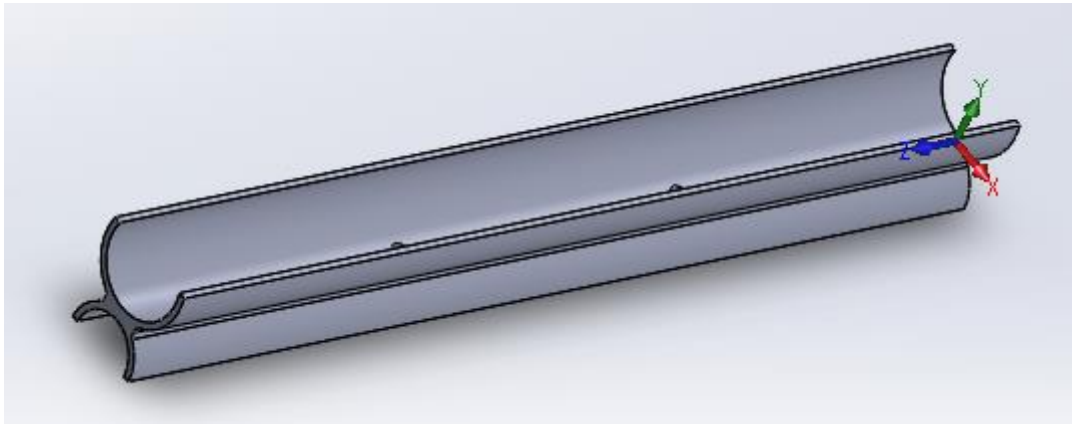


Ilustración 34 Diseño Alojamiento de Piñón cremallera mediante SolidWorks

Ya que la caja de dirección está sometida a diferentes tipos de cargas tanto de tracción como de compresión y torsión, el material que ha elegido para su construcción es un acero al carbono SAE 1045 y además será sometido a un caso endurecido tratamiento de materiales para apoyar los esfuerzos más grandes.

- Tirantes

Para poder diseñar los tirantes se han de tener en cuenta las medidas del eje delantero. Para poder determinar las medidas del eje delantero que cuadran mejor para el caso de este proyecto se va a aplicar el principio de Ackerman, donde los ángulos de rotación, la batalla y el eje delantero están relacionados.

- La medida de la batalla elegida para este proyecto tiene una longitud de 1650 mm
- Para el ángulo de rotación de la curva interna se ha establecido un valor de 32°.

Por lo tanto, de acuerdo con el principio de Ackerman y estipulando que para un automóvil el radio de rotación R suele ser dos veces la batalla de éste ($2b$),

entonces:

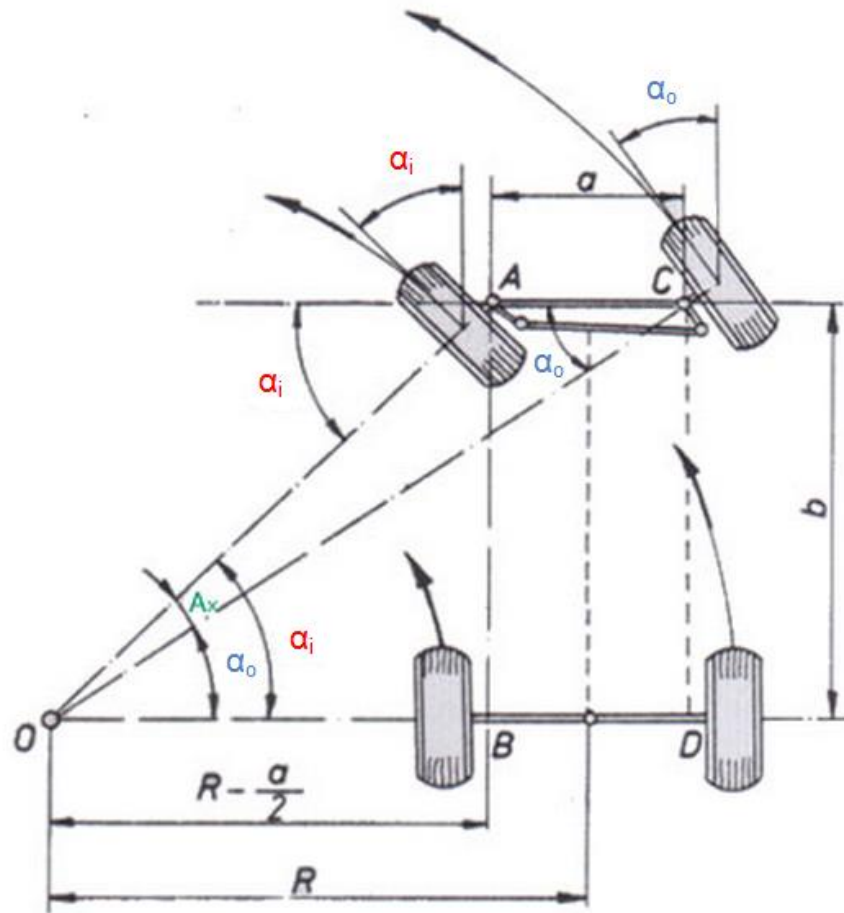


Ilustración 35 Principio de Ackerman

$$\tan(\alpha_i) = \frac{2b}{4b - a}$$

$$\tan(\alpha_o) = \frac{2b}{4b + a}$$

Dónde,

b: Batalla

a: Eje delantero

R: Radio de Rotación

α_i : Ángulo de la rueda en curva interna

α_o : Ángulo de la rueda en curva externa

Entonces para el cálculo del eje delantero se usará la ecuación que corresponde al ángulo de la curva interna.

$$a = \frac{4 \times 1650 \times \tan(32) - 2 \times 1650}{\tan(32)} = 1318 \text{ mm}$$

Una vez obtenido este valor y sabiendo que las medidas longitudinales de la cremallera y el ángulo el cual los tirantes deberán de ser orientados, será fácil obtener los valores de las medidas de los tirantes.

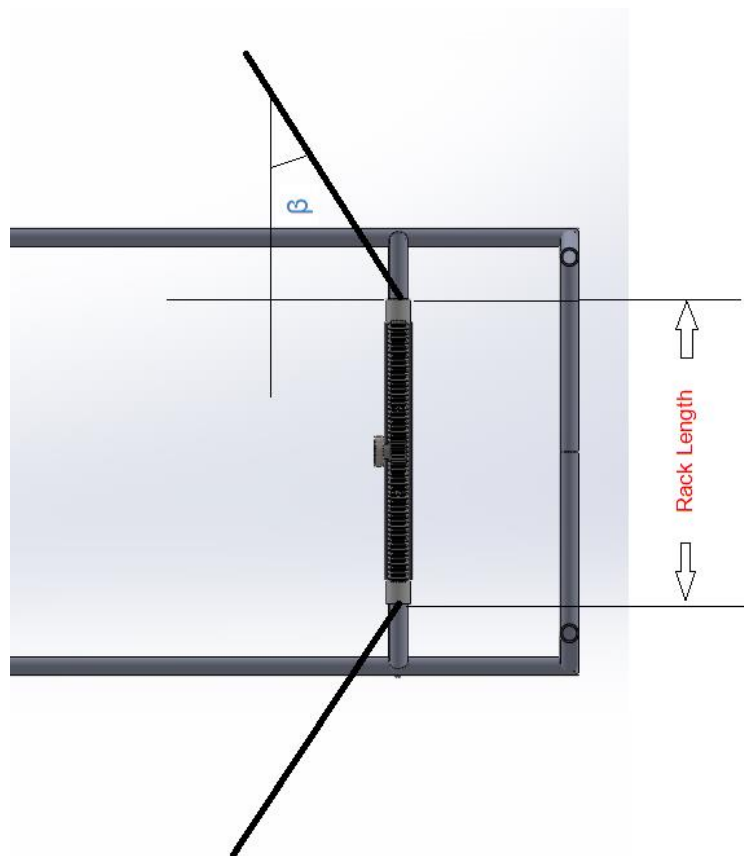


Ilustración 36 Disposición de los Tirantes

Por lo tanto con una longitud de 394mm de la cremallera y un valor de ángulo β de 20° la longitud de cada tirante con las rótulas acopladas es de 492mm lo que significa que la distancia puede variar cambiando la distancia atornillada de cada rótula.

El primer modelo creado para los tirantes consiste en un tubo hueco con un diámetro interior de 10 mm y un diámetro externo de 13 mm, donde en ambos

extremos ha sido fabricado con formas hexagonales con el fin de roscar el diámetro interior y así poder atornillar las rótulas a estos con el fin de poder modificar las longitudes de los tirantes.

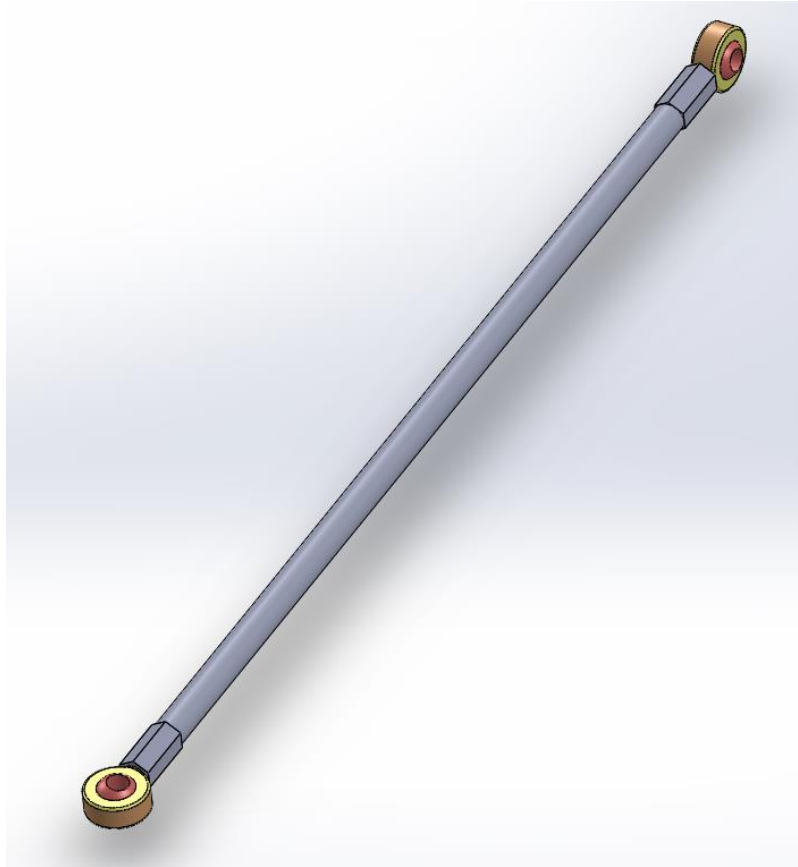


Ilustración 37 Diseño y ensamblaje de Tirante con Rótulas mediante SolidWorks

Las cargas y los esfuerzos que están sometidos los tirantes son de compresión y tracción, por lo tanto, el material elegido para construir este elemento es un 1023 de acero AISI / SAE con un tratamiento superficial con el fin de evitar y protegerlos contra los efectos de la corrosión.

- Mangueta

La mangueta es el elemento encargado de unir los brazos de suspensión a las ruedas, los frenos de disco, el eje de transmisión y hace posible el movimiento de las ruedas a través del sistema de dirección a través de los brazos de dirección. Por supuesto, ésta está en una posición estática mientras la rueda gira.

La mangueta está sometida a movimientos violentos y golpes, por eso tiene que estar diseñada para ser rígido y resistente para superar todos los problemas en la pista.

El modelo de mangueta diseñado para este proyecto se muestra en la siguiente imagen:

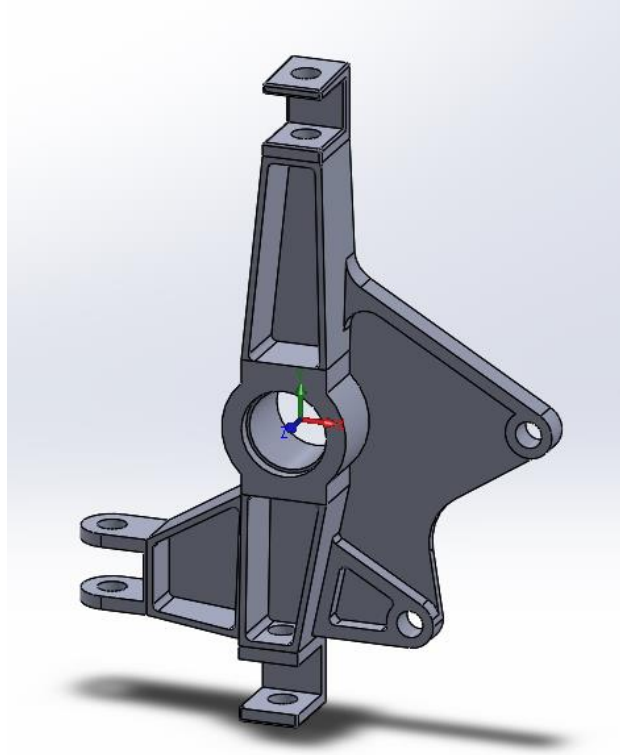


Ilustración 38 Diseño de Mangueta mediante SolidWorks

Para poder dejar la mangueta en una posición estática ésta está unida por su agujero central al eje rotación que está conectado al disco de freno y la llanta de la rueda. El eje de rotación está conectado al eje de transmisión o el eje de rotación de las ruedas y a diferencia de la mangueta, está girando. Ya que el eje de rotación está girando, para poder dejar la mangueta estática ambos están acoplados mediante rodamientos entre sí. El eje de rotación diseñado en este proyecto se muestra en la siguiente imagen, así como el freno de disco de la rueda, la rueda y finalmente el ensamblaje de todos los elementos:

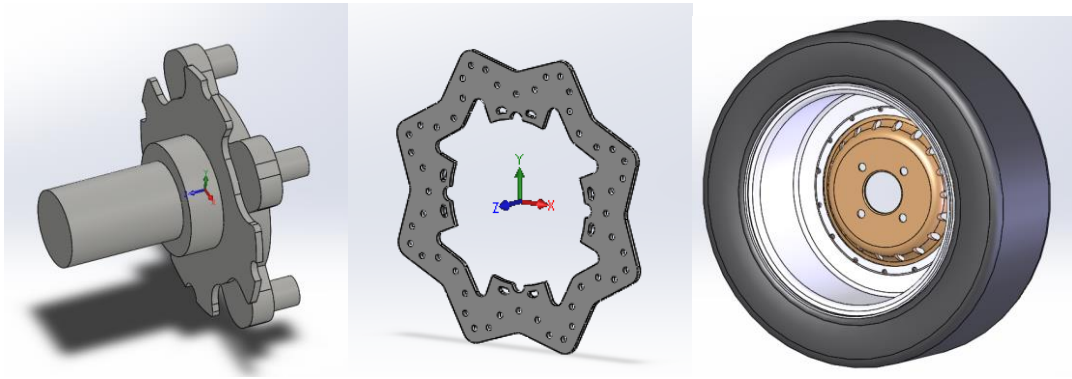


Ilustración 39 Izquierda: hub, Medio: Disco de Freno, Derecha: llanta y neumático



Ilustración 40 Ensamblaje de la rueda mediante SolidWorks

- Brazos de dirección

Los brazos de dirección son el elemento del sistema de dirección que está conectado por un lado a los tirantes y por el otro lado a la mangueta. Esta parte es la encargada de convertir el movimiento realizado por los tirantes en el movimiento de las ruedas. Como se ha mencionado antes de este movimiento se realiza siguiendo el principio de Ackerman para permitir que cada rueda del

eje delantero gire con ángulos diferentes con el fin de tomar las curvas correctamente.



Ilustración 41 Trapecio de Jeantaud

Para este proyecto se ha determinado que los brazos de dirección serán parte de la mangueta, es decir, en vez de acoplar unos a la mangueta, la mangueta estará provista de éstos.

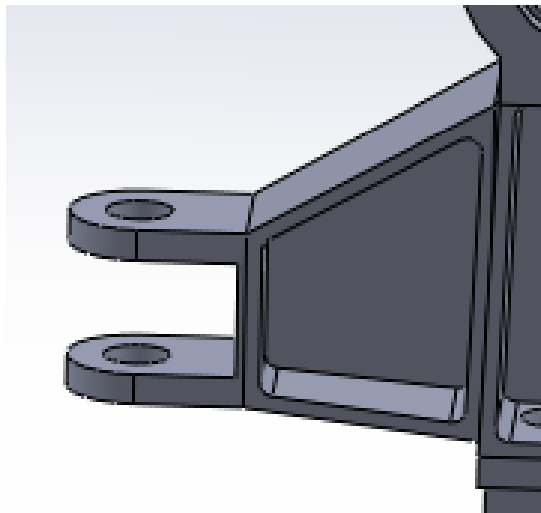


Ilustración 42 Diseño de brazo de Dirección en Mangueta mediante SolidWorks

Las cargas y tensiones a las que los brazos de dirección están sometidos son de tracción y compresión en las orejetas.

- Dispositivo de conexión/desconexión rápida

Este elemento es el encargado de unir el volante con la columna de dirección y desacoplarlos rápidamente cuando sea necesario.

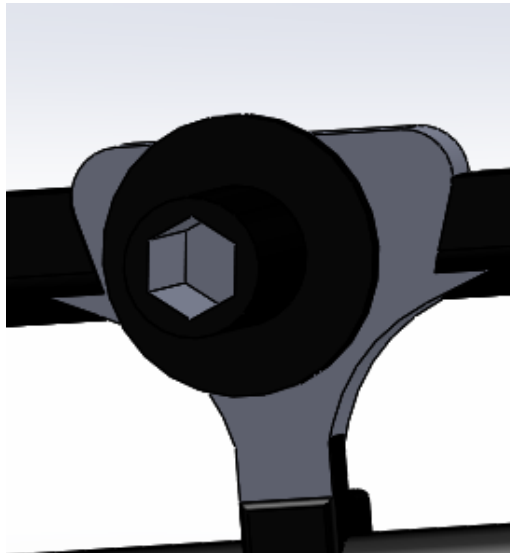


Ilustración 43 Diseño de Mecanismo de Conexión-Desconexión

Ya que éste es un elemento comercial se mostrarán a continuación diferentes opciones. Es importante tener en cuenta que hay diferentes sistemas para acoplar volante – columna de dirección, con lo que se escogerá el modelo que satisfaga mejor para este proyecto.

- Sistema de desconexión RTQ3
 - Precio: 150 €



Ilustración 44 RTQ3

- Sistema de desconexión STRQ-1000
 - Precio: 90 €



Ilustración 45 STRQ-1000

La diferencia que existe entre ambos es el peso pero ya que no hay una gran diferencia se escogerá la segunda opción para ahorrar dinero.

- Junta universal o Cardan

Este tipo de junta se utiliza comúnmente en la industria del automóvil; especialmente para diseñar las columnas de dirección ya que permite cambiar la dirección del ángulo de la columna de dirección y al mismo tiempo para mantener el mismo par de torsión entre los elementos unidos a través de la columna de dirección. Se le conoce como junta Cardan también.

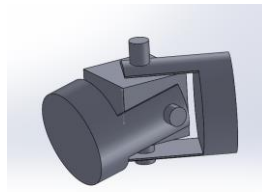


Ilustración 46 Diseño de junta Universal mediante SolidWorks

El precio de este elemento es de 40 €.



Ilustración 47 Junta universal (Cardan)

- Rótulas

Las rótulas son los elementos encargados de permitir oscilaciones producidas por la dirección y seguir así conectando las diferentes partes en distintos planos.

La rotula consiste en dos partes:

- La bola a través de la cual se puede cambiar la orientación en distintos planos

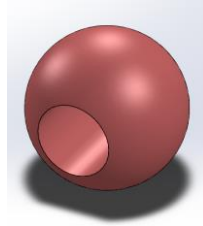


Ilustración 48 Diseño de la Bola de la Rótula mediante SolidWorks

- El perno que es el que conecta un elemento a través de su vástago roscado con otro elemento a través de la bola.

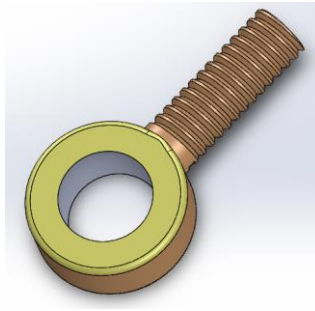


Ilustración 49 Diseño de el perno de la Rótula mediante SolidWorks

En la siguiente imagen se muestran como el tirante está unido al brazo de dirección a través de una rótula:



Ilustración 50 Rótula

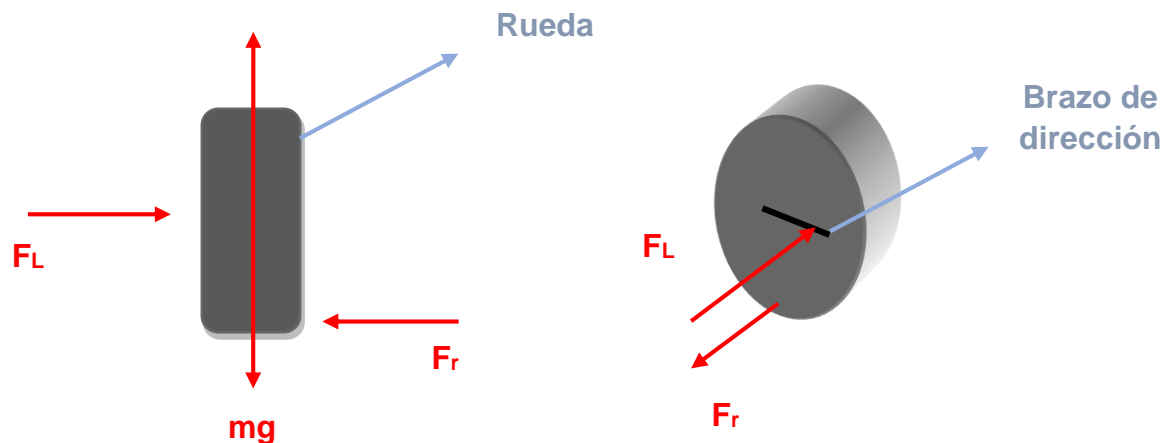
CÁLCULOS

Cálculos para la obtención de tensiones y fuerzas:

Es muy importante tener en cuenta la fuerza necesaria que el conductor tiene que aplicar a través del sistema de dirección para girar las ruedas, ya que el movimiento del volante crea una fuerza de fricción en las ruedas cuando estas se mueven la cual hay que vencer.

Con el fin de calcular esta fuerza es necesario saber cuándo se llevará a cabo el valor más alto. El valor más alto se producirá cuando el coche esté detenido y el conductor gire el volante.

Las fuerzas que aparecerán en cada rueda serán:



Dónde,

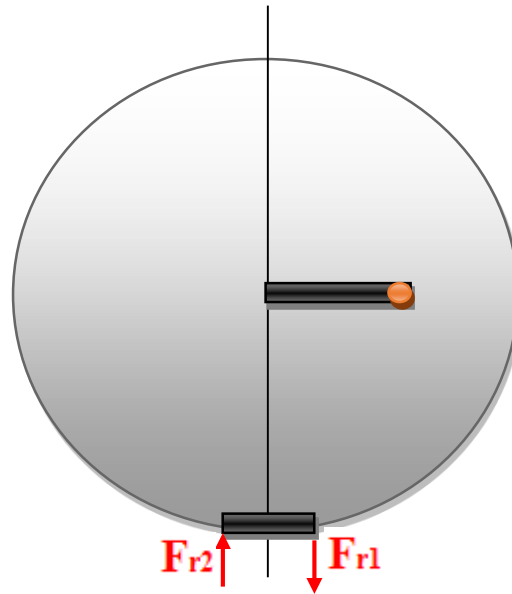
F_r = Fuerza de fricción

mg = Peso

F_L = Fuerza lateral

N = Normal

Puesto que la parte del neumático que está apoyando en el suelo no es sólo un punto, la fuerza de fricción se puede representar como se muestra en la imagen siguiente:



Como se puede apreciar en la imagen de arriba el rectángulo negro del centro de la rueda es el brazo de la dirección y el punto rojo es el punto de aplicación de la fuerza lateral producida al girar las ruedas, la distancia del brazo de dirección desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el centro de la rueda es R_s . El rectángulo negro inferior representa la zona de contacto entre el neumático y el suelo y la F_{r1} y F_{r2} son las fuerzas de fricción que aparecen al girar las ruedas. La distancia al centro de la línea central vertical hasta F_{r1} y F_{r2} es $R1$ y $R2$ respectivamente.

F_{r1} y F_{r2} tienen el mismo valor pero diferente sentido y sus distancias al centro de la línea vertical central de la rueda tienen también el mismo valor, donde:

$$F_{r1}=F_{r2}=F_r$$

$$r1=r2=r$$

Para poder imprimir un cambio de dirección sobre la rueda, la fuerza lateral tendrá que ser ligeramente más grande que la fuerza de fricción producida por el contacto entre la rueda y el suelo. Por lo tanto la aplicando la segunda ley de Newton a nuestra rueda tenemos las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_x = 0; F_L - F_r = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0; N - mg = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_y = 0; F_L \times 2F_r \times r = 0 \quad (3)$$

De la ecuación 1 tenemos:

$$FL=Fr$$

De la ecuación 2 tenemos:

$$N=mg$$

Para comenzar el cálculo es importante conocer el peso del coche para saber cuánto peso soporta cada rueda. A partir de la información estudiada sobre los coches de la Formula Student, el peso que suelen tener es de alrededor de 250 Kg, sin tener en cuenta el peso del conductor. En este caso se considerará un peso de 300 Kg con el fin de sobredimensionar las medidas por motivos de seguridad. Para establecer un peso del conductor tomaremos el peso del autor del proyecto, que es de 73 Kg, pero por las mismas razones de seguridad adoptadas antes, del peso estimado será de 80 Kg. Por otro lado el peso que soportan las ruedas delanteras en estos coches suele ser de un 45% del peso total.

Por lo tanto,

$$(300Kg + 80Kg) \times \frac{45}{100} = 171 Kg$$

Entonces cada rueda soportará un peso de:

$$\frac{171}{2} = 85.5 \text{ Kg}$$

$$85.5 \text{ Kg} \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 838.755 \text{ N}$$

Finalmente,

$$N=838,755 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza de fricción es usada la siguiente formula:

$$Fr = \mu \times N$$

Dónde μ es el coeficiente de fricción el cual suele tener valores comprendidos entre 0.8 y 0.9 pero una vez mas, debido a razones de seguridad se tomará un valor de $\mu=1$, con lo que:

$$Fr = 1 \times 838,755 = 838,755 \text{ N}$$

De la ecuación 1 que se encuentra anteriormente, se extrae que $Fr=FL$, entonces:

$$T = F_L \times r_{\text{piñón}}$$

Si se establece un diámetro de piñón de 24mm el par aplicado a este tendrá un valor de:

$$T = 838,755 \times 12 = 10065,06 \text{ N mm}$$

Es par es el par que el piñón es recibiendo el cual es transmitido a través de la columna de dirección cuando el conductor aplica un giro mediante el volante.

Para calcular la torsión que la columna de dirección está recibiendo, se usa la siguiente fórmula:

$$\tau_{\max} = \frac{T \times r}{J}$$

Dónde,

T: Para sobre la columna de dirección

r: radio de la columna de dirección

j: Momento de inercia para un tubo hueco

Para calcular el momento de inercia de un tubo hueco se usa la fórmula que se muestra a continuación:

$$J = \pi \times \frac{\frac{D^4}{16} - \frac{d^4}{16}}{4}$$

En el caso de este proyecto la columna de dirección tendrá un valor de diámetro externo de 17mm. Para el primer modelo de columna de dirección se tomará un valor de grosor de 1mm de pared por lo que el diámetro interno tendrá un valor de 16mm.

$$J = \pi \times \frac{\frac{17^4}{16} - \frac{16^4}{16}}{4} = 882,83$$

Por lo tanto la torsión que soporta el volante es:

$$\tau_{\max} = \frac{10065,06 \times 8,5}{882,83} = 96,9MPa$$

Introducción de datos en Solidworks y resultados

Una vez obtenidos los resultados de la tensiones y cargas que soportan los elementos del sistema de dirección se procederá a la introducción de estos a cada elemento de del sistema mediante SolidWorks.

Por lo tanto los elementos que van a ser analizados para ver su comportamiento son los siguientes:

- Mangueta
- Tirantes
- Piñón
- Cremallera
- Columna de dirección

Mangueta

Para poder proceder a la simulación mediante SolidWorks la cual determinará si las medidas que se han determinado para la mangueta son correctas será necesario introducir una serie de parámetros y características que son intrínsecas a este elemento.

MATERIAL

El primer parámetro a introducir es el material. En el caso de este proyecto se ha seleccionado para la mangueta un acero SAE 1015 el cual tiene las siguientes propiedades:

Composition

Element	Weight %
C	0.13-0.18
Mn	0.30-0.60
P	0.04 (max)
S	0.05 (max)

Mechanical Properties

Properties		Conditions	
		T (°C)	Treatment
Density ($\times 1000 \text{ kg/m}^3$)	7.7-8.03	25	
Poisson's Ratio	0.27-0.30	25	
Elastic Modulus (GPa)	190-210	25	
Tensile Strength (Mpa)	386.1	25	annealed at 870°C more
Yield Strength (Mpa)	284.4		
Elongation (%)	37.0		
Reduction in Area (%)	69.7		
Hardness (HB)	111	25	annealed at 870°C more
Impact Strength (J) (Izod)	115	25	annealed at 870°C more

Thermal Properties

Properties		Conditions	
		T (°C)	Treatment
Thermal Expansion ($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	11.9	0-100 more	

CONDICIONES DE ENTORNO

El siguiente paso es determinar las cargas y restricciones de la mangueta.

Como se puede apreciar en la imagen de debajo, la carga aplicada tiene un valor de 838.755N la cual está aplicada en los agujeros donde los tirantes están conectados a través de las rótulas. La dirección de la carga seleccionada es perpendicular a la mangueta ya que este será el peor escenario posible.

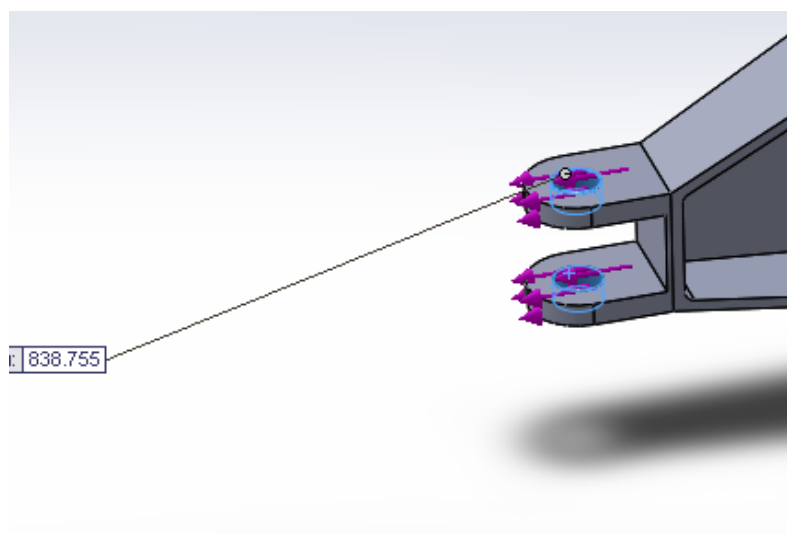


Ilustración 51 Distribución de cargas en Mangueta mediante SolidWorks

Las restricciones mostradas en la imagen inferior, son aplicadas en las orejetas superior e inferior donde van alojados los brazos de suspensión, también se han colocado restricciones o anclajes en el eje central permitiendo el giro del mismo. En las orejetas donde van alojados los brazos de suspensión se han elegido restricciones tipo bisagra en el eje central las restricciones son fijas.

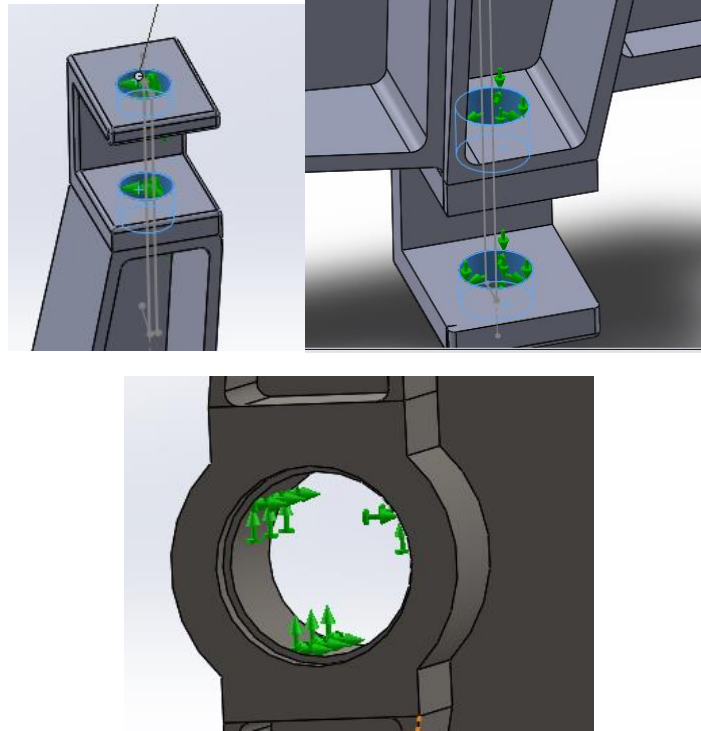


Ilustración 52 Distribución de Restricciones en mangueta mediante SolidWorks

El siguiente paso es la elección de la malla adecuada necesaria para que el programa halle los resultados.

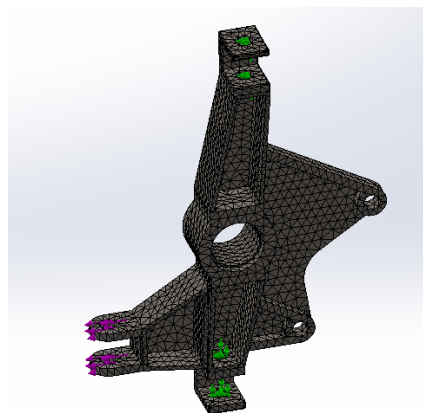


Ilustración 53 Mallado en Mangueta mediante SolidWorks

Para poder comprobar que el diseño del área de la mangueta que está conectada a los tirantes a través de las rótulas es adecuado y, que por lo tanto, soportará las tensiones y cargas a la que está sometida, es necesario fijarse en los diagramas que son mostrados a continuación y donde se incluye una explicación a cerca de estos. Los diagramas que se han elegido para comprobar que el diseño es adecuado son: El diagrama de las tensiones de Von-Misses, El de deformación unitaria y finalmente el diagrama que muestra el coeficiente de seguridad.

DIAGRAMA DE TENSIONES DE VON-MISSES

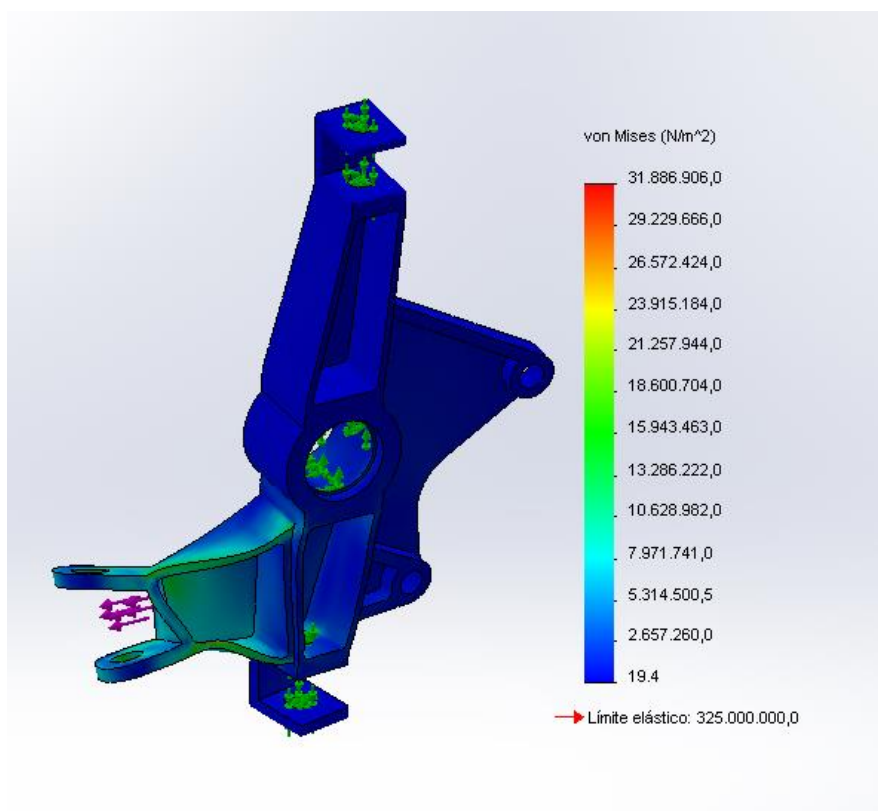


Ilustración 54 Diagrama de Tensiones de Von-Misses en SolidWorks

En este diagrama es posible apreciar las diferentes distribuciones de las tensiones a lo largo de la mangueta causadas por la fuerza ejercida por los tirantes cuando se aplica un giro con el volante.

Por lo tanto, de acuerdo con el diagrama de Von-Misses, se puede apreciar que el área donde los tirantes van conectados, sufren las mayores tensiones lo cual es obvio. Además, echando un vistazo a la escala de tensiones localizada a la

derecha de la imagen, el máximo valor de tensión alcanzado es de 28.000.000 N/m² donde el limite elástico del material que tienen que ser fabricado tiene un valor de 284.4MPa o lo que es lo mismo de 284.400.000 N/m² lo que quiere decir que la mangueta soportará las tensiones donde el tirante está ejerciendo la carga.

DIAGRAMA DE DEFORMACIÓN UNITARIA

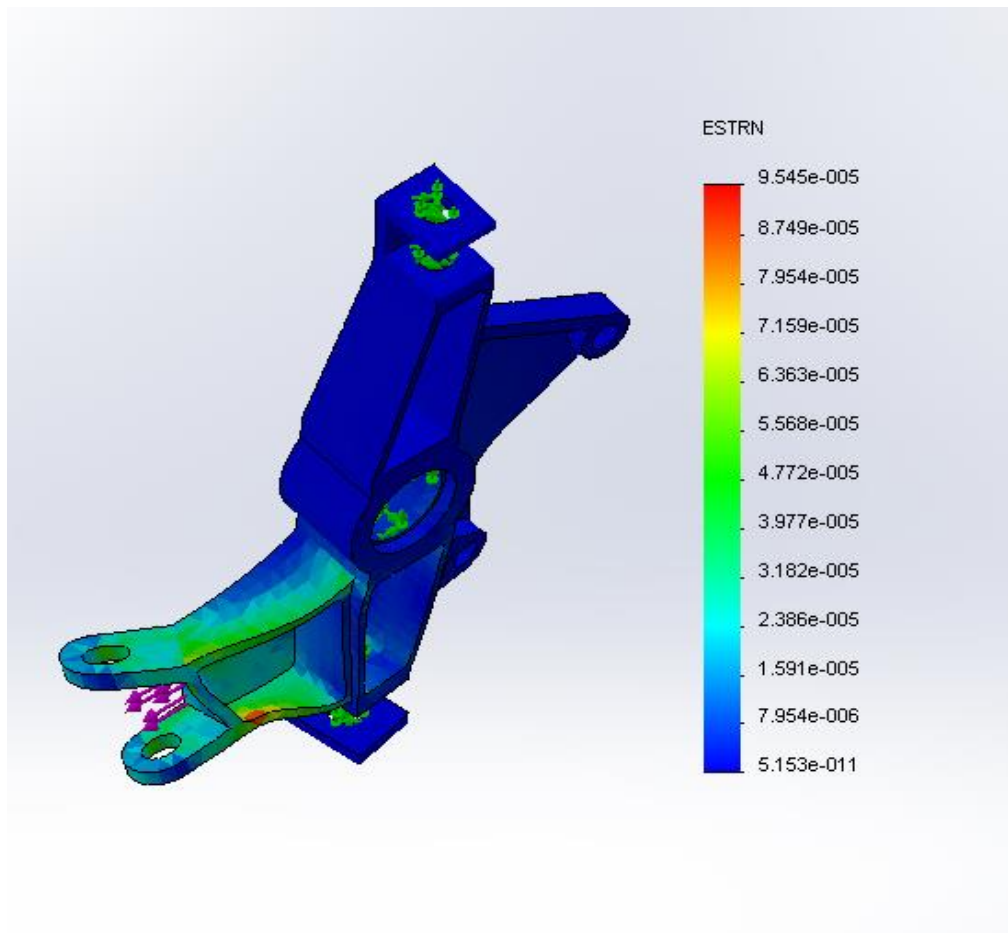


Ilustración 55 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks

La imagen de arriba muestra el diagrama de deformaciones unitarias que es el cambio en tamaño o forma que un cuerpo, debido a las tensiones internas, experimenta al aplicársele distintas cargas. Los valores de deformación no tienen unidades.

Lo que se puede observar mirando esta imagen es que el área de la mangueta que está sufriendo más deformación no llegará a una deformación suficiente que afecte a los elementos que están conectados a esta área. Además otro aspecto

a considerar es que la deformación sufrida debido a las tensiones no será plástica ya que la máxima tensión recibida es menor que el límite elástico como se ha comentado arriba, y por lo tanto el eje que sufre la deformación retornará a su forma inicial después de la aplicación de las cargas.

El máximo valor de deformación es de $8,8 \cdot 10^{-5}$ valor que no afecta al correcto ensamblaje del conjunto final.

DIAGRAMA DE COEFICIENTE DE SEGURIDAD

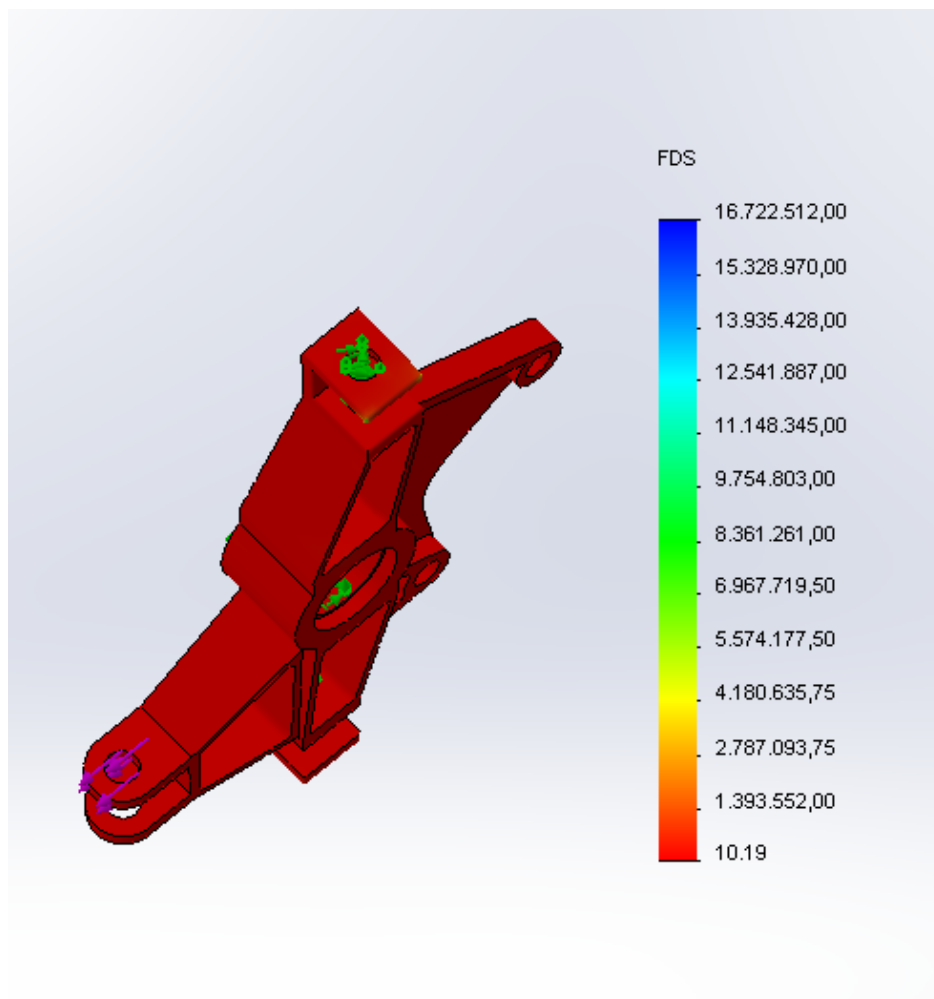


Ilustración 56 Diagrama de Coeficiente de Seguridad en Solid Works

Finalmente, para mostrar que el diseño de la mangueta es correcto, se discutirá el diagrama situado arriba el cual muestra el coeficiente de seguridad de la mangueta después de aplicársele las cargas. El factor o coeficiente de seguridad es el ratio entre el valor de la máxima capacidad del sistema entre el valor real

sufrido por este, en otras palabras, el ratio entre el límite elástico y la tensión real que a la que es sometido éste.

Po lo tanto, se puede observar que el factor de seguridad de 10 lo que quiere decir que la mangueta está soportando un valor de tensión 10 veces más pequeño que la tensión que podría soportar antes de sufrir una deformación plástica.

Aunque el factor de seguridad es muy grande, no se ha diseñado otro modelo de mangueta con la que se podría reducir o aligerar un poco el peso, ya que teniendo en cuenta que la mangueta también tiene que soportar las cargas producidas por los frenos y las suspensiones, las cuales no se han tenido en cuenta, y que podrían reducir el factor de seguridad.

Tirantes

MATERIAL

Element	Content (%)
Iron, Fe	99.06-99.51
Manganese, Mn	0.30-0.60
Carbon, C	0.19-0.25
Sulfur, S	≤ 0.050
Phosphorous, P	≤ 0.040

Mechanical Properties	Metric
Tensile strength	425 MPa
Yield strength	360 MPa
Shear modulus	80.0 GPa
Bulk modulus	140 GPa
Elastic modulus	190-210 GPa
Poisson's ratio	0.27-0.30
Elongation at break	15%
Reduction of area	40%
Hardness Brinell	121
Hardness, Knoop	140
Hardness, Rockwell B	68
Hardness, Vickers	126
Machinability	65

CONDICIONES DE ENTORNO

Como se ha explicado antes, las condiciones de entorno, se mostrarán a continuación en las imágenes sacadas de la simulación, las cargas y restricciones necesarias para lanzar la simulación de la barra tirante cuando está sufriendo los esfuerzos.

Las cargas están aplicadas en una cara de los tirantes como una fuerza axial y su valor es de 838.755 N que es la misma fuerza que se ha aplicado en posición vertical ya que ambos elementos están conectados. Después podemos ver en la imagen la fuerza y el valor de ésta, aplicados en la simulación de SolidWorks.

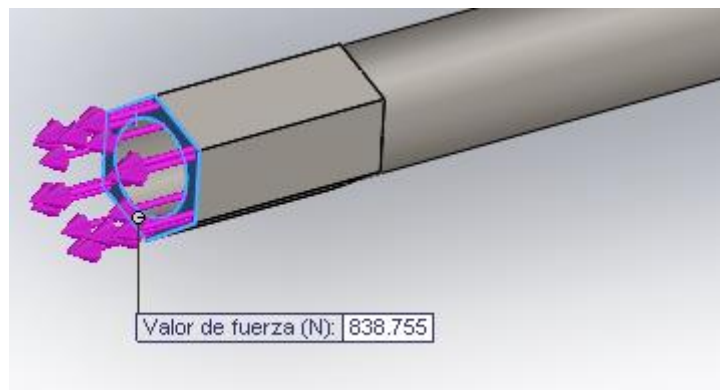


Ilustración 57 Distribución de Cargas del Tirante en SolidWorks

El siguiente paso es aplicar las restricciones. Como se muestra en la figura inferior, las restricciones están aplicadas en el lado contrario de donde se han aplicado las fuerzas en el tirante. Esto se ha hecho para simular el efecto que sufre el tirante cuando la rueda está tomando una curva. La restricción elegida es un empotramiento.

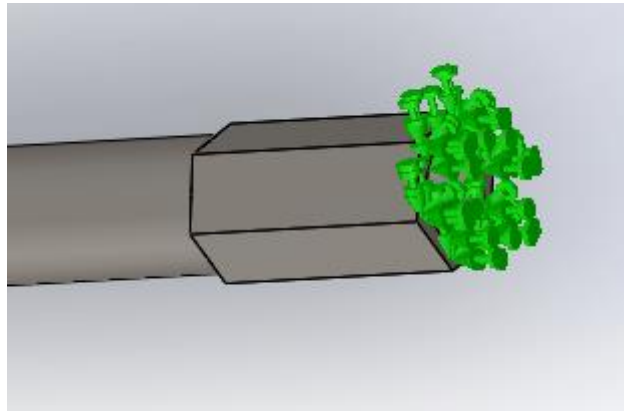


Ilustración 58 Distribución de Restricciones del Tirante en SolidWorks

El paso final antes de comenzar los cálculos de la simulación que determinarán si el diseño es correcto, es configurar la malla como se puede observar en la siguiente imagen. Además, en la imagen podemos apreciar como las cargas y las restricciones han sido aplicadas.

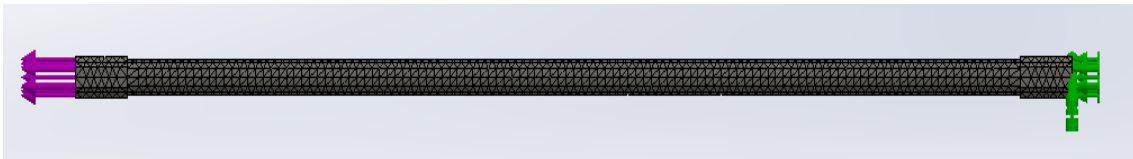


Ilustración 59 Mallado del tirante en SolidWorks

DIAGRAMA DE TENSIONES DE VON-MISSES

En la siguiente imagen se muestra los valores y la distribución de tensiones causadas por el esfuerzo axial aplicado en una cara. Es fácil apreciar que las tensiones están distribuidas a lo largo de toda la barra siendo simétricas en torno al eje Y de coordenadas y teniendo su máximo valor en la mitad de la barra.

El valor máximo de la tensión es de unos $15.000.000 \text{ N/m}^2$ y el límite elástico del material es de 360 MPa , es decir de $360.000.000 \text{ N/m}^2$.

Por lo tanto la barra tirante soportará el esfuerzo de la rueda cuando se toma una curva.

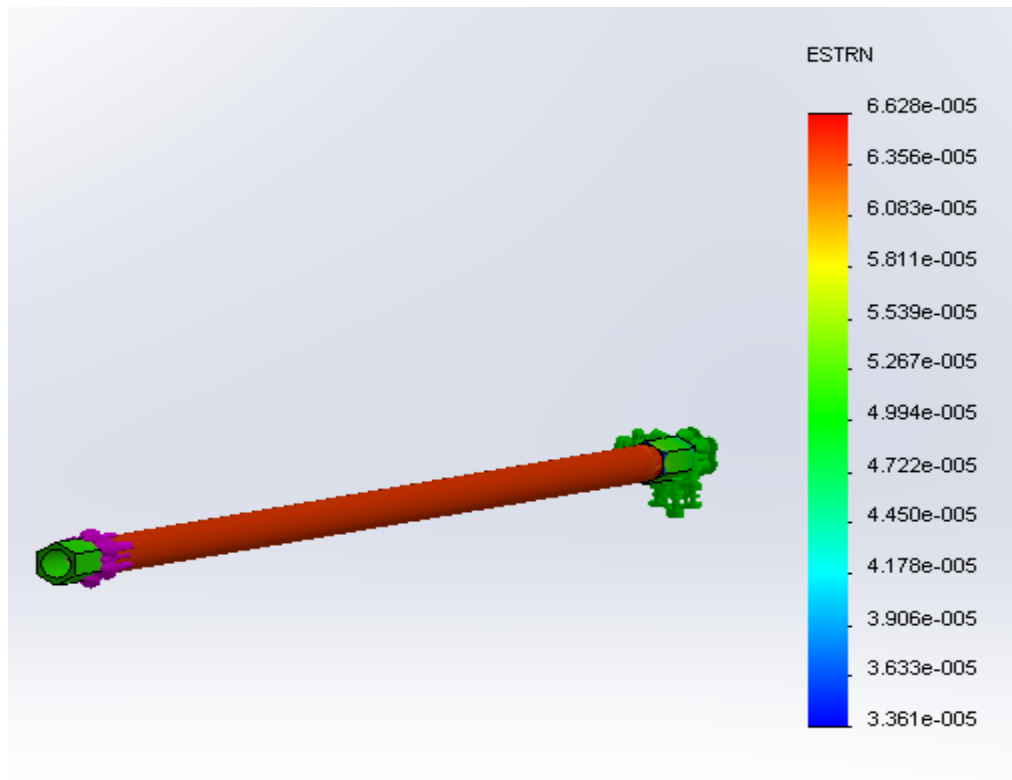


Ilustración 61 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks

DIAGRAMA DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD

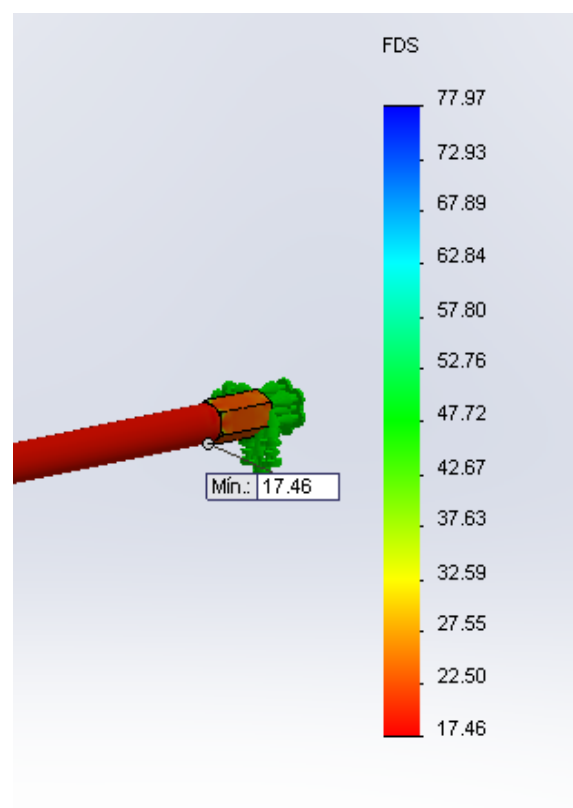


Ilustración 62 Diagrama de Coeficiente de Seguridad en SolidWorks

El mínimo valor del coeficiente de seguridad encontrado es de 17.46, esto significa que habría que aplicar una carga 17 veces mayor a la aplicada para producir un fallo en la barra durante la simulación de este proceso.

Dado que el coeficiente de seguridad del material es muy alto, es posible reducir la cantidad de material usado en la fabricación de la barra tirante, que conllevara una reducción de peso. Por tanto vamos a hacer una reducción del diámetro exterior.

Por lo tanto el segundo modelo de barra tirante tendrá un diámetro exterior de 11 mm y un diámetro interior de 10 mm siendo explicados los resultados de ésta nueva configuración en las siguientes páginas.

TENSION DE VON-MISSES

Como podemos observar en la siguiente imagen, la distribución de tensiones a lo largo del tirante es totalmente distinta a la distribución del tirante anteriormente planteado.

Los valores más altos de tensión están mostrados en rojo, y están localizados en el centro de la barra como pasaba con el anterior modelo. Obviamente las tensiones tienen una distribución simétrica incluso en las zonas donde se fijan los pernos, donde las tensiones son menores comparadas con las obtenidas en el centro, y esto es debido a la mayor sección en los extremos del tirante.

Los valores más altos encontrados en la simulación del segundo modelo del tirante son de aproximadamente $50.000.000 \text{ N/m}^2$ y como el material no ha cambiado, su límite elástico sigue siendo de $360.000.000 \text{ N/m}^2$ que es mucho mayor.

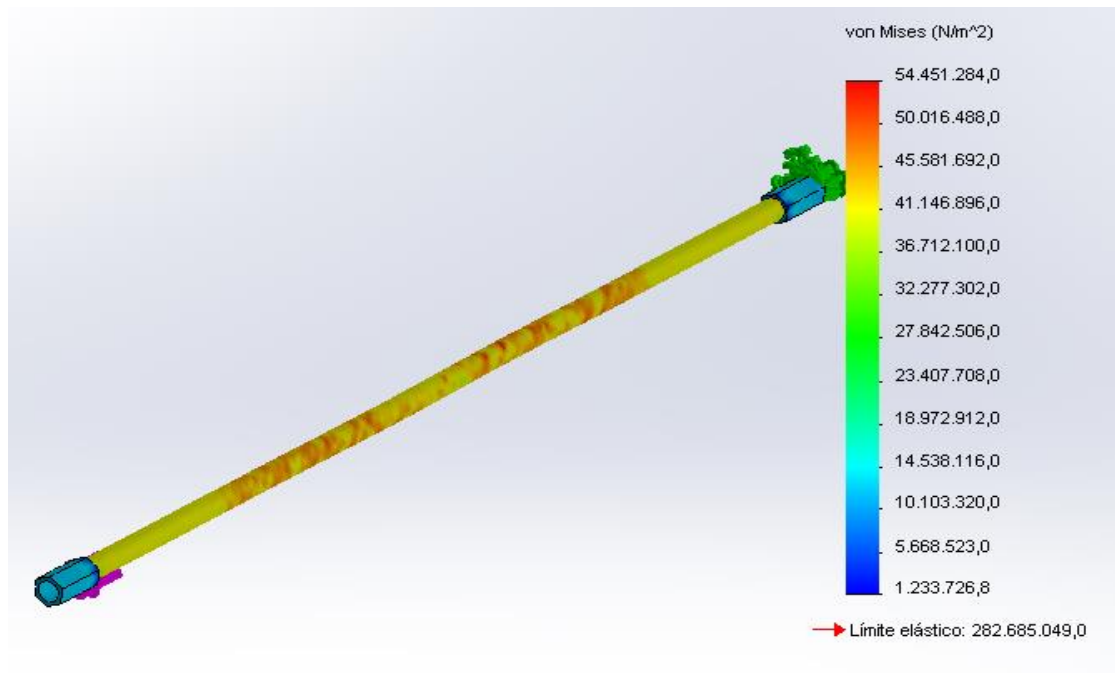


DIAGRAMA DE DEFORMACIÓN UNITARIA

Como pasaba en el diagrama de tensiones de Von-Mises, el diagrama de deformaciones unitarias del segundo modelo ha cambiado completamente respecto del modelo del tirante anterior, pero el concepto es el mismo. Los valores más altos de la deformación se encuentran a lo largo del centro de la barra.

Otro aspecto a tener en cuenta es que la deformación producida no es permanente, ya que como se puede ver en el diagrama de Von-Mises, el mayor esfuerzo producido en la barra es menor que su límite elástico, por tanto la deformación será elástica y no plástica, así que los valores encontrados son perfectamente admisibles.

Aunque los valores de deformación producidos en el segundo modelo son mayores que los producidos en el primer modelo, siguen siendo mínimos y no afectarán al conjunto.

Los mayores valores de deformación encontrados en esta simulación son de $2.200 \cdot 10^{-4}$ que como se puede observar son muy pequeños.

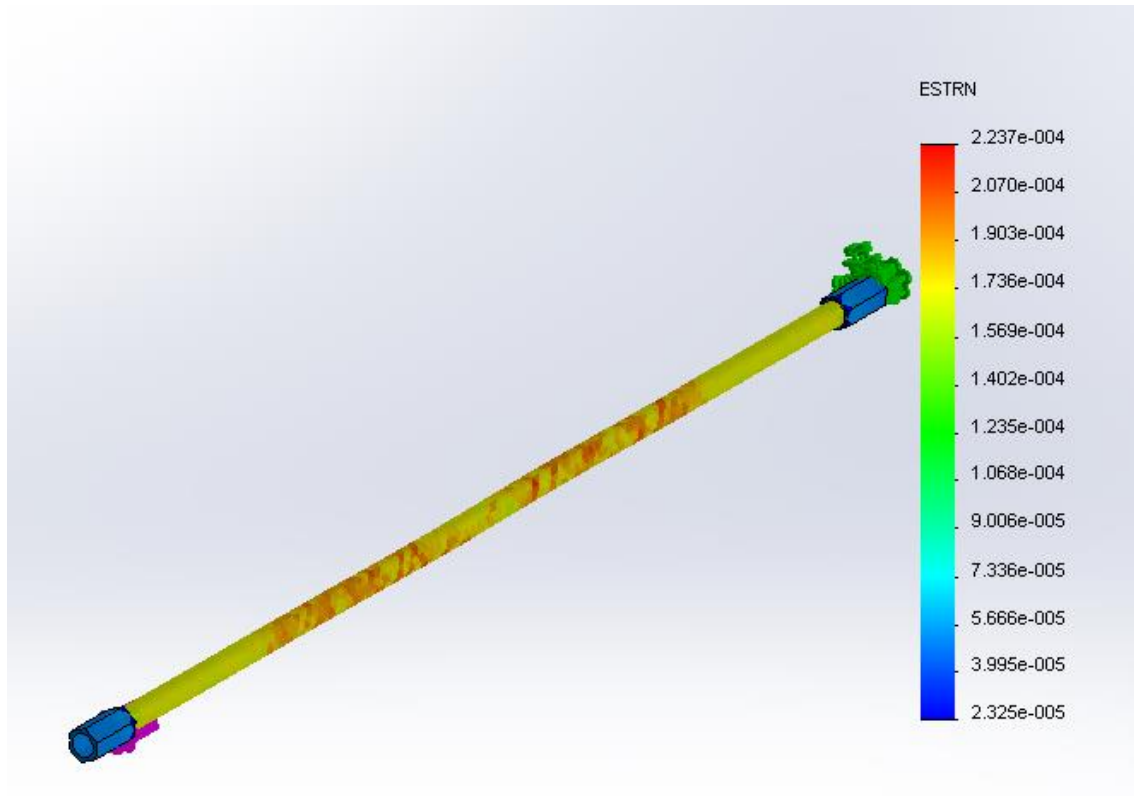


Ilustración 63 Diagrama de Tensiones de Von Mises en SolidWorks

DIAGRAMA DEL FACTOR DE SEGURIDAD

Al reducir el diámetro del tirante, buscábamos reducir tanto peso como la cantidad de material utilizado, y por tanto también hemos conseguido reducir el factor de seguridad considerablemente.

El menor valor del factor de seguridad encontrado a lo largo del tirante es de 5.19, lo que significa que podría soportar un esfuerzo 5 veces mayor del que está soportando en la simulación. Este valor es perfectamente admisible ya que tiene un margen suficiente para trabajar en las perfectas condiciones sin llegar a alcanzar ningún tipo de fallo o rotura.

Por lo tanto, reduciendo el diámetro, hemos conseguido una reducción de material que produce una mejora en términos de peso.

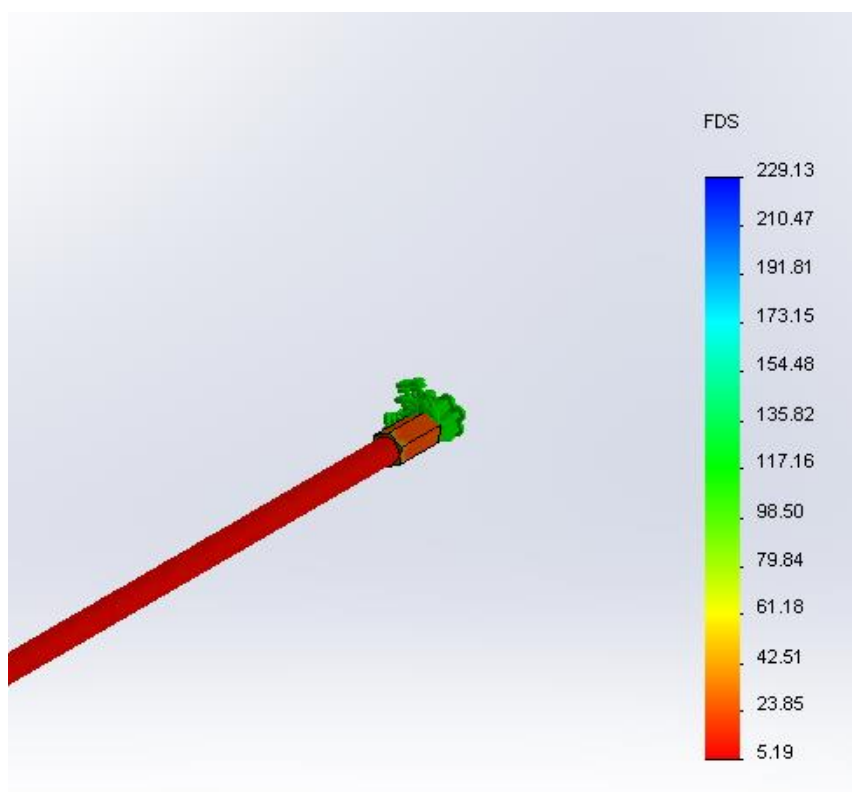


Ilustración 64 Diagrama de Coeficiente de Seguridad en SolidWorks

Cremallera

MATERIAL

Carbon steel **SAE 1045**

SAE 1045				
Chemical composition: C=0.45%, Mn=0.75%, P=0.04% max, S=0.05% max				
Property	Value in metric unit		Value in US unit	
Density	7.872	*10 ³ kg/m ³	491.4	lb/ft ³
Modulus of elasticity	201	GPa	29100	ksi
Thermal expansion (20 °C)	11.7*10 ⁻⁶	°C ⁻¹	6.5*10 ⁻⁶	in/(in* °F)
Specific heat capacity	486	J/(kg*K)	0.116	BTU/(lb*°F)
Thermal conductivity	50.9	W/(m*K)	353	BTU*in/(hr*ft ² *°F)
Electric resistivity	1.62*10 ⁻⁷	Ohm*m	1.62*10 ⁻⁵	Ohm*cm
Tensile strength (hot rolled)	565	MPa	81900	psi
Yield strength (hot rolled)	310	MPa	45000	psi
Elongation (hot rolled)	16	%	16	%
Hardness (hot rolled)	84	RB	84	RB
Tensile strength (cold drawn)	625	MPa	90600	psi
Yield strength (cold drawn)	530	MPa	76900	psi
Elongation (cold drawn)	12	%	12	%
Hardness (cold drawn)	88	RB	88	RB

CONDICIONES DE ENTORNO

A continuación se mostrarán las áreas y localizaciones de la cremallera donde las condiciones de contorno son aplicadas así como por qué han sido localizadas en éstas.

Ya que la cremallera se mueve cuando el piñón aplica una carga a través de sus dientes, estas cargas son aplicadas en dientes aleatorios a lo largo de la cremallera. El valor de esta carga es de 838,755N y como pasaba anteriormente ésta tiene el mismo valor porque el tirante está aplicando la fuerza directamente a la cremallera.

En la fotografía inferior se muestra como la carga actúa en la cremallera así como el valor de ésta.

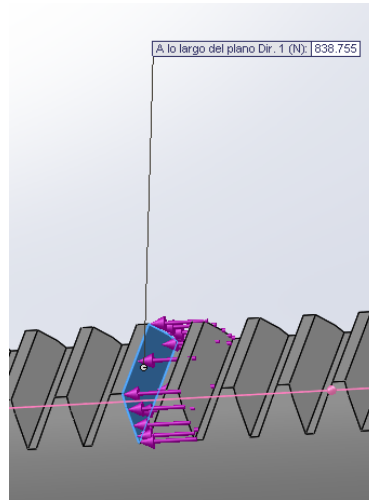


Ilustración 65 Distribución de Tensiones en Cremallera en SolidWorks

El siguiente paso a seguir con la ayuda del software SolidWorks es determinar las restricciones. En este caso, para poder simular el movimiento de la cremallera, las restricciones han sido situadas en un extremo de la cremallera simulando de esta manera la fuerza aplicada por los tirantes. El tipo de restricción escogida es fija.

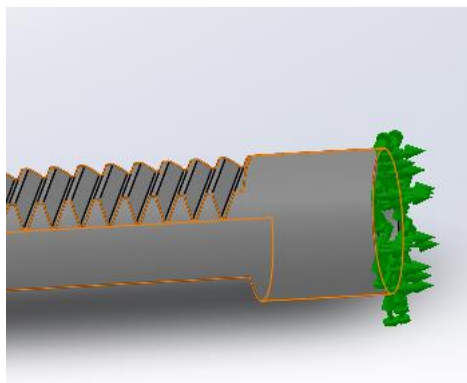


Ilustración 66 Distribución de Restricciones de la cremallera en SolidWorks

Finalmente, antes de hallar la solución es necesario seleccionar y aplicar la malla necesaria para el cálculo mediante elementos finitos, como se muestra en la imagen inferior.

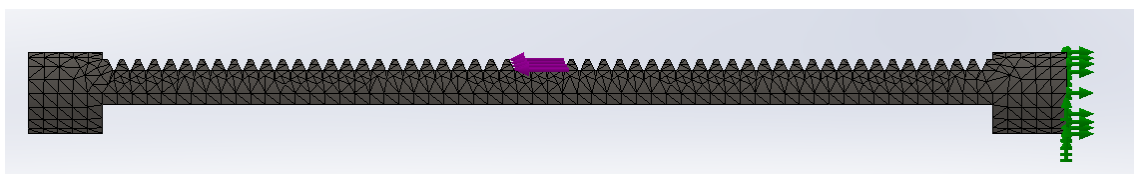


Ilustración 67 Mallado de la Cremallera en SolidWorks

DIAGRAMA DE TENSIONES DE VON-MISSES

En la imagen inferior se muestra cómo las tensiones debidas a las cargas aplicadas son distribuidas.

La aplicación de la fuerza está produciendo un incremento de las tensiones en la base de cada diente de la cremallera aunque los valores más altos se encuentran en el punto de aplicación de la carga como es lógico.

Los valores más altos de tensión encontrados son de más o menos $33.000.000 \text{ N/mm}^2$ mientras que el límite elástico del material tiene un valor de $530 \text{ MPa} = 530.000.000 \text{ N/mm}^2$ el cual es mucho mayor que la máxima tensión hallada durante la simulación.

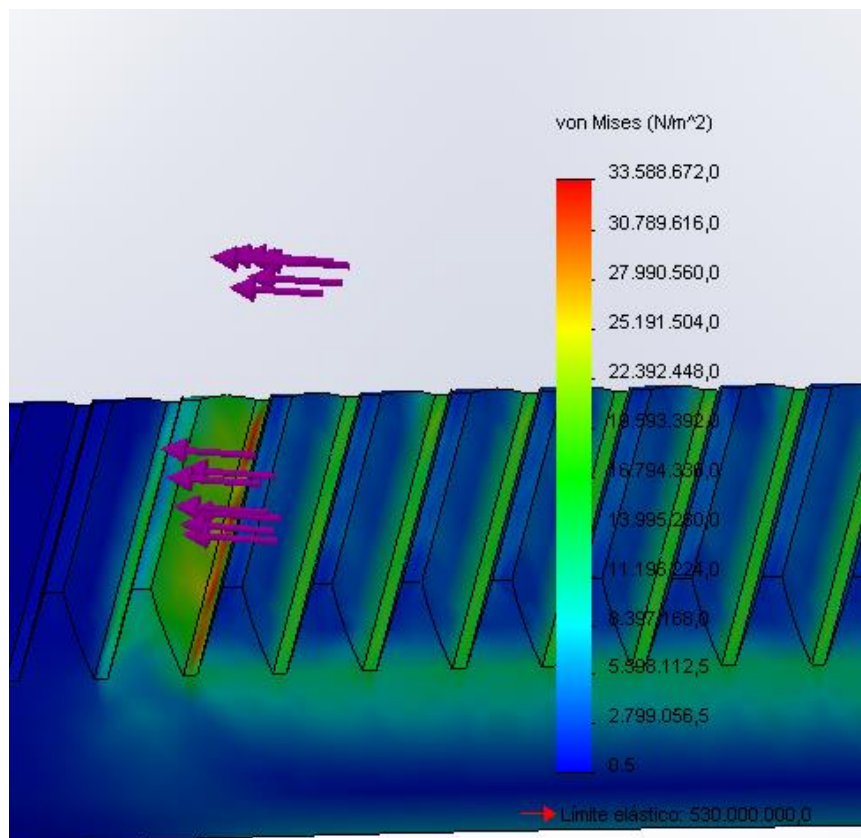


Ilustración 68 Diagrama de Tensiones de Von Mises en SolidWorks

DIAGRAMA DE DEFORMACIÓN UNITARIA

Los máximos valores de deformación encontrados a lo largo de la simulación donde están en las zonas de aplicación de las fuerzas en la cremallera.

No se producirá deformación plástica a lo largo de la cremallera ya que las tensiones halladas en la simulación no superan el límite elástico del material.

Echando un vistazo en la imagen de debajo donde se muestran la distribución y valores de la deformación producida en la cremallera, se extrae la conclusión de que los valores son tan pequeños que no afectarán en el funcionamiento del sistema piñón cremallera.

Por lo tanto se asume que la cremallera funcionara bajo especificaciones o lo que es lo mismo, que el diseño cumple su cometido.

El valor de deformación máximo que se puede observar en la imagen es de más o menos $9,5 \times 10^{-5}$ el cual es bastante pequeño como se ha mencionado anteriormente.

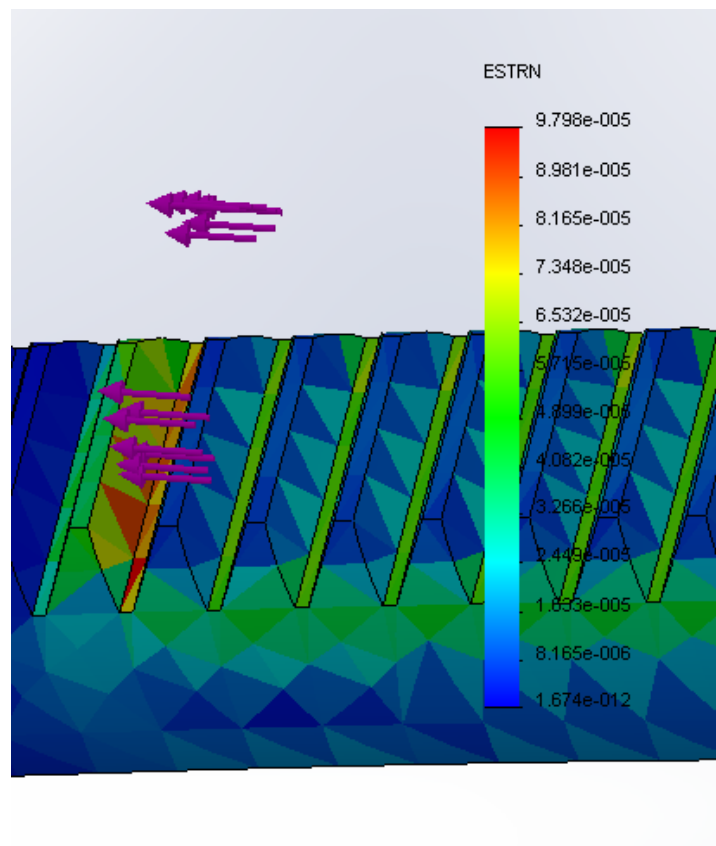


Ilustración 69 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks

DIAGRAMA DEL FACTOR DE SEGURIDAD

Como se aprecia en la imagen que muestra el coeficiente de seguridad se aprecia que el valor de éste es de 15.

Esto podría ser solucionado eligiendo un material más barato con peores cualidades elásticas, pero el material elegido para la cremallera es el recomendado por los fabricantes de cajas de dirección y además, para evitar deformaciones en los dientes, el material debe de ser el mismo que el que usa el piñón con el que engrana la cremallera.

Otra manera posible para reducir el coeficiente de seguridad es reducir la cantidad de material, pero la cremallera ha sido diseñada de manera que pueda deslizarse a lo largo de la carcasa. En conclusión este es el diseño elegido para la cremallera.

Finalmente, aunque el factor de seguridad es grande la cremallera trabajará sin problemas.

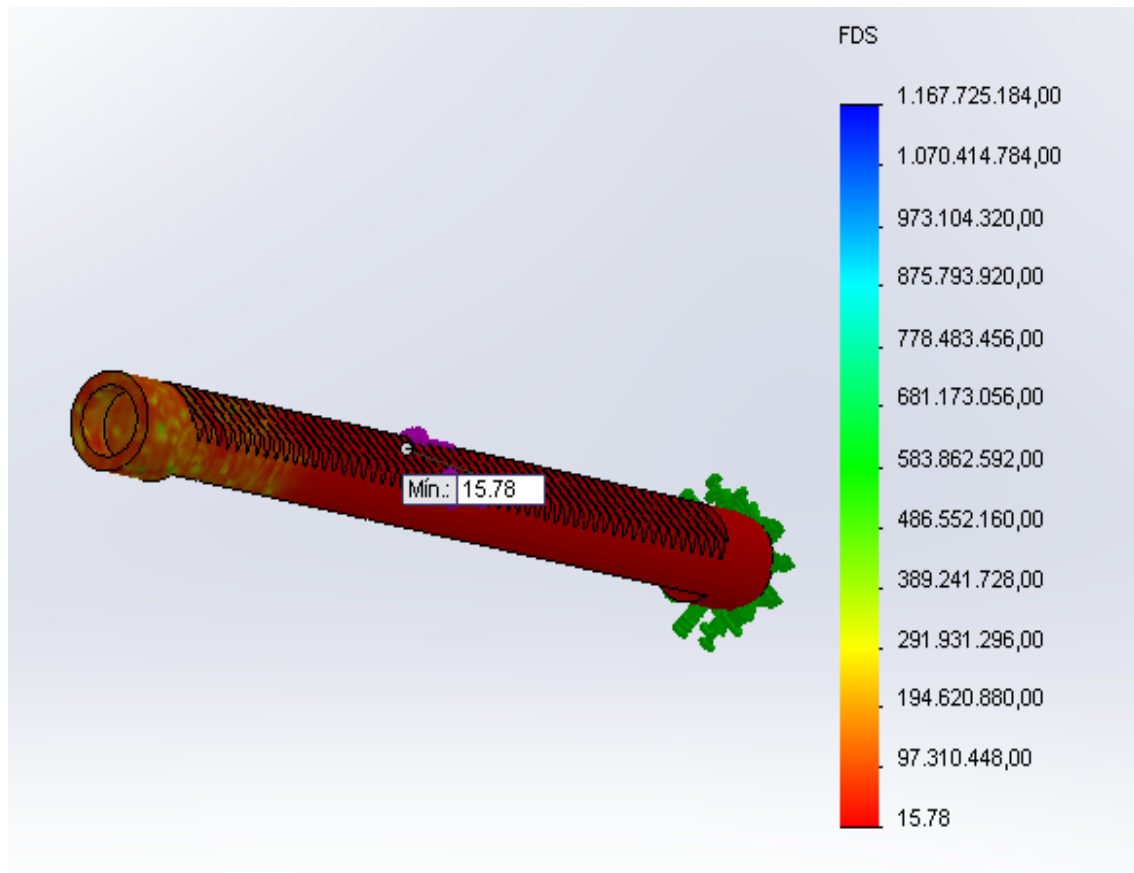


Ilustración 70 Diagrama del Coeficiente de Seguridad en SolidWorks

Piñón

MATERIAL

El material elegido para la construcción del piñón es el mismo que el usado para la cremallera por lo que no será necesario mostrar las tablas de propiedades de éste.

CONDICIONES DE CONTORNO

Como pasaba con el diseño de otros elementos del sistema de dirección anteriormente descritos, es necesario aplicar unas condiciones de contorno para poder aplicar la simulación mediante SolidWorks.

El primer paso es determinar las cargas a aplicar, en la imagen de debajo se muestra como se ha hecho esto. Las cargas tienen el mismo valor que el aplicado anteriormente a la cremallera como es lógico ya que la fuerza para mover el piñón tiene que ser la misma que se le imprime a la cremallera. El valor de la carga es de 838.755 N. El área a la que la carga es aplicada es la cara del diente que estará en contacto con los dientes de la cremallera.

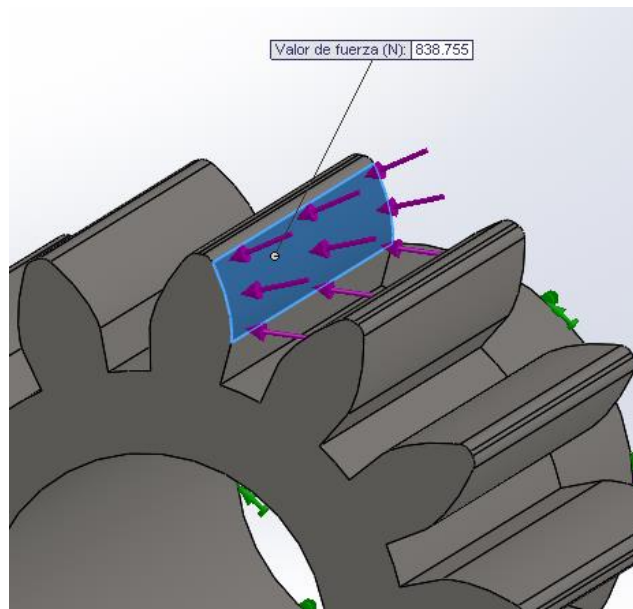


Ilustración 71 Distribución de Tensiones del Piñón en SolidWorks

El siguiente paso es aplicar las restricciones, en este caso las restricciones han sido aplicadas en el agujero central del piñón donde va alojada la columna de dirección.

El tipo de restricción usada es fija ya que la columna de dirección no puede girar con respecto al piñón, es decir, ambos elementos tienen que girar sólidos.

En la imagen inferior se muestra la restricción aplicada.

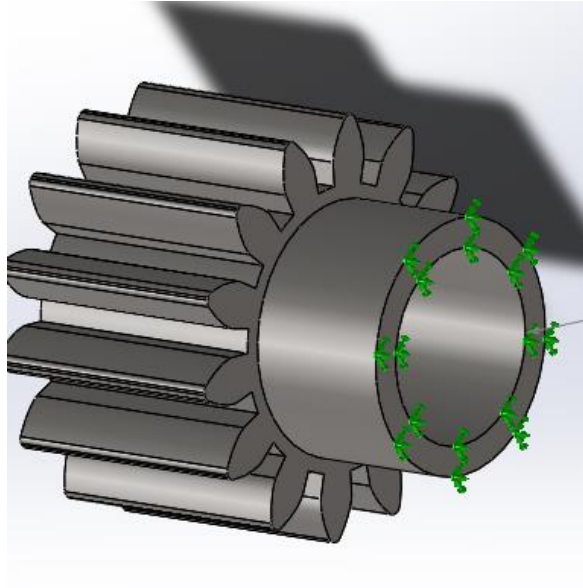


Ilustración 72 Distribución de Restricciones del Piñón en SolidWorks

Finalmente el último paso antes de poner en marcha la simulación es aplicar la malla como se muestra en la siguiente imagen.

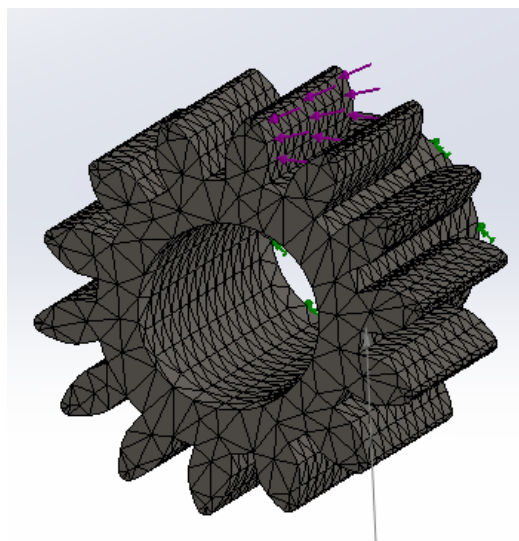


Ilustración 73 Mallado del piñón en SolidWorks

DIAGRAMA DE TENSIONES DE VON-MISSES

Como se puede apreciar en la siguiente imagen, el diagrama de tensiones de Von-Misses muestra como la mayor parte de las tensiones están concentradas desde el diente que está conectado a la cremallera hasta la zona donde se han aplicado las restricciones.

Esta distribución es lógica ya que el diente está sufriendo una distribución de tensiones debida a que la carga está aplicando directamente así como la zona donde se aplican las restricciones. Es decir, el área donde la columna de dirección está alojada sufre de valores de tensión más altos debido a la torsión producida por la fuerza que imprime la cremallera. Además se puede comprobar que en las zonas de aristas vivas se hallan valores de tensión altos debido a que las aristas actúan como concentradores de tensión.

Las máximas tensiones halladas durante la simulación alrededor del piñón tienen valores de más o menos $80.000.000 \text{ N/mm}^2$ y el valor del límite elástico del material de éste es de $530.000.000 \text{ N/mm}^2$. El valor máximo de la distribución de tensiones de Von-Misses es alrededor de seis veces menor que el límite elástico por lo que el piñón no debería de sufrir ningún daño por exceso de tensión.

En la imagen inferior se muestra la distribución de tensiones de Von-Misses.

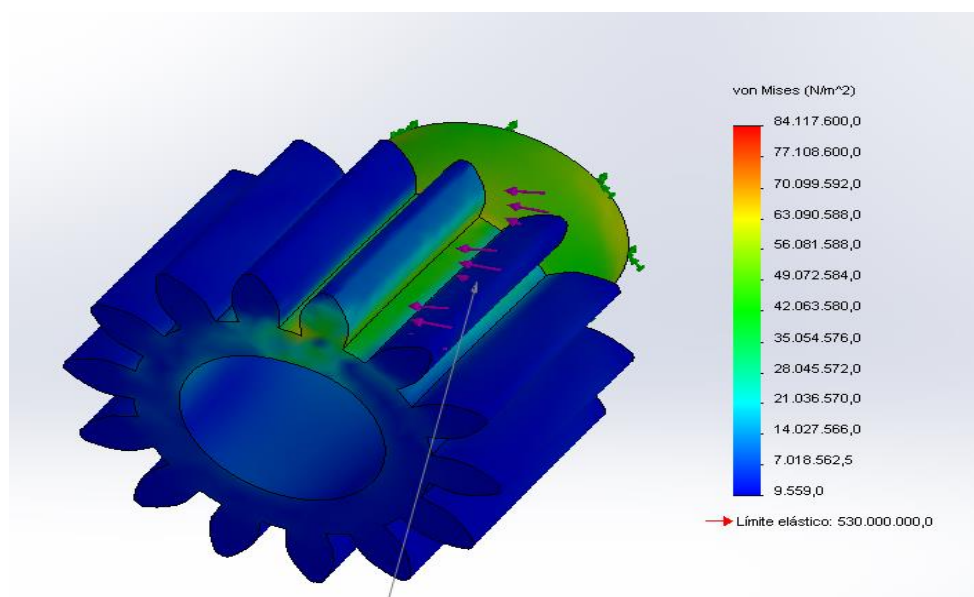


Ilustración 74 Diagrama de Tensiones de Von-Misses en SolidWorks

DIAGRAMA DE DEFORMACIÓN UNITARIA

Como se puede apreciar en la imagen inferior, la deformación a lo largo del piñón está concentrada sobre todo, en el diente donde la carga está aplicada y en la base del diente. Además también se encuentra mayores valores de deformación en la zona de conexión con la columna de dirección, teniendo su máximo valor en la arista del tubo hueco que conecta con la columna de dirección, esto es debido a que como se ha mencionado antes, las aristas y agujeros actúan como concentradores de tensión. Además la deformación también se suele dar con mayores valores donde hay cambios de sección.

Esta deformación tiene valores pequeños que no afectan al funcionamiento de este ya que un exceso de deformación podría provocar que se dificultase el engranaje con la cremallera así como un mal ensamblaje con la columna de dirección.

El máximo valor de deformación hallado en el piñón es de 3.000×10^{-4} Lo que significa que cada milímetro del área donde se encuentra esta deformación, sufre una deformación de $3 \times 10^{-4} \text{ mm}$ valor el cual es muy pequeño como se ha mencionado antes y por lo tanto no debe de ser considerado como un problema que pueda afectar al funcionamiento del sistema de dirección.

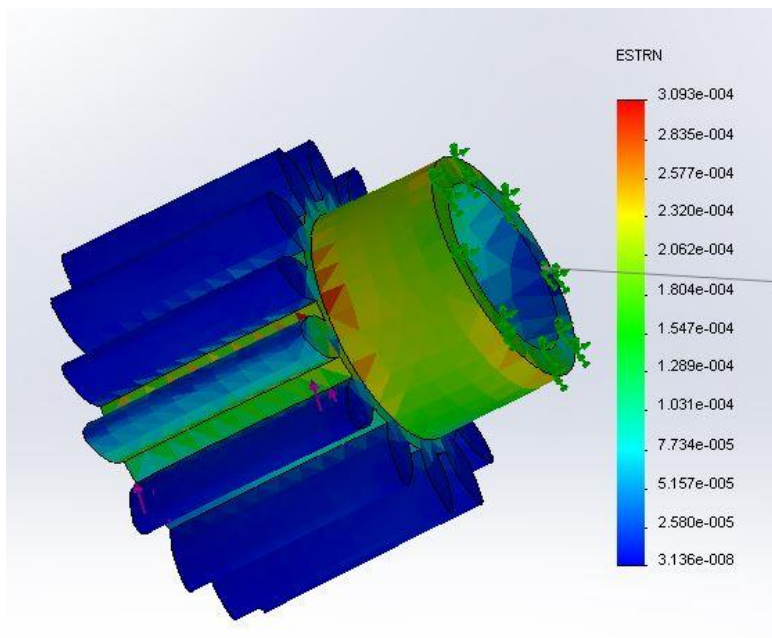


Ilustración 75 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks

DIAGRAMA DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD

Finalmente para terminar el análisis estructural del piñón se muestra el diagrama del coeficiente de seguridad donde se comprueba que el diseño del piñón es correcto y cumple su objetivo.

Como se puede observar, en la imagen inferior, el coeficiente de seguridad tiene un valor de 6.30 lo que significa que las tensiones con mayores valores encontradas a lo largo del piñón, son 6.3 veces más pequeñas que el valor que tendrían que tener para producir un fallo o rotura en éste.

Por lo tanto con este diagrama se demuestra que el piñón soportará las cargas que han sido aplicadas.

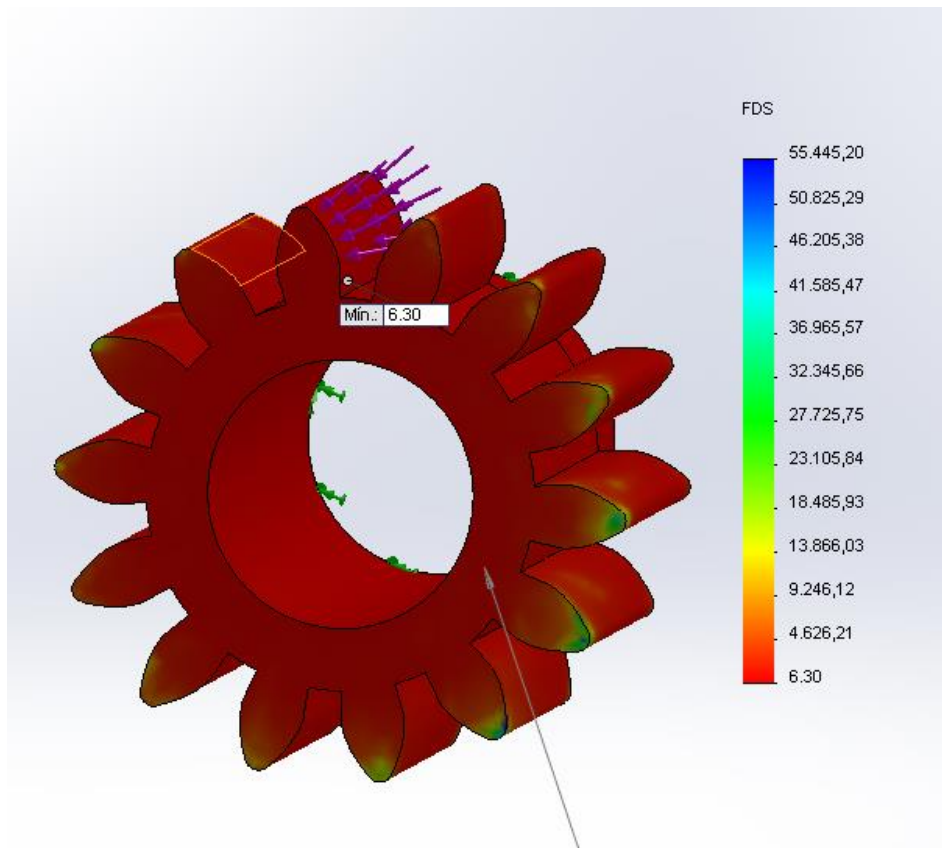


Ilustración 76 Diagrama de Coeficiente de Seguridad en SolidWorks

Columna de dirección

MATERIAL

Composition

Element	Weight %
C	0.13-0.18
Mn	0.30-0.60
P	0.04 (max)
S	0.05 (max)

Mechanical Properties

Properties		Conditions	
		T (°C)	Treatment
Density ($\times 1000 \text{ kg/m}^3$)	7.7-8.03	25	
Poisson's Ratio	0.27-0.30	25	
Elastic Modulus (GPa)	190-210	25	
Tensile Strength (Mpa)	386.1	25	annealed at 870°C more
Yield Strength (Mpa)	284.4		
Elongation (%)	37.0		
Reduction in Area (%)	69.7		
Hardness (HB)	111	25	annealed at 870°C more
Impact Strength (J) (Izod)	115	25	annealed at 870°C more

Thermal Properties

Properties		Conditions	
		T (°C)	Treatment
Thermal Expansion ($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	11.9	0-100 more	

CONDICIONES DE CONTORNO

Finalmente para terminar con el análisis de los diseños creados mediante SolidWorks se mostrara la columna de dirección.

En las imágenes donde se muestra todo el proceso se muestra solo uno de los tres tubos que conforman la columna de dirección ya que todos los tubos tienen la misma sección. Además el tubo seleccionado es el más largo y es el que está conectado al volante. Ya que es el más largo y tiene la misma sección que los demás, si éste soporta las cargas aplicadas los demás también lo harán.

El primer paso es aplicar las cargas, y en este caso el momento que tiene que ser aplicado y está producido por una carga que provoca torsión que viene provocada por el momento rotatorio que imprime la cremallera al piñón. Este movimiento provoca un par que es directamente transmitido a la columna de dirección valor el cual ha sido calculado anteriormente y que es el que sigue:

$$T = F_L \times r_{\text{piñon}}$$

$$T = 838,755 \times 12 = 10065,06 \text{ N mm}$$

Por lo tanto el par de torsión calculado arriba ha sido aplicado en la cara opuesta donde el volante está alojado como se muestra en la siguiente imagen.

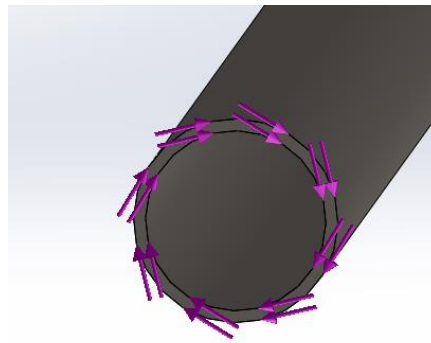


Ilustración 77 Distribución de cargas de Torsión en Columna de Dirección

Las restricciones, contrariamente, han sido aplicadas donde el volante va alojado como se muestra en la imagen inferior. El tipo de restricción seleccionada es fija.

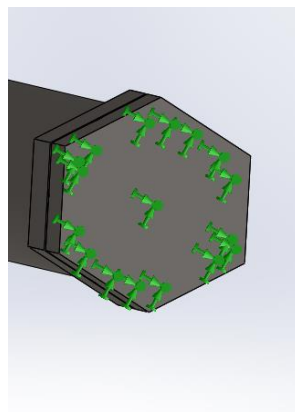


Ilustración 78 Distribución de Restricciones de la Columna de Dirección en SolidWorks

Para finalizar la última simulación de este proyecto, es necesario aplicar un mallado a la pieza como se ha hecho anteriormente.

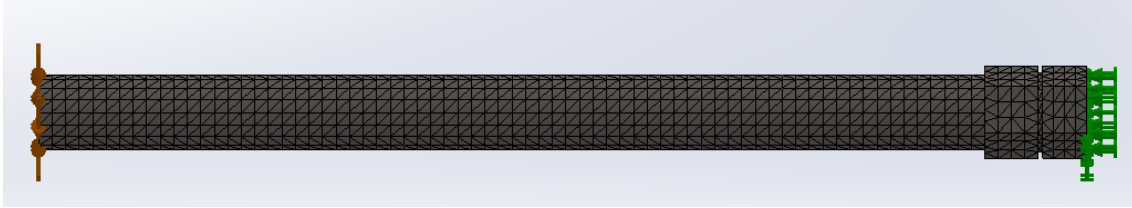


Ilustración 79 Mallado de la Columna de Dirección en SolidWorks

DIAGRAMA DE TENSIONES DE VON-MISSES

Es posible darse cuenta que la distribución de tensiones a lo largo del tubo es uniforme. La cara que está conectada al volante la cual es hexagonal debido a su conexión con el mecanismo de conexión – desconexión tiene los menores valores de tensión lo que es debido a que esta área no es hueca con lo que tiene más cantidad de material y provoca una distribución de tensiones menor.

La distribución de tensiones es lógica ya que la columna de dirección es simétrica con respecto al eje longitudinal y que el área hueca es la que recibe los mayores valores de tensiones ya que tiene menor cantidad de material y el par de torsión tiene un mayor efecto.

El máximo valor de tensión a lo largo de la columna de dirección tiene un valor de alrededor de $58.000.000 \text{ N/mm}^2$ el cual está localizado en la arista que divide el área cilíndrica con la hexagonal, esto es debido a que como ha sido comentado anteriormente las tensiones aumentan en las zonas donde hay aristas o cualquier tipo de concentrador de tensiones. El límite elástico tiene un valor de 284 MPa o lo que es lo mismo de $284.000.000 \text{ N/mm}^2$. Por lo tanto, debido a que el límite elástico es mayor que las tensiones producidas por la torsión, no se producirá ningún fallo por rotura.

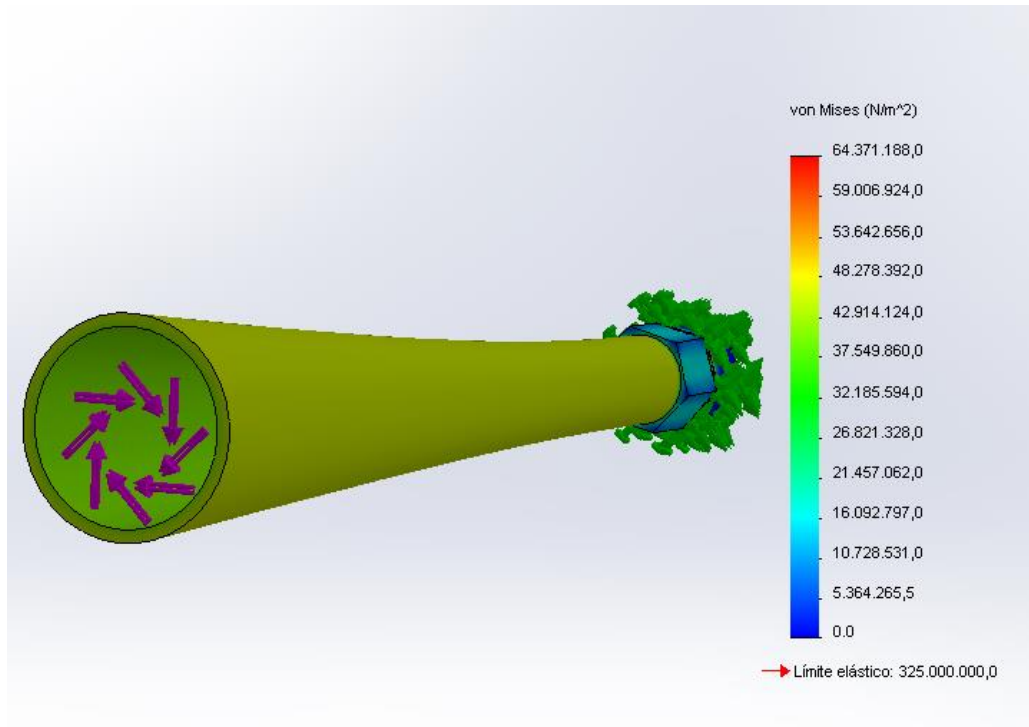


Ilustración 80 Diagrama de Tensiones de Von Mises en SolidWorks

DIAGRAMA DE DEFORMCIÓN UNITARIA

Como pasa con la tensión de Von-Misses, los máximos valores de deformación se hallan en la misma localización lo cual es lógico ya que ambas propiedades son directamente proporcionales.

Los valores de deformación son muy pequeños, efecto el cual, no provocará ningún problema en el proceso de funcionamiento.

Ya que las tensiones encontradas son mucho más pequeñas que el límite elástico, la columna de dirección no sufrirá deformación plástica lo que significa que después de cada carga aplicada, cuando la columna está en una posición de reposo, el material volverá a su forma inicial.

El máximo valor de deformación encontrado a lo largo del tubo tiene un valor de 1.900×10^{-4} , el cual es un valor realmente pequeño y que significa que por cada milímetro en la zona donde se halla esta deformación se deformará 1.9×10^{-4} mm.

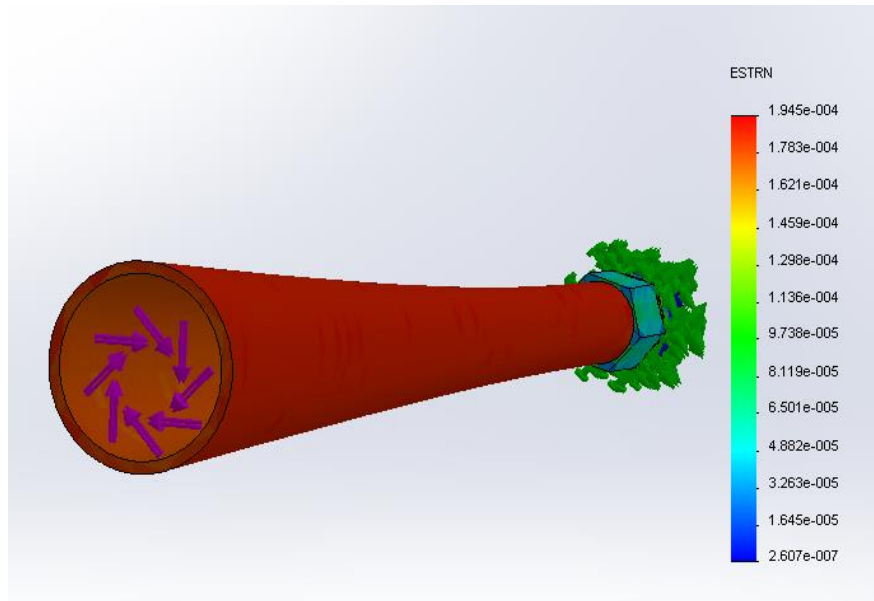


Ilustración 81 Diagrama de Deformación Unitaria en SolidWorks

DIAGRAMA DE FACTOR DE SEGURIDAD

El último paso que comprobar para asegurar que el diseño cumple su objetivo es comprobar el diagrama del factor de seguridad. Por lo tanto echando un vistazo a la imagen inferior, el factor de seguridad tiene un valor de 5.05 el cual es suficientemente grande para decir que la columna de dirección soportara las cargas de torsión a la que está sometida.

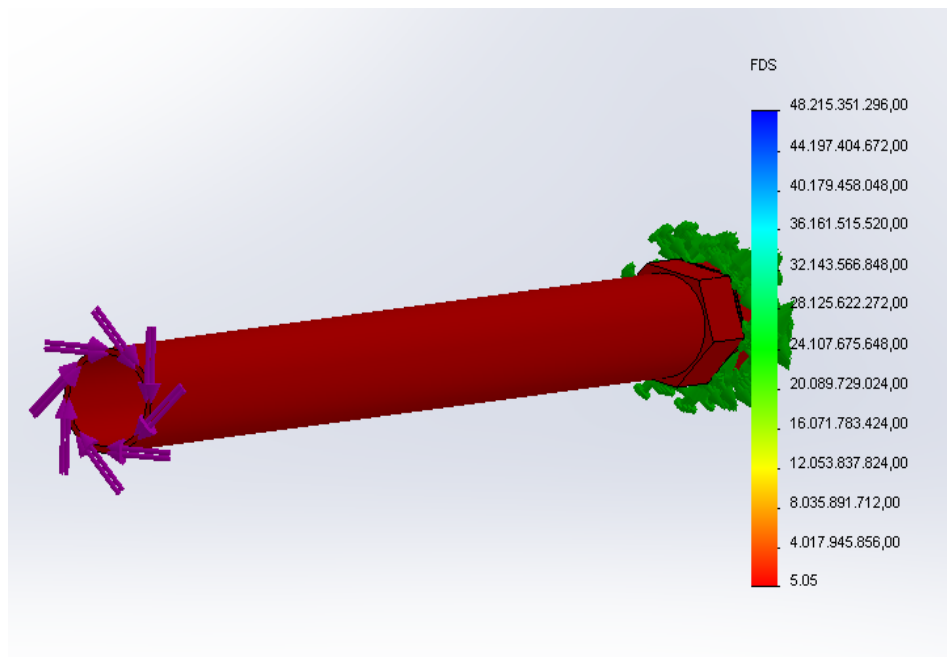


Ilustración 82 Diagrama de Coeficiente de Seguridad en SolidWorks

En este capítulo ha sido demostrado que todos los diseños trabajaran bajo especificaciones sin problemas ya que todos los elementos de la columna de dirección soportan las cargas aplicadas sobradamente. Por lo tanto, se puede afirmar que gracias a usar coeficientes de seguridad lo suficientemente altos aunque se sometan estos elementos a cargas de fatiga o a cargas más altas de lo normal no contempladas, no debería de haber ningún problema.

En este capítulo no se han mostrado los cálculos de tensiones de los elementos comerciales que unen los diferentes elementos del sistema de dirección ya que el industrial que los proporciona muestra en los catálogos las especificaciones de cada uno donde se muestra las cargas máximas admisibles.

PRESUPUESTO

El presupuesto que se muestra a continuación es básicamente una estimación lo que debería costar las piezas descritas anteriormente.

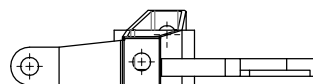
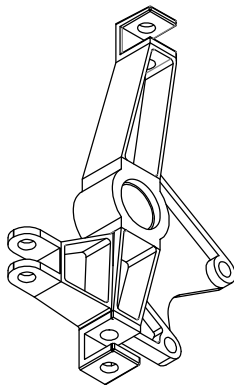
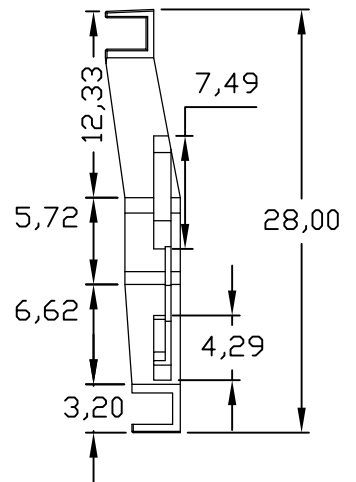
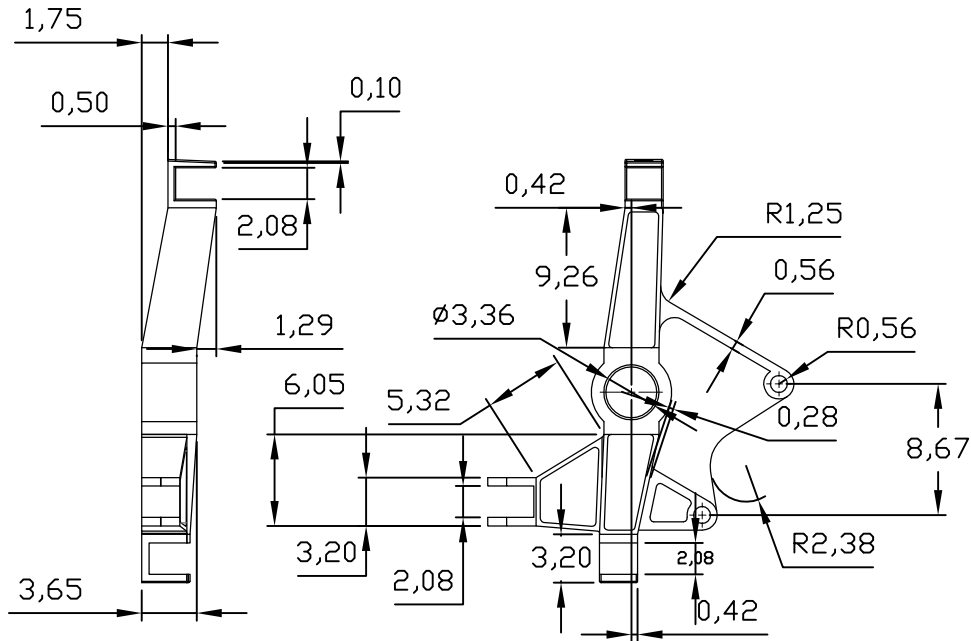
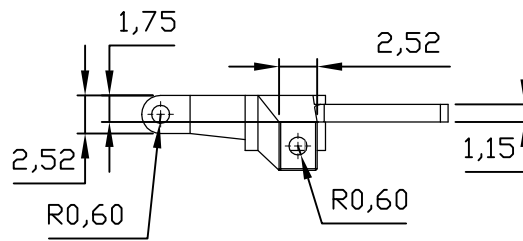
Por lo tanto lo que debe ser tenido en cuenta en el caso de este proyecto es el precio de cada elemento comercial más el coste de fabricar cada pieza que ha sido diseñada.

El coste de la mano no será tenido en cuenta ya que teniendo en cuenta que es una competición donde los estudiantes diseñan y fabrican los monoplazas, y que las maquinas usadas para mecanizar las piezas pertenecen a la universidad.

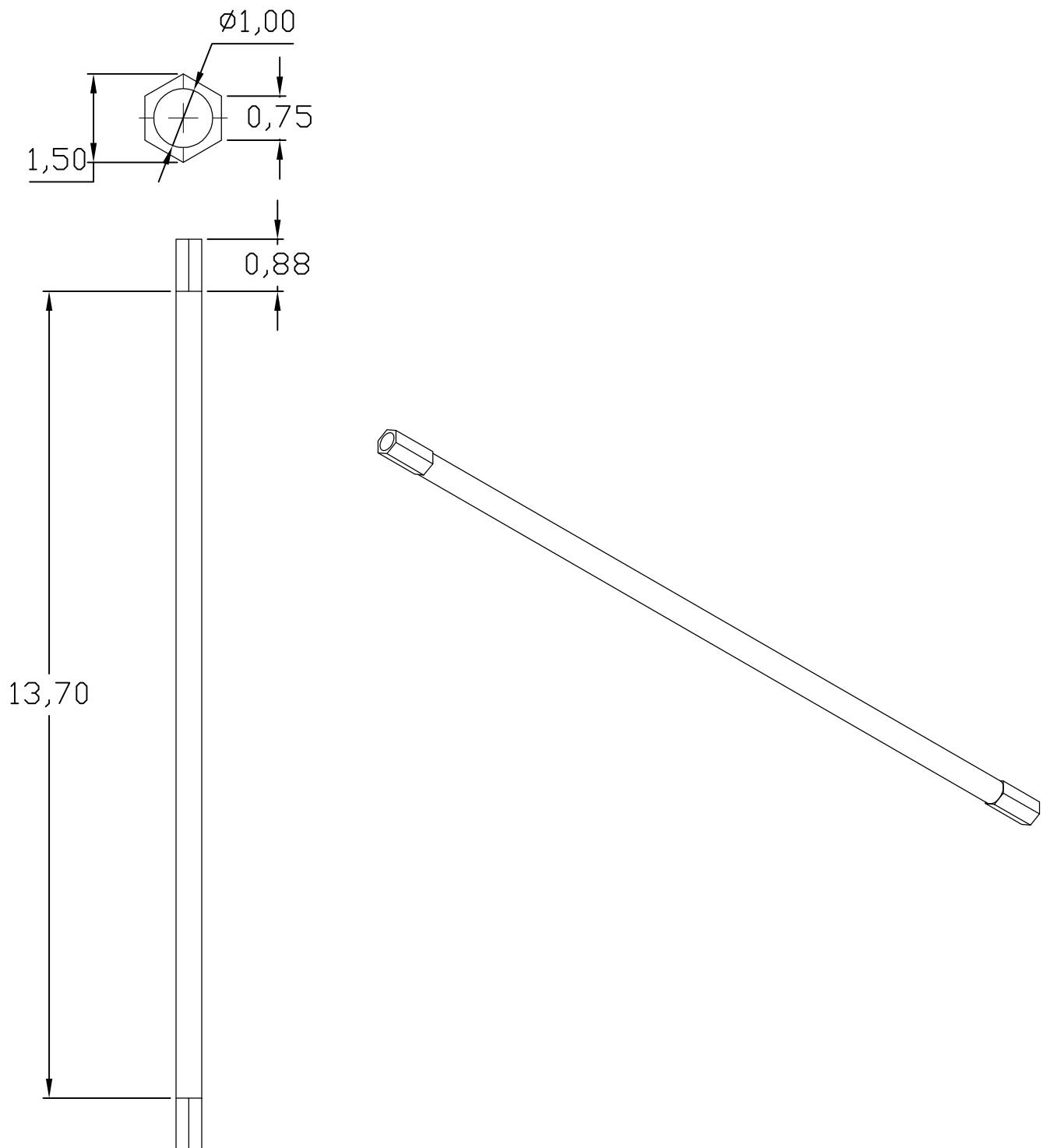
Por lo tanto el presupuesto es:

Components or materials	Can tida d	Precio por unidad (EUR)	Precio Total (EUR)
Volante	1	180	180
Mecanismo de conexión desconexión	1	81	81
Junta Universal (Cardan)	2	37.5	75
Rótulas	4	2.5	10
Ejes de acero (Tirantes)	2 m	8.75	17.5
Ejes de acero (Columna de dirección)	2m	10	20
Ejes de acero (Caja de dirección)	2m	16.2	32.4
Bloque de acero (Mangueta)	3kg	10	30
			445.9

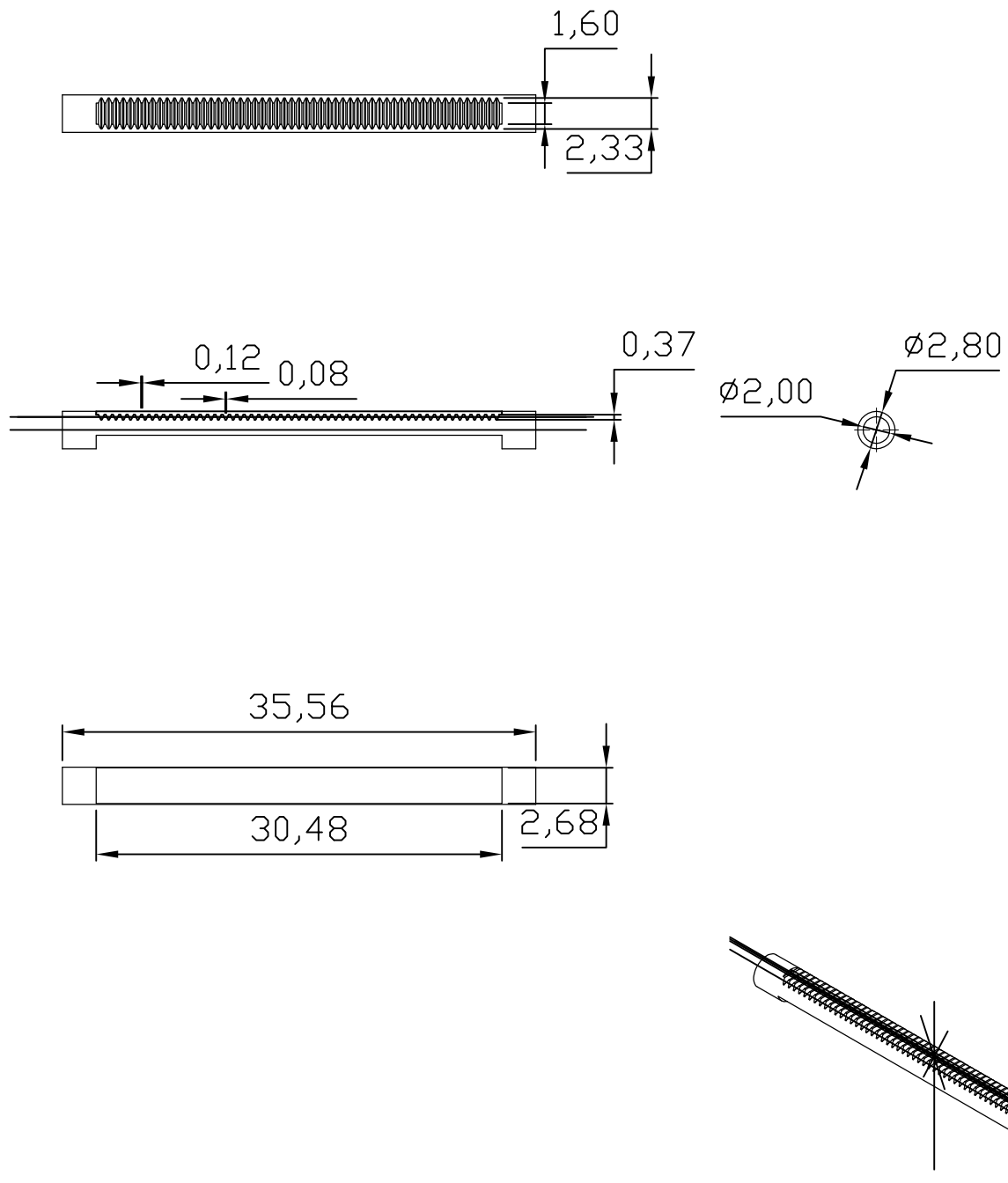
Por lo que la inversión total necesaria para manufacturar el sistema de dirección será 445.9€. Y como se ha dicho anteriormente no se ha tomado en cuenta el coste de mano de obra y el coste de fabricación y ensamblaje de piezas.



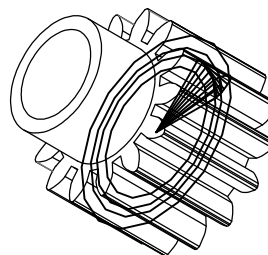
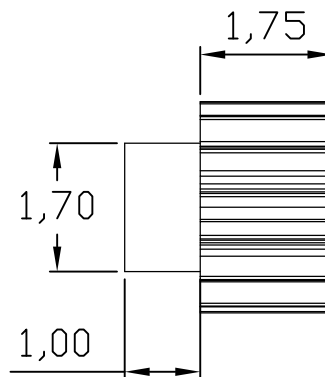
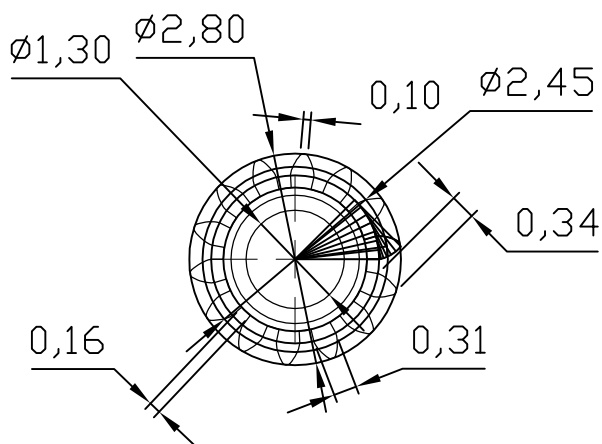
Todas las unidades en mm		ACABADO:			
	NOMBRE	FECHA		TÍTULO: Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student	
DIBUJ.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14			
VERIF.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14			
APROB.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14			
FABR.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14			
CALID.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14	MATERIAL: SAE 1020		N.º DE DIBUJO
					Mangueta
					A4
			ESCALA:1:5		Plano 1 de 8



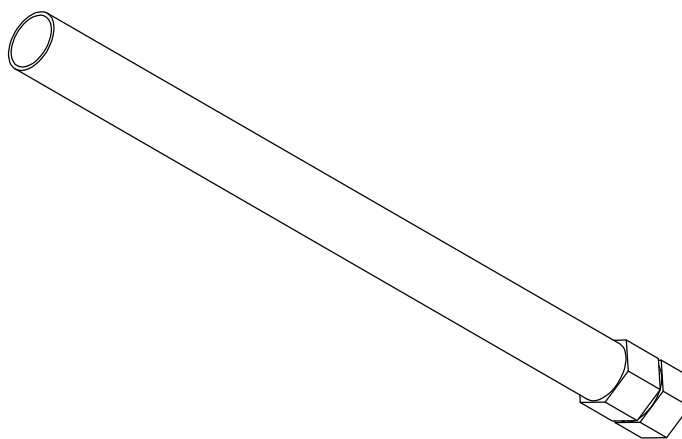
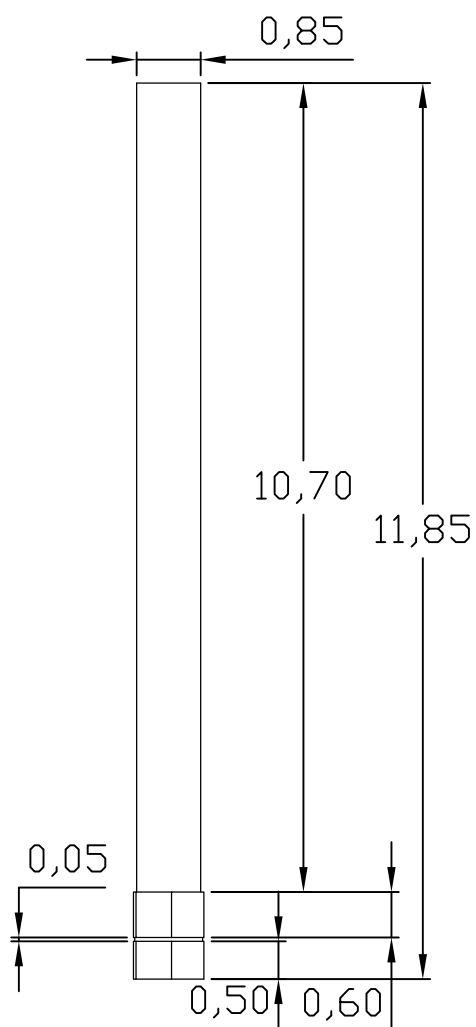
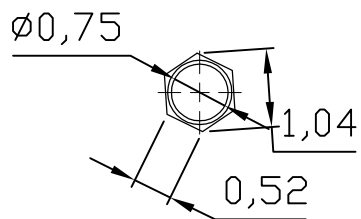
Todas las unidades en mm		ACABADO:					
	NOMBRE	FECHA				TÍTULO: Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student	
DIBUJ.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
VERIF.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
APROB.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
FABR.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
CALID.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14	MATERIAL: SAE 1023		Nº DE DIBUJO Tirante		A4



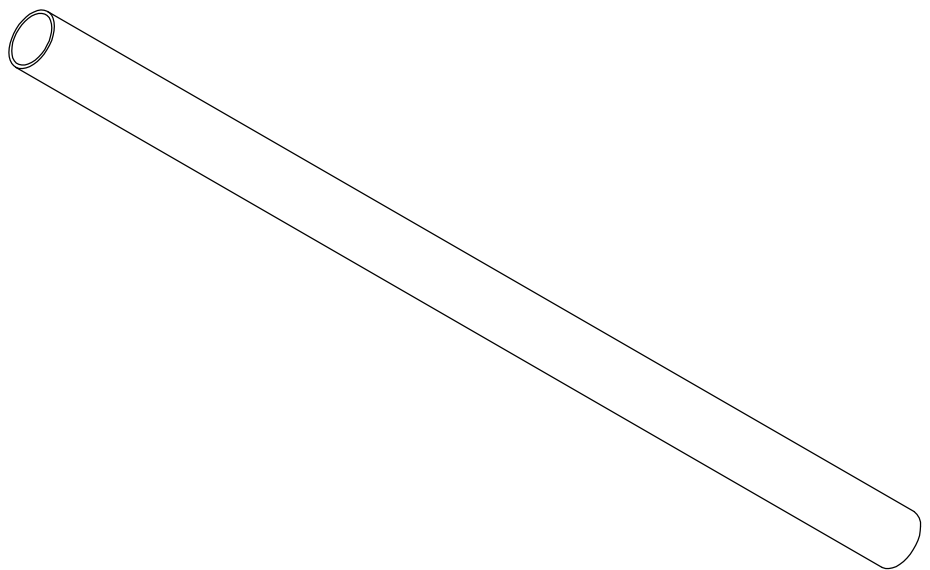
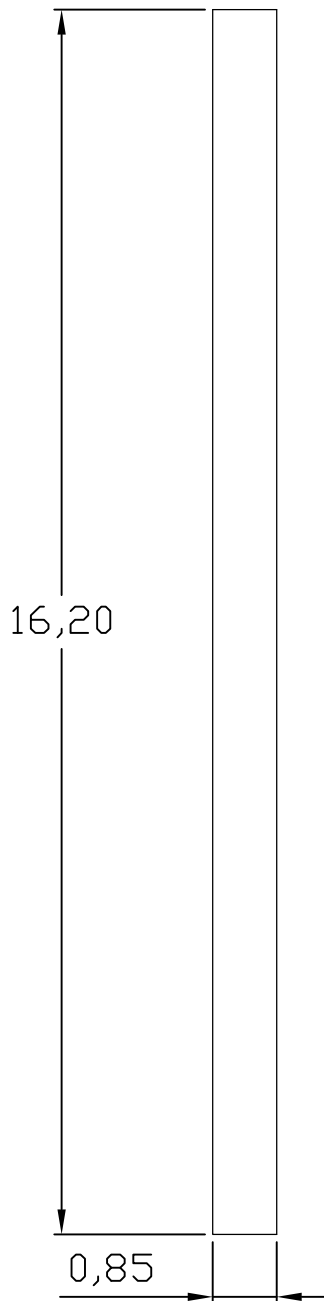
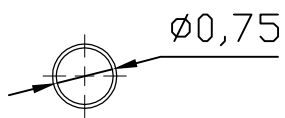
Todas las unidades en mm		ACABADO:							
NOMBRE		FECHA				TÍTULO: Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student			
DIBUJ.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
VERIF.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
APROB.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
FABR.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
CALID.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14		MATERIAL: SAE 1045		N.º DE DIBUJO		Cremallera	
								A4	
						ESCALA:1:5		Plano 3 de 8	



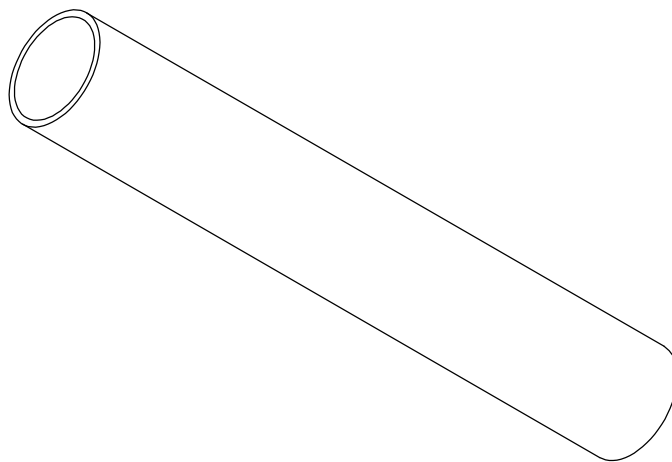
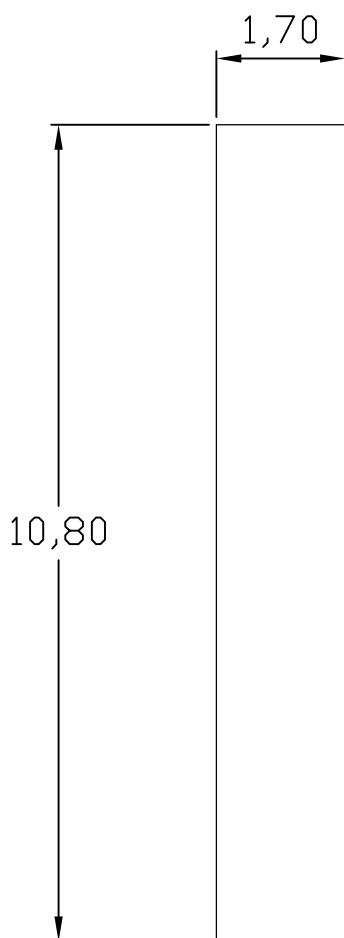
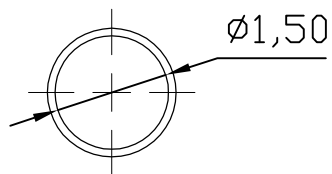
Todas las unidades en mm		ACABADO:							
	NOMBRE	FECHA				TÍTULO: Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student			
DIBUJ.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
VERIF.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
APROB.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
FABR.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
CALID.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14	MATERIAL: SAE 1045			N.º DE DIBUJO		Piñón	
								A4	
						ESCALA:1:1		Plano 4 de 8	



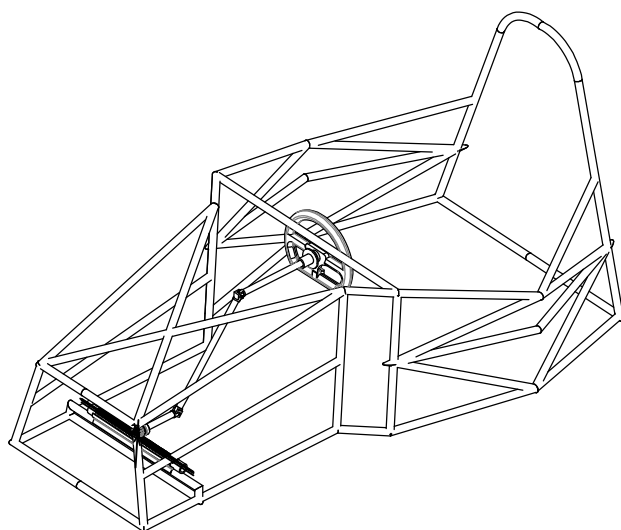
Todas las unidades en mm		ACABADO:					
	NOMBRE	FECHA				TÍTULO: Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student	
DIBUJ.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
VERIF.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
APROB.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
FABR.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
CALID.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14	MATERIAL: SAE 1020			N.º DE DIBUJO	A4
						Columna de dirección 1	
						ESCALA:1:1	Plano 5 de 8



Todas las unidades en mm		ACABADO:					
	NOMBRE	FECHA				TÍTULO: Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student	
DIBUJ.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
VERIF.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
APROB.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
FABR.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
CALID.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14	MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4
			SAE 1020		Columna de dirección 2		
					ESCALA:1:1		Plano 6 de 8



Todas las unidades en mm		ACABADO:							
	NOMBRE	FECHA				TÍTULO: Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student			
DIBUJ.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
VERIF.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
APROB.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
FABR.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14							
CALID.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14	MATERIAL: SAE 1020			N.º DE DIBUJO		A4	
						Columna de dirección 3			
ESCALA:1:1						Plano 7 de 8			



Sin Unidades		ACABADO:					
	NOMBRE	FECHA				TÍTULO: Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student	
DIBUJ.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
VERIF.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
APROB.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
FABR.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14					
CALID.	F.Javier Ruiz de Erenchun	20/11/14				N.º DE DIBUJO	Conjunto
							A4
						ESCALA 1:20	Plano 8 de 8

REFERENCIAS

LIBROS

- José Durán Abarca, CEAC “La dirección “.
- J.N. Alonso, PARANINFO “Técnicas del automóvil”.
- Simon McBeath, 1999, *Competition car preparation*. Haynes publishing
- Carroll Smith, 1984, *Engineer to win*. Motorbikes international
- James M. Gere, Timoshenko, Paraninfo, “MATERIALS RESISTANCE”
- Antonio Serrano, Javier Abad, Paula Canalís “Machine design notes”

WEBS

- <http://www.khkgears.co.jp>
- <http://www.formulastudent.com/>