



*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE DE UNA MOTO DE  
COMPETICIÓN: ALTERNATIVA FULL FLOATER*

**MEMORIA**

**DATOS DEL ALUMNO**

NOMBRE: ANDONI

APELLIDOS: JURADO PINTO

FDO.:

FECHA: 2 DE JULIO DE 2014

**DATOS DEL DIRECTOR**

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA: 2 DE JULIO DE 2014



## INDICE

|  |    |
|--|----|
| <b>1. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS</b>                                       | 7  |
| <b>2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA</b>                                     | 14 |
| <b>3. ALCANCE</b>  | 15 |
| <b>4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS</b>                                    | 18 |
| 4.1. Dimensiones   | 18 |
| 4.2. Peso  | 20 |
| 4.3. Suspensión trasera  | 20 |
| 4.4. Basculante  | 21 |
| 4.5. Llanta trasera  | 22 |
| 4.6. Otros   | 22 |
| <b>5. LA SUSPENSIÓN</b>  | 23 |
| 5.1. Introducción  | 23 |
| 5.1.1. Muelle  | 24 |
| 5.1.2. Amortiguador  | 25 |
| 5.2. Frecuencia de la suspensión                                       | 26 |
| 5.3. Hundimiento del muelle  | 28 |
| 5.4. Modelos de suspensión de 4 gdl                                    | 29 |
| <b>6. LA SUSPENSIÓN TRASERA</b>  | 30 |
| 6.1. Una buena suspensión trasera: curva de rigidez                    | 30 |
| 6.2. Alternativas o Tipos de suspensión trasera                        | 32 |
| 6.2.1. Sistema Plunger   | 32 |
| 6.2.2. Sistema de conexión directa resorte-amortiguador con basculante | 32 |
| 6.2.2.1. Sistema Clásico   | 34 |
| 6.2.2.2. Sistema Cantiléver  | 35 |

|   |           |
|---|-----------|
| 6.2.3. Sistema de bieletas  | 35        |
| 6.2.3.1. Sistema Unitrak  | 36        |
| 6.2.3.2. Sistema Pro-link   | 40        |
| 6.2.3.3. Sistema Full Floater   | 41        |
| 6.3. Solución adoptada  | 44        |
| 6.4. Fuerzas y rigidez reducida   | 45        |
| <b>7. LA SUSPENSIÓN TRASERA CLÁSICA</b>   | <b>47</b> |
| 7.1. Cálculo matemático de la ecuación de la fuerza F y de la rigidez reducida kr para el sistema Clásico       | 47        |
| 7.1.1. Cálculo estático   | 48        |
| 7.1.2. Cálculo cinemático   | 49        |
| 7.1.3. Cálculo de la rigidez reducida kr  | 50        |
| 7.1.4. Relación de velocidades $\tau$ en función de los parámetros del sistema $\theta$ , OP, $X_B$ , $Y_B$ y L | 51        |
| 7.2. Simulación por ordenador del sistema clásico   | 54        |
| 7.2.1. Estudios realizados  | 54        |
| 7.2.1.1. Estudio con velocidades  | 54        |
| 7.2.1.2. Estudio con fórmula  | 56        |
| 7.2.1.3. Estudio con fuerzas  | 57        |
| <b>8. LA SUSPENSIÓN TRASERA FULL FLOATER</b>  | <b>60</b> |
| 8.1. Cálculo matemático de la ecuación de la fuerza F y de la rigidez reducida kr para el sistema Full Floater  | 60        |
| 8.1.1. Cálculo estático   | 64        |
| 8.1.2. Cálculo cinemático   | 62        |
| 8.2. Cálculo del centro de gravedad   | 66        |
| 8.3. Cálculo de la carga más desfavorable   | 69        |
| 8.4. Simulación por ordenador del sistema Full Floater  | 72        |

|   |     |
|---|-----|
| 8.4.1. Estudio de alternativas  | 73  |
| 8.4.1.1. Primer resultado   | 73  |
| 8.4.1.2. Segundo resultado  | 74  |
| 8.4.1.3. Tercer resultado   | 75  |
| 8.4.1.4. Cuarto resultado   | 76  |
| 8.4.1.5. Quinto resultado   | 77  |
| 8.4.2. Resultado final  | 78  |
| 8.4.2.1. Modo de elección de la suspensión final                                      | 78  |
| 8.4.2.2. Elección final   | 79  |
| 8.4.2.3. Curva de rigidez para la elección final                                      | 80  |
| 8.4.2.4. Geometría inicial para la elección final                                     | 82  |
| 8.4.2.5. Fuerzas para la elección final   | 83  |
| 8.5. Estudio de las piezas  | 87  |
| 8.5.1. Triángulo de suspensión  | 87  |
| 8.5.1.1. Formas de fijación axial de los elementos auxiliares (rodamientos y rótulas) | 87  |
| 8.5.1.2. Selección de los elementos auxiliares para el triángulo                      | 89  |
| 8.5.1.2.1. Centro de rotación del balancín (Punto T)                                  | 89  |
| 8.5.1.2.2. Unión de la bieleta con el triángulo (Punto E)                             | 92  |
| 8.5.1.2.3. Unión de la unidad resorte - amortiguador con el triángulo (Punto D)       | 95  |
| 8.5.1.3. Tipo de análisis por elementos finitos para todas las piezas                 | 97  |
| 8.5.1.4. Simulación del triángulo de suspensión                                       | 98  |
| 8.5.1.4.1. Análisis del triángulo final con Inertia Relief                            | 99  |
| 8.5.1.4.2. Análisis del triángulo final con restricciones en los apoyos               | 101 |

|  |            |
|--|------------|
| 8.5.2. Bieleta   | 103        |
| 8.5.2.1. Selección de los elementos auxiliares de la bieleta | 104        |
| 8.5.2.2. Simulación de la horquilla de la bieleta            | 107        |
| 8.5.2.2.1. Estudio de pandeo de la horquilla                 | 108        |
| 8.5.2.2.2. Resultado final de la simulación de la horquilla  | 112        |
| 8.5.2.3. Simulación del tensor de la bieleta                 | 115        |
| 8.5.2.4. Dimensionamiento de la unión bieleta - balancín     | 116        |
| 8.5.3. Unidad Resorte - amortiguador                         | 123        |
| 8.5.3.1. Dimensionamiento de la unión muelle - balancín      | 123        |
| 8.5.4. Ilustración final bieleta - triángulo - muelle        | 128        |
| <b>9. EL BASCULANTE</b>                                      | <b>129</b> |
| 9.1. Introducción  | 129        |
| 9.2. Tipos de basculante                                     | 130        |
| 9.2.1. Punto de vista funcional                              | 130        |
| 9.2.1.1. Basculante Monobrazo                                | 130        |
| 9.2.1.2. Basculante Doble brazo                              | 131        |
| 9.2.2. Punto de vista constructivo                           | 131        |
| 9.2.2.1. Basculante con tubos de acero soldados              | 132        |
| 9.2.2.2. Basculante de aluminio: mecanizado                  | 132        |
| 9.2.2.3. Basculante de aluminio: fundición más mecanizado    | 133        |
| 9.2.2.4. Basculante de aluminio: soldado                     | 133        |
| 9.3. Tipos de diseño   | 134        |
| 9.3.1. Diseño global   | 135        |
| 9.3.1.1. Rigidez longitudinal                                | 135        |
| 9.3.1.2. Rigidez torsional                                   | 136        |
| 9.3.1.3. Rigidez a flexión                                   | 137        |
| 9.3.1.4. Rigidez lateral                                     | 138        |
| 9.3.2. Diseño a detalle                                      | 138        |

|            |   |            |
|------------|---|------------|
| 9.4.       | Diseño preliminar del basculante                  | 139        |
| 9.4.1.     | Elección del basculante                           | 139        |
| 9.4.2.     | Estudio de rigideces                              | 142        |
| 9.4.2.1.   | Rigidez longitudinal                              | 143        |
| 9.4.2.2.   | Rigidez torsional                                 | 144        |
| 9.4.2.3.   | Rigidez a flexión                                 | 146        |
| 9.4.2.4.   | Rigidez lateral                                   | 147        |
| 9.4.3.     | Estudio de las orejas: resistencia                | 149        |
| 9.4.3.1.   | Oreja final de unión a la bieleta                 | 149        |
| 9.4.3.2.   | Oreja final de unión al muelle                    | 150        |
| 9.4.3.3.   | Resultado del análisis final                      | 152        |
| 9.4.4.     | Uniones   | 154        |
| 9.4.4.1.   | Dimensionamiento de la unión basculante - bieleta | 154        |
| 9.4.4.2.   | Dimensionamiento de la unión basculante - muelle  | 158        |
| <b>10.</b> | <b>PROCESO DE FABRICACIÓN</b>                     | <b>162</b> |
| 10.1.      | Procesos de fabricación                           | 162        |
| 10.1.1.    | Soldadura por arco TIG                            | 162        |
| 10.1.2.    | Procesos de mecanizado                            | 163        |
| 10.1.2.1.  | Torneado  | 164        |
| 10.1.2.2.  | Taladrado   | 165        |
| 10.1.2.3.  | Fresado   | 166        |
| 10.1.2.4.  | Corte por laser                                   | 167        |
| 10.1.2.5.  | Corte por agua                                    | 168        |
| 10.2.      | Fabricación de los componentes                    | 169        |
| 10.2.1.    | Casquillos  | 169        |
| 10.2.2.    | Triángulo de suspensión                           | 171        |
| 10.2.3.    | Tensor  | 172        |
| 10.2.4.    | Horquilla   | 174        |

|   |   |     |
|---|---|-----|
| 10.2.5.   | Basculante  | 175 |
| 10.2.6.   | Orejas  | 177 |
| <b>11.ILUSTRACIÓN FINAL DEL CONJUNTO</b>          |   | 178 |
| <b>12.PLANIFICACIÓN</b>                           |   | 183 |
| 12.1.   | Fase 1: Familiarización con el problema a tratar                      | 183 |
| 12.2.   | Fase 2: Familiarización con los medios a utilizar                     | 183 |
| 12.2.1.   | Definir la geometría de la suspensión Clásica                         | 184 |
| 12.2.2.   | Análisis de mecanismos para la suspensión clásica                     | 184 |
| 12.3.   | Fase 3: Encontrar la curva de rigidez para la suspensión Full Floater | 184 |
| 12.4.   | Fase 4: Diseño de la suspensión Full Floater                          | 185 |
| 12.4.1.   | Diseño del triángulo de suspensión                                    | 185 |
| 12.4.2.   | Diseño de la bieleta  | 185 |
| 12.4.3.   | Diseño del muelle (unión al triángulo)                                | 186 |
| 12.5.   | Fase 5: Diseñar el basculante   | 186 |
| 12.6.   | Fase 6: Definir el proceso de fabricación                             | 187 |
| <b>13.VALORACIONES GENERALES Y LÍNEAS FUTURAS</b> |   | 188 |



# 1. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

## Distancias

|               |  |
|---------------|--|
| $L$           | Longitud del basculante  |
| $L_1$         | Distancia entre el muelle y una línea paralela a él, que pase por el punto de unión del triángulo de suspensión con el chasis    |
| $L_2$         | Distancia entre la bieleta y una línea paralela a ella, que pase por el punto de unión del triángulo de suspensión con el chasis |
| $L_l$         | Distancia entre la bieleta y una línea paralela a ella, que pase por el punto de unión del basculante con el chasis              |
| $L_a$         | Distancia entre el muelle y una línea paralela a él, que pase por el punto de unión del basculante con el chasis                 |
| $\delta$      | Alargamiento o compresión del muelle   |
| $\delta_L$    | Desplazamiento o deformación longitudinal del basculante   |
| $\delta_F$    | Desplazamiento o deformación a flexión del basculante  |
| $\delta_{La}$ | Desplazamiento o deformación lateral del basculante  |
| $L_{m0}$      | Longitud inicial del muelle  |
| $l_m$         | Longitud del muelle  |
| $y_c$         | Desplazamiento vertical de la rueda trasera  |
| $p$           | Distancia entre ejes   |
| $b_m$         | Distancia del centro de gravedad de la moto respecto de la rueda trasera   |
| $b_p$         | Distancia del centro de gravedad del piloto respecto de la rueda trasera   |
| $b$           | Distancia del centro de gravedad de la moto más el piloto respecto de la rueda trasera   |
| $h_m$         | Altura del centro de gravedad de la moto   |
| $h_p$         | Altura del centro de gravedad del piloto   |
| $h$           | Altura del centro de gravedad de la moto más el piloto   |

**Fuerzas**

|              |   |
|--------------|---|
| $M$          | Masa suspendida   |
| $W$          | Peso suspendido   |
| $F$          | Fuerza en la rueda trasera producida por irregularidades en la carretera                          |
| $F_e$        | Fuerza elástica del muelle  |
| $F_f$        | Fuerza de frecuencia  |
| $F_b$        | Fuerza de la bieleta  |
| $F_{chasis}$ | Fuerza en la unión al chasis  |
| $g$          | Constante de gravedad   |
| $P$          | Peso de la moto más el piloto   |
| $m$          | Masa de la moto más el piloto   |
| $N_{Sd}$     | Carga en la rueda delantera bajo condiciones estáticas  |
| $N_{Sr}$     | Carga en la rueda trasera bajo condiciones estáticas  |
| $F_i$        | Fuerza de impulso   |
| $N_t$        | Fuerza de reacción vertical intercambiada entre el neumático trasero y el plano de la carretera   |
| $N_d$        | Fuerza de reacción vertical intercambiada entre el neumático delantero y el plano de la carretera |
| $F_{Rd}$     | Resistencia a la rodadura del neumático delantero   |
| $F_{Rt}$     | Resistencia a la rodadura del neumático trasero   |
| $F_A$        | Resistencia aerodinámica  |
| $F_I$        | Fuerza de inercia   |
| $F_{pot}$    | Fuerza resultante debido a la potencia  |
| $F_L$        | Fuerza longitudinal en el eje de la rueda trasera   |
| $F_T$        | Fuerza equivalente a un momento torsor en el basculante   |
| $F_F$        | Fuerza vertical o al flexión en el basculante   |
| $F_{La}$     | Fuerza lateral en el eje de la rueda trasera  |

**Momentos**

|       |                                  |
|-------|----------------------------------|
| $M_T$ | Momento torsor en el basculante  |
| $M_F$ | Momento flector en el basculante |

**Velocidades**

|                        |  |
|------------------------|--|
| $\dot{x}_C$            | Velocidad horizontal de la rueda trasera       |
| $\dot{y}_C = vel_{yc}$ | Velocidad vertical de la rueda trasera         |
| $\vec{V}_{ar}$         | Velocidad en dirección perpendicular al muelle |
| $\dot{l}_m = vel_{lm}$ | Velocidad en la dirección del muelle           |
| $\dot{l}_{m1}$         | Velocidad del muelle en el punto P             |
| $\dot{l}_{m2}$         | Velocidad del muelle en el punto D             |
| $\vec{V}_C$            | Velocidad del punto C                          |
| $\vec{V}_O$            | Velocidad del punto O                          |
| $\vec{V}_P$            | Velocidad del punto P                          |
| $\vec{V}_T$            | Velocidad del punto T                          |
| $\vec{V}_A$            | Velocidad del punto A                          |
| $\vec{V}_D$            | Velocidad del punto D                          |
| $\vec{V}_B$            | Velocidad del punto B                          |
| $\vec{V}_E$            | Velocidad del punto E                          |
| $\omega$               | Velocidad angular del basculante               |
| $\omega_2$             | Velocidad angular de la bieleta                |
| $\omega_4$             | Velocidad angular del triángulo del suspensión |
| $v$                    | Velocidad a la que se da la potencia máxima    |

**Puntos**

|     |                                    |
|-----|------------------------------------|
| $C$ | Punto conexión basculante - rueda  |
| $O$ | Punto conexión basculante - chasis |
| $P$ | Punto conexión muelle - basculante |
| $B$ | Punto conexión muelle - chasis     |

|           |  |
|-----------|--|
| $A$       | Punto conexión bieleta - basculante              |
| $D$       | Punto conexión muelle - triángulo de suspensión  |
| $T$       | Punto conexión triángulo de suspensión - chasis  |
| $E$       | Punto conexión triángulo de suspensión - bieleta |
| $CDG = G$ | Centro de gravedad de la moto más el piloto      |
| $CDG_p$   | Centro de gravedad del piloto                    |
| $CDG_m$   | Centro de gravedad de la moto                    |

**Ángulos**

|               |  |
|---------------|--|
| $\alpha$      | Ángulo entre DP y el vector de velocidad del punto P |
| $\beta$       | Ángulo entre TE y EA                                 |
| $\varepsilon$ | Ángulo entre EA y OA                                 |
| $\gamma$      | Ángulo entre DP y el vector de velocidad del punto D |
| $\theta$      | Ángulo entre OC y la horizontal                      |
| $\theta_F$    | Giro a flexión del basculante                        |
| $\theta_T$    | Giro a torsión del basculante                        |

**Rigideces**

|          |                                     |
|----------|-------------------------------------|
| $k$      | Constante de rigidez del muelle     |
| $k_r$    | Rigidez reducida de la suspensión   |
| $K_L$    | Rigidez longitudinal del basculante |
| $K_T$    | Rigidez torsional del basculante    |
| $K_F$    | Rigidez a flexión del basculante    |
| $K_{La}$ | Rigidez lateral del basculante      |

**Otros**

|             |  |
|-------------|--|
| $MR = \tau$ | Relación de velocidades o 'Motion Ratio' |
| $a$         | Aceleración de la moto                   |
| $P_{ot}$    | Potencia mecánica                        |
| Balancín    | Triángulo de suspensión                  |
| Bieleta     | Biela o tirante                          |

**Rodamientos**

|       |                                       |
|-------|---------------------------------------|
| $P_0$ | Carga estática equivalente            |
| $X_0$ | Factor de carga radial del rodamiento |
| $F_r$ | Carga radial real del rodamiento      |
| $Y_0$ | Factor de carga axial del rodamiento  |
| $F_a$ | Carga axial real del rodamiento       |
| $C_0$ | Capacidad de carga estática           |
| $s_0$ | Factor de seguridad estático          |
| $C$   | Capacidad de carga dinámica           |
| $d$   | Diámetro interior del rodamiento      |
| $D$   | Diámetro exterior del rodamiento      |
| $B$   | Anchura del rodamiento                |

**Rótulas**

|       |   |
|-------|---|
| $P$   | Carga dinámica equivalente  |
| $F_a$ | Componente axial de la carga                                      |
| $F_r$ | Componente radial de la carga                                     |
| $y$   | Factor que depende de la relación de la carga axial con la radial |
| $C_0$ | Capacidad de carga estática                                       |
| $C$   | Capacidad de carga dinámica                                       |
| $d$   | Diámetro interior de la rótula                                    |
| $D$   | Diámetro exterior de la rótula                                    |
| $B$   | Anchura de la rótula  |

**Cabezas de articulación**

|       |   |
|-------|---|
| $d$   | Diámetro interior de la cabeza                                |
| $h$   | Distancia desde el centro de la cabeza a la punta de la rosca |
| $B$   | Anchura de la cabeza  |
| $l_1$ | Longitud del roscado  |
| $l_2$ | Longitud total de la cabeza de articulación                   |

**Anillos de seguridad**

|       |                      |
|-------|----------------------|
| $d$   | Diámetro del agujero |
| $s$   | Anchura del anillo   |
| $d_2$ | Diámetro del agujero |
| $d_3$ | Diámetro del anillo  |
| $m$   | Anchura del hueco    |

**Tuercas**

|       |                       |
|-------|-----------------------|
| $d_1$ | Diámetro de la rosca  |
| $m$   | Anchura de la tuerca  |
| $e/c$ | Distancia entre caras |

**Tornillos**

|       |                       |
|-------|-----------------------|
| $l$   | Longitud              |
| $d$   | Diámetro rosca        |
| $e/c$ | Distancia entre caras |
| $b$   | Distancia roscada     |
| $k$   | Anchura cabeza        |

**Casquillos**

|       |                   |
|-------|-------------------|
| $d_a$ | Diámetro exterior |
| $d$   | Diámetro interior |
| $L$   | Anchura casquillo |

**Arandelas**

|       |                   |
|-------|-------------------|
| $d_1$ | Diámetro interior |
| $d_2$ | Diámetro exterior |
| $S$   | Anchura arandela  |

**Pandeo**

|           |  |
|-----------|--|
| $E$       | Módulo de elasticidad del material   |
| $I_{min}$ | Momento de inercia mínimo  |
| $i$       | Radio de giro  |
| $\lambda$ | Esbeltez del elemento  |
| $N$       | Mitad de la fuerza de la carga $F_b$   |
| $e$       | Ancho de la sección de la oreja de la horquilla, o espesor de la oreja   |
| $a$       | Largo de la sección de la oreja de la horquilla, o anchura mínima de la oreja                                    |
| $A$       | Área de la sección menor de la oreja de la horquilla   |
| $L$       | Distancia entre la base de la oreja de la horquilla y el centro del eje de unión con el triángulo de suspensión. |
| $L_k$     | Longitud de pandeo   |
| $\omega$  | Coefficiente de pandeo Omega   |

**Tensiones**

|                            |                               |
|----------------------------|-------------------------------|
| $\sigma_{VM}$              | Tensión de Von Mises          |
| $\tau_{adm}$ o $\tau_{yp}$ | Tensión tangencial admisible  |
| $\tau_{cortante}$          | Tensión tangencial a cortante |
| $\sigma_{adm}$             | Tensión normal admisible      |
| $\sigma_E$                 | Tensión de límite elástico    |
| $\sigma_F$ o $\sigma_{yp}$ | Tensión de fluencia           |

**Deformaciones**

|                  |                                   |
|------------------|-----------------------------------|
| $\varepsilon$    | Deformación                       |
| $\varepsilon$ 2% | Deformación en el límite elástico |

## 2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El objeto del presente trabajo es el diseño de una suspensión trasera de una moto de competición de 250cc y 4T para el equipo de trabajo formado por estudiantes de la universidad de ingenieros de Bilbao. Este equipo diseña y desarrolla un prototipo de moto de competición que competirá en la denominada competición “Moto Student” en un desafío entre equipos de diferentes universidades del mundo.

La competición en sí misma representa un desafío para los estudiantes, donde tendrán que poner a prueba su creatividad y sus habilidades para innovar aplicando directamente sus capacidades como futuros ingenieros contra otros equipos de todo el mundo.

El diseño de la moto, incluyendo por ello también la suspensión trasera, deberá cumplir con unos requerimientos de seguridad y dimensiones. El fin de la suspensión, es el de mantener las ruedas en contacto con el suelo el máximo tiempo posible al paso por irregularidades, asegurando la estabilidad y aumentar el confort de marcha.

La suspensión a diseñar es convencional de tipo mecánico y denominada “**Full Floater**”, la cual comprende un conjunto de brazos oscilantes que se mueven junto con la horquilla trasera, formando un sistema de suspensión con efecto progresivo.

Como objetivo, se pretende el diseño de una suspensión trasera regulable compatible con el amortiguador suministrado por la organización que es de uso obligatorio, de manera que se pueda dotar a la suspensión de diferente rigidez y progresión según lo que el piloto o la organización desee, el circuito en el que se vaya a correr o el peso que vaya a gravitar encima suyo.

Como segundo objetivo está el diseño preliminar de un basculante lo suficientemente rígido y resistente y compatible con las piezas suministradas por la organización tales como llanta trasera, neumático y freno trasero.



### 3. ALCANCE

El alcance del trabajo está bien definido puesto que se limita a una parte muy concreta de la moto, la suspensión trasera y un pre-diseño del basculante, y las uniones de estos con el resto de los elementos.

Dentro de la suspensión se diseña tanto la geometría del conjunto entero, como cada una de las partes. Estas son el triángulo de suspensión, la bieleta y el amortiguador (este viene suministrado por la organización, es un resorte amortiguador de constante 10,5 kg/mm y 268 mm de recorrido).

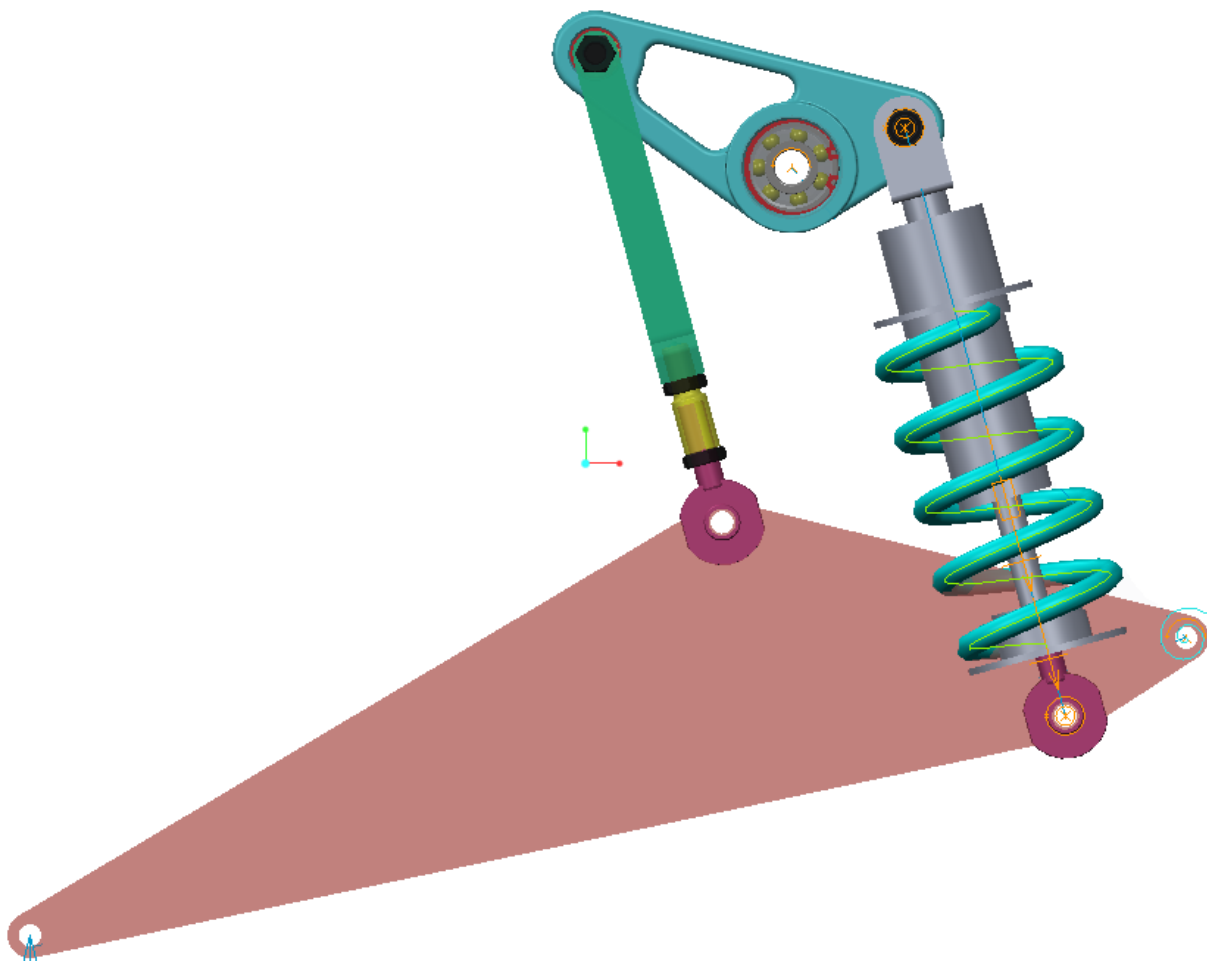


Figura 1. Diseño de una suspensión Full Floater. Queda el basculante por diseñar.

Desde el punto de vista del confort sería apropiado disponer de una suspensión blanda, sin embargo, esto provocaría grandes variaciones en la altura de la motocicleta debida a las cargas variables que actúan sobre ella. Por otro lado, una suspensión excesivamente rígida provocaría una reducción drástica del confort, además de provocar problemas de adherencia en el tren trasero a la hora de acelerar.

Para evitar estos problemas la mejor opción es la de diseñar una geometría que se base en conseguir una suspensión con una buena progresividad y que tenga unos valores óptimos de rigidez tanto para movimientos pequeños de la rueda trasera como para movimientos mayores. Una buena progresividad es por ejemplo la que se muestra en la siguiente figura. Su funcionamiento conviene que sea suave en un principio y más firme según va aumentando el recorrido de la rueda. Por ello el elegir una suspensión de bieletas como lo es la Full Floater.

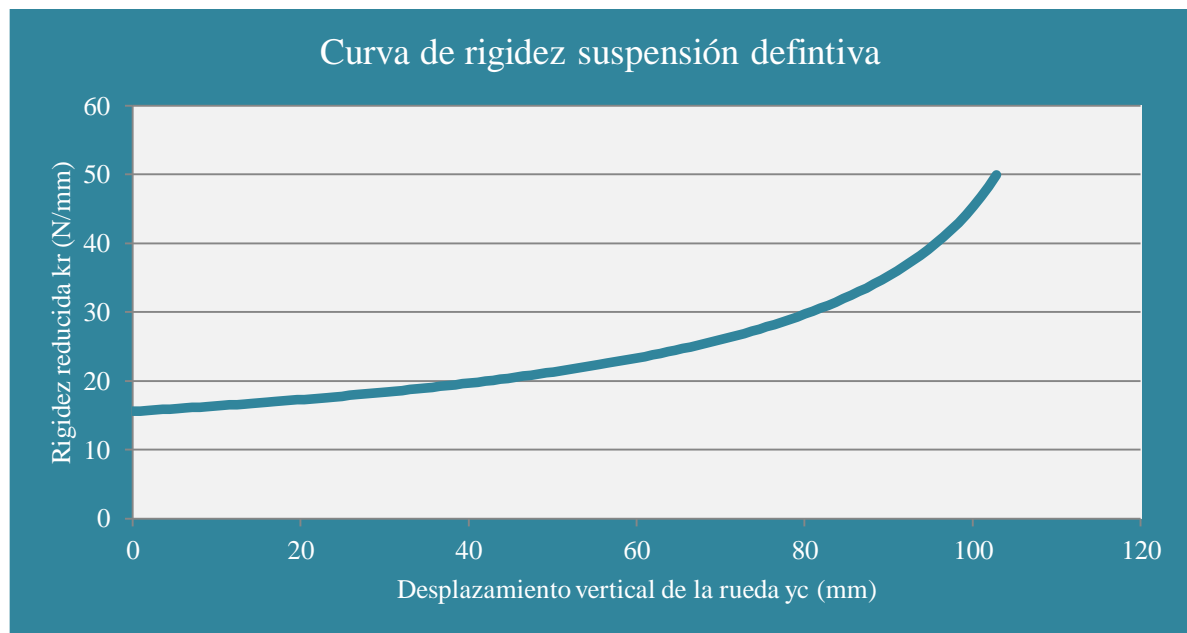


Figura 2. Curva de rigidez obtenida en mi suspensión Full Floater.

El triángulo de suspensión es la unión de la suspensión con el chasis. Su diseño se basa en que resista las cargas a las que está sometido, albergando los rodamientos y rótulas necesarios, los anillos de seguridad, casquillos, etc. y con el menor peso posible.

La bieleta es la unión entre el triángulo y el basculante. Su diseño es tal que permita un reglaje de la geometría de la suspensión. Esto se hace disponiéndola de una rosca a derechas y otra a izquierdas en una pieza denominada tensor, de forma que sea posible su acortamiento y alargamiento. La bieleta por tanto está compuesta por dos elementos (tensor y horquilla) que se deben de estudiar a resistencia, además de otros elementos como las tuercas y una cabeza de articulación que la une al basculante.

Para el diseño de la suspensión queda por definir las uniones entre los elementos. Se definen por tanto los elementos auxiliares en las uniones entre el triángulo y la bieleta y entre el triángulo y el muelle.

Con la suspensión definida, queda por diseñar el basculante. El diseño de este está estrechamente ligado al diseño de la suspensión trasera. Se realiza un pre-estudio del mismo donde se le somete a estudios de elementos finitos hasta obtener una relación rigidez/peso adecuada. Para su obtención se hará especial hincapié en las características geométricas de la pieza, así como en la elección del material.

Con el basculante parcialmente diseñado, se estudian las orejas que permiten la unión con la bieleta y el muelle, dejando como líneas futuras el diseño de las uniones con la rueda y con el chasis y un estudio de modos y frecuencias del basculante.

Por último se nombra el proceso de fabricación de los componentes. Este debe ser relativamente sencillo y económico. Esta elección se verá influenciada por el material que finalmente se escoja, por las formas más o menos complicadas que el diseño adopte, por las propiedades que el proceso de fabricación aporte al material, y por su coste.

Así queda finalizado el diseño de la suspensión trasera junto con el basculante. Estos dos deben de cumplir los siguientes tres objetivos.

- Tiene que ser una solución constructiva fiable y duradera para que se puedan realizar todos los eventos de Moto Student sin ningún tipo de fallo.
- Tanto el basculante como el sistema de bieletas deben de cumplir todos los requisitos técnicos y geométricos impuestos por la organización y que vienen descritos en el siguiente apartado.
- Ambos diseños no solo deben de ser compatibles entre sí sino que también deben de concordar con las demás partes de la moto tales como chasis, motor, amortiguador trasero, rueda trasera...

## 4. NORMATIVA Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Para considerar los diseños como validos, es necesario cumplir una serie de requisitos técnicos en la realización del producto cumpliendo a su vez la normativa implantada por Moto Student. Los siguientes requisitos son una mezcla entre los establecidos por la organización y los establecidos por el personal de la universidad de Ingenieros ETSI.

### 4.1. Dimensiones

Se debe de cumplir con unos requisitos básicos para las dimensiones de la moto:

- La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares debe ser de 450mm;
- El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realizará con la motocicleta descargada (es decir, sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento;
- La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100mm en cualquier situación de compresión de suspensiones o reglajes de geometrías;
- Límite frontal: Ningún elemento de la motocicleta podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero;
- Límite posterior: Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero;
- Los neumáticos deberán tener una distancia mínima de 15mm a cualquier elemento de la motocicleta en toda posición de la misma y reglaje de geometría;
- La anchura máxima del asiento no debe rebasar los 450mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento de la motocicleta del asiento hacia detrás excepto el sistema de escape;
- La anchura máxima del carenado será de 600mm.
- La longitud entre ejes de la moto es de 1250 mm;

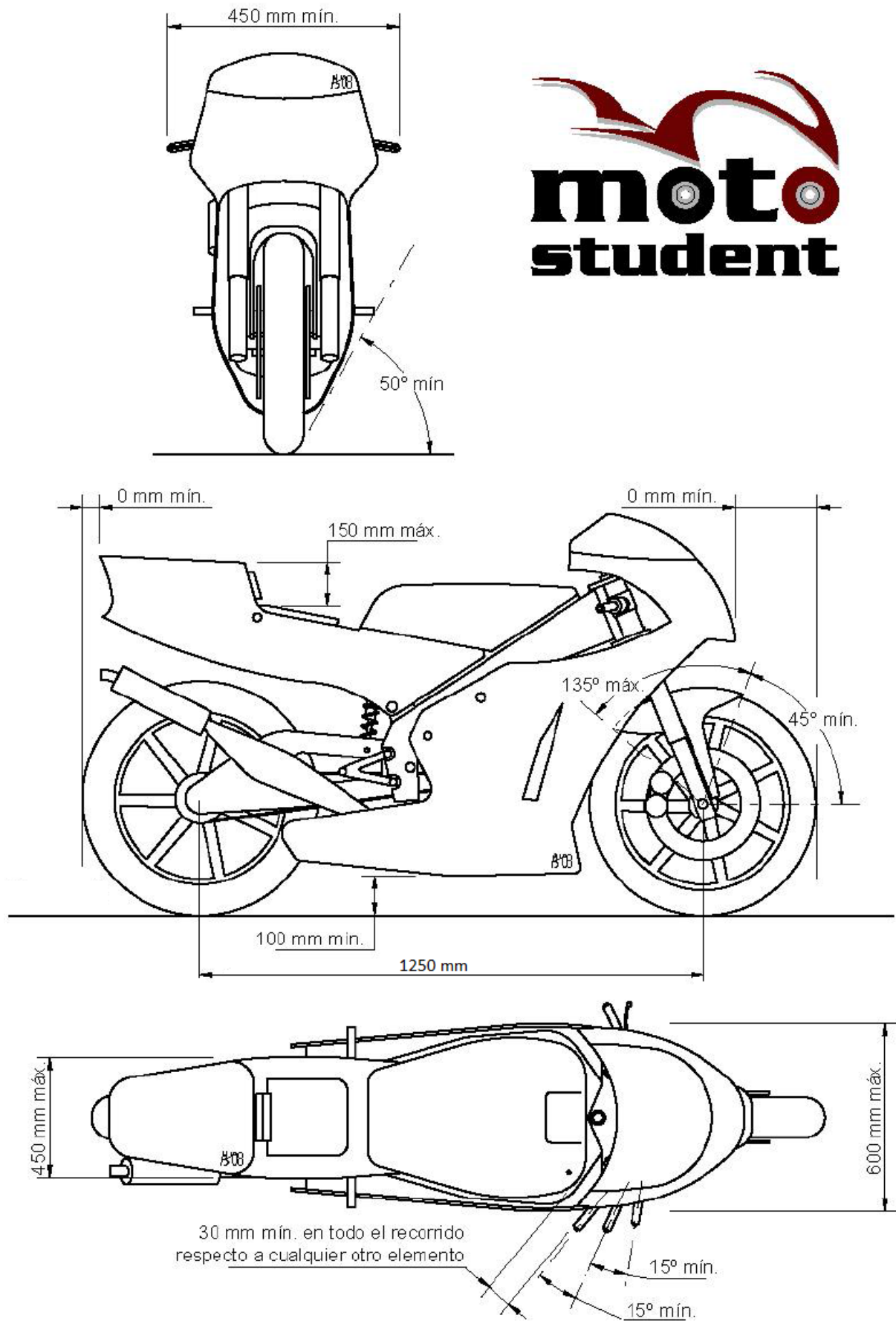


Figura 3. Dimensiones principales de la moto.

## 4.2. Peso

El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido depósito, gasolina y líquidos en ningún momento de las pruebas deberá ser inferior a 90 kg. El peso se podrá verificar tanto al inicio, durante y final de la competición.

Está permitido lastrar el vehículo para alcanzar el peso mínimo.

Además de este requisito, se ha decidido que el peso máximo de la moto más el piloto montado en ella sea de 160 kg, es decir, 1600 N, distribuido a partes iguales en los dos ejes de las ruedas.

Un peso aceptable del basculante son 6 kg, es decir, 60 N.

## 4.3. Suspensión trasera

Están prohibidos aquellos sistemas de suspensión activos o semi-activos y /o controles electrónicos de cualquier aspecto de la suspensión, incluyendo aquellos que controlen la regulación de altura.

Los reglajes de suspensión y sistemas de los amortiguadores de dirección sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánicos/hidráulicos.

Los sistemas de suspensión serán convencionales de tipo mecánico.

Es obligatorio el uso del amortiguador posterior suministrado por la Organización. Este puede ser modificado, pero no sustituido. El muelle de suspensión suministrado por la Organización puede ser reemplazado, siempre por muelles hechos de aleaciones de acero.

Los datos técnicos de la unidad resorte – amortiguador están representados en la siguiente figura. Para el cálculo de la suspensión, serán necesarios los siguientes valores de la unidad resorte-amortiguador:

- Longitud total de la unidad  $l_m$  (mm): 268;
- Recorrido útil del muelle (mm): 50;
- Diámetro del muelle (mm): 72;
- Rigidez del muelle  $k$  (N/mm<sup>2</sup>): 105.

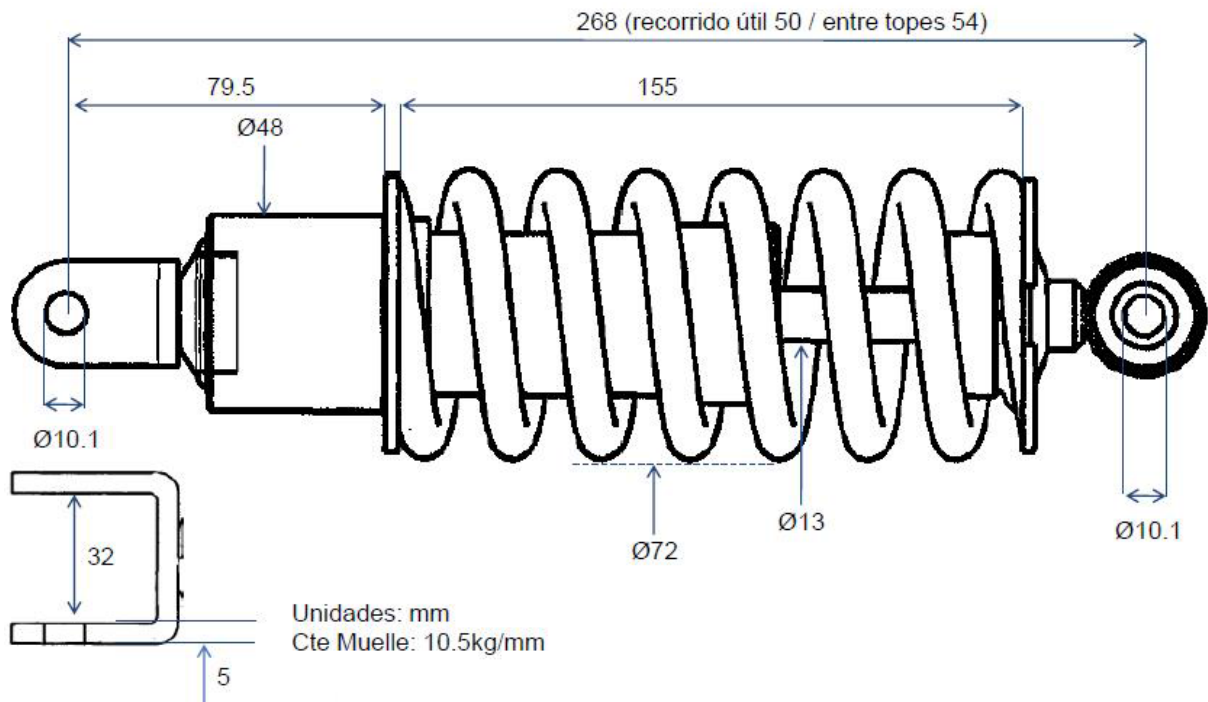


Figura 4. Datos técnicos de la unidad resorte-amortiguador trasera.

#### 4.4. Basculante

El basculante debe de regirse por los siguientes requisitos.

- El basculante debe de tener una longitud de 525 mm desde la unión al chasis hasta la unión con la rueda.
- Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de rotación del basculante.
- Es obligatorio el uso de un protector de cadena que impida la interferencia entre el cuerpo del piloto y el punto de engrane cadena-corona en la rueda trasera.
- Está permitida la soldadura de elementos estructurales por cualquier medio, pero deberá resultar una estructura consistente.

Además del dato geométrico, debe de cumplir con unos valores de rigidez para soportar las fuerzas a las que está sometida durante la competición.

- Rigidez lateral máxima: 0,9 KN/mm
- Rigidez torsional objetiva: entre 1 y 1,6 kN·m/°
- Rigidez a flexión mínima: lo más alta posible
- Rigidez longitudinal mínima: 30 kN/mm





## 5. LA SUSPENSIÓN

### 5.1. Introducción

Una moto sin suspensión circulando por terreno irregular presenta dificultad en la dirección debido a la pérdida de adherencia de las ruedas y al malestar del piloto. Los pequeños baches en la carretera son fácilmente absorbidos por los neumáticos, pero para absorber los grandes baches, la moto necesita de una apropiada suspensión.

Una moto con suspensión, desde el punto de vista dinámico, se puede considerar como un cuerpo rígido conectado a las ruedas con sistemas elásticos (suspensión delantera y trasera). El cuerpo rígido se constituye por la masa suspendida  $M$  (chasis, motor, pipa de dirección y el conductor), mientras que las masas unidas a las ruedas son llamadas como masa no suspendida.

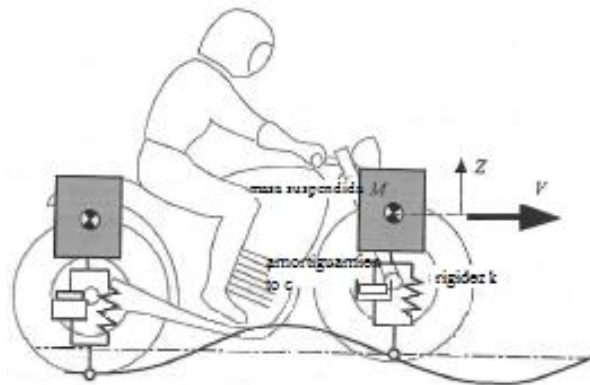


Figura 6. Sistema esquemático de las suspensiones de una moto.

La suspensión debe de satisfacer los siguientes tres propósitos:

- permitir que las ruedas sigan el perfil de la carretera sin transmitir vibraciones excesivas para el motorista y la moto. Esto es el aislamiento de la masa suspendida de la vibración generada por la interacción de las ruedas con las irregularidades de la carretera - al piloto para mejorar su confort y a la moto para mejorar su fiabilidad y longevidad;
- Asegurar la adherencia de las ruedas en el plano de la carretera con el fin de transmitir la conducción requerida, el frenado y las fuerzas laterales y un agarre a la carretera máximo;
- Asegurar el buen funcionamiento del vehículo en diferentes condiciones de operación (aceleración, frenada, giros,...).

El grado de confort requerido varía en función del uso que se le da al vehículo. En nuestro caso, al ser una moto de competición, el confort es menos importante que la capacidad de la motocicleta para mantener las ruedas en contacto con el suelo y adoptar la orientación deseada.

Una suspensión, se define claramente por constar de dos elementos principales: unidades de muelle-amortiguador.

### 5.1.1. Muelle

Operador elástico capaz de almacenar energía y desprenderse de ella sin sufrir deformación permanente cuando cesan las fuerzas o la tensión a las que es sometido. La manera más sencilla de analizar un resorte físicamente es mediante su modelo ideal global y bajo la suposición de que éste obedece la Ley de Hooke. Se establece así la ecuación del resorte, donde se relaciona la fuerza  $F_e$  ejercida sobre el mismo con el alargamiento/contracción o elongación  $\delta$  producida (con su correspondiente signo), del siguiente modo:

$$F_e = k \cdot \delta \quad (\text{Ecuación 1})$$

Esta elongación  $\delta$  es igual a la diferencia entre la distancia inicial del muelle  $L_{m0}$  y la distancia a la que queda en un punto determinado  $L_m$ .

$$\delta = L_m - L_{m0} \quad (\text{Ecuación 2})$$

Para nuestro caso, la característica más importante de un muelle es su constante elástica  $k$ , la cual marca la medida de su rigidez. La rigidez de un muelle se determina midiendo la fuerza extra necesaria 'k' para comprimir (o extender en algunos casos) el muelle una pequeña distancia dada. La constante de un muelle puede ser lineal o progresiva.

- Constante *lineal* cuando la constante no varía a lo largo del recorrido útil del muelle.
- Constante *progresiva* cuando la constante puede variar a lo largo del recorrido y normalmente en el uso que se le da a los muelles en las motos, esta constante suele ser positiva, esto es, la constante aumenta al aumentar la carga. En la moto, La primera parte de trabajo, es normal, para un beneficio en el andar, y a medida que el espiral se comprime se vuelve más duro, ayudando a evitar el balanceo, y reduciendo el cabeceo al frenar y acelerar.

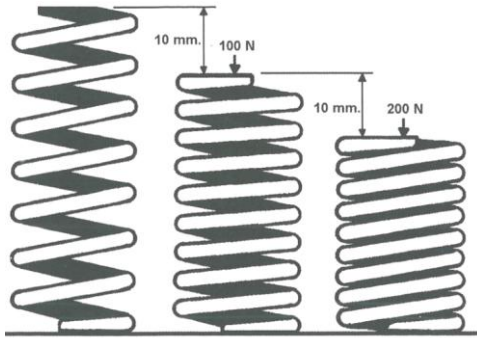


Figura 7. El muelle de la figura tiene una constante de 10 N/mm. Cada 10 mm adicionales de movimiento requieren una carga axial adicional de 100 N. cuando el muelle está comprimido a tope, pasa a ser sólido.

Los muelles pueden tener formas muy diversas y se pueden fabricar con muchos materiales diferentes, pero en la práctica se usan unos pocos muy concretos: muelles helicoidales, de goma, de gas, etc.

### 5.1.2. Amortiguación

Un amortiguador es un absorbedor (disipador) de energía, el movimiento del amortiguador produce resistencia mecánica, pero al contrario que con un muelle, no tiene una tendencia natural a volver a su posición inicial, y por lo tanto, absorbe trabajo o energía, que finalmente es disipada en forma de calor. Esta pérdida de energía es necesaria para evitar movimientos incontrolados de la suspensión.



Figura 8. Ejemplo de amortiguador más muelle.

En un bache, al utilizar amortiguamiento, se absorberá parte o toda la energía que el bache canaliza hacia la suspensión, por lo que la oscilación se verá reducida o eliminada, dependiendo del grado de amortiguamiento.

Como un absorbedor de energía, cualquier amortiguador debería ajustarse según la cantidad de energía que disipar, que dependerá del muelle, de la masa de la moto y del uso que esperemos darle.

## 5.2. Frecuencia de la suspensión

La principal razón de uso de la suspensión (sistema de masa, muelle y amortiguador) es el confort del piloto y para conseguirlo idealmente necesitamos un sistema que no transfiera ningún movimiento vertical a la masa suspendida y al piloto, es decir, que el piloto sufra la mínima aceleración vertical posible. Esto es imposible de conseguir totalmente, y otro factor a tener en cuenta es la frecuencia de las perturbaciones que el piloto siente.

La frecuencia de las perturbaciones que el piloto siente impiden a menudo el confort del piloto en la moto. Los humanos somos más tolerantes a ciertas frecuencias de perturbación que a otras, y esta tolerancia depende también de la dirección. Toleramos mejor frecuencias verticales, como baches de carretera, que frecuencias horizontales como el cabeceo de la moto.

| Frecuencia (c/s, Hz) | Comentarios  |
|----------------------|--|
| 0,5 a 1              | Tiende a producir mareos.  |
| 1 a 2                | Generalmente considerada la más cómoda.  |
| >2                   | Se suele percibir que la conducción es dura o áspera.  |
| 5 a 20               | Estas frecuencias tienen varios efectos incómodos y a veces dañinos en diversas partes del cuerpo. |

Tabla 1. Percepción humana a los movimientos verticales según su frecuencia, dada por la suspensión del vehículo.

De aquí que podemos deducir que aunque nos interesa reducir todo el movimiento que se transmite al piloto, es más importante que diseñemos nuestra suspensión para que filtre lo más posible aquellas perturbaciones que estén fuera del rango de frecuencias entre 1 y 2 Hz. Para ver cómo podemos conseguirlo, consideremos un sistema formado por una masa, un muelle y un amortiguador.

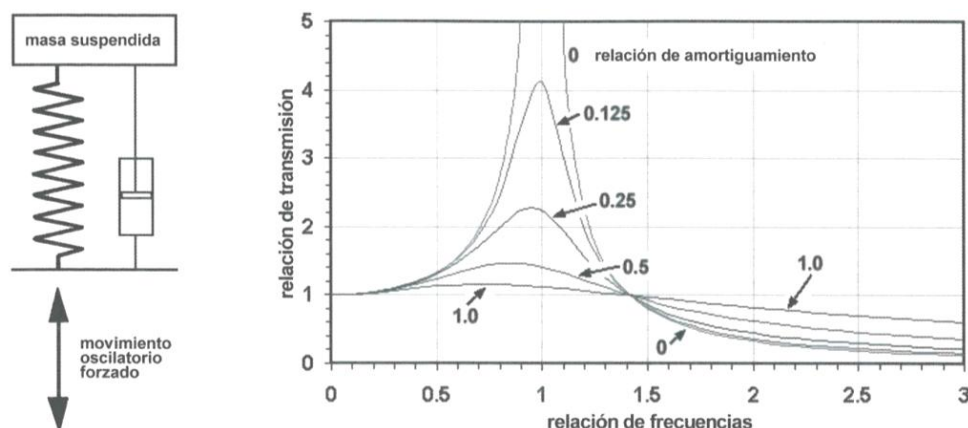


Figura 9. Respuesta de un sistema masa – muelle – amortiguador ante una oscilación forzada, equivalente al movimiento de una moto en función de la variación de altura de la superficie de la carretera.

Si aplicamos al extremo inferior de un muelle una perturbación que esté oscilando de forma continua, es de esperar que al menos parte de este movimiento se transmita a la masa que está en el extremo superior. Como se observa, si no tenemos amortiguamiento existe un estrecho rango en el que el movimiento de la masa es realmente mucho mayor que el de la entrada (rueda). Esta frecuencia se conoce como frecuencia de resonancia o frecuencia natural, a la cual no queremos nunca llegar y para reducir o incluso eliminar esta respuesta excesiva y reducir la frecuencia de resonancia, se debe introducir cierto nivel de amortiguamiento. Un amortiguamiento de valor 1.0 indica amortiguamiento crítico, es decir, aquel que previene cualquier oscilación después de impactar contra un bache.

Con frecuencias mucho menores que la frecuencia natural de la suspensión, podemos ver que la masa suspendida se mueve con una magnitud cercana a la de la perturbación, a pesar del amortiguamiento. Debemos intentar tener una suspensión con una frecuencia natural baja, lo que requiere muelles blandos.

El cálculo de la frecuencia de la suspensión sin amortiguamiento se puede hacer usando la siguiente fórmula:

$$F_f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (\text{Ecuación 3})$$

El rango real de frecuencias que actúan en la suspensión está determinado por la velocidad de la moto y la naturaleza de la carretera.

### 5.3. Hundimiento del muelle (Spring sag)

Si jugamos con la fórmula de la frecuencia, veremos que para una frecuencia dada un muelle se hundirá una cantidad fija, a pesar de la masa suspendida.

$$F_f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{M}} \quad \rightarrow \quad \frac{M}{k} = \left(\frac{1}{2\pi F_f}\right)^2 \quad \text{o} \quad \frac{W}{k} = g \left(\frac{1}{2\pi F_f}\right)^2$$

Donde:

$W$  es el peso suspendido

$g$  es la constante de gravedad.

Pero utilizando la ecuación 1 sobre la fuerza elástica del resorte:

$$\delta = \frac{F_e}{k}$$

; Donde  $\delta$  es el desplazamiento o hundimiento del muelle, obtendremos este desplazamiento o hundimiento del muelle en función de la fuerza de frecuencia:

$$\delta = g \left(\frac{1}{2\pi F_f}\right)^2 = \frac{248,62}{F_f^2} [mm] \quad \text{(Ecuación 4)}$$

## 5.4. Modelos de suspensión: modelo de 4 gdl

Considerando que la moto esta soportada por sus dos ruedas, da la oportunidad de ajustar mejor la respuesta ante los baches, porque si hacemos que las frecuencias de las suspensiones sean diferentes en cada extremo, es posible suavizar el movimiento que siente el piloto a lo largo de un amplio rango de frecuencias.

A continuación se muestran varios modelos donde se han considerado ambas ruedas, la masa no suspendida y la rigidez del neumático para que el modelo sea más realista.

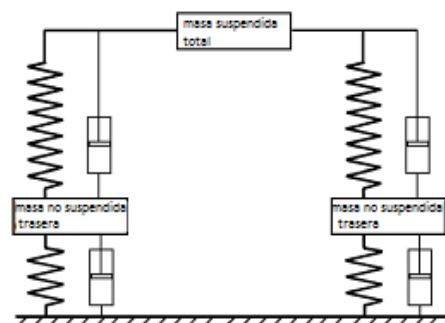
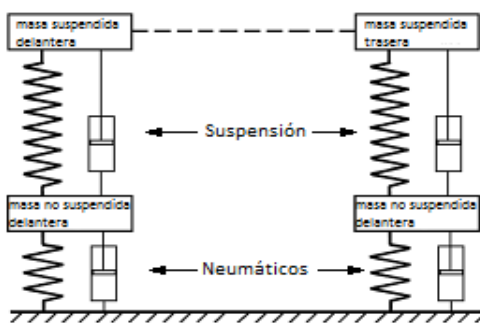


Figura 10. La suspensión trasera no se ve afectada por las perturbaciones de la parte delantera.

Figura 11. Masa suspendida agrupada alrededor del CDG.

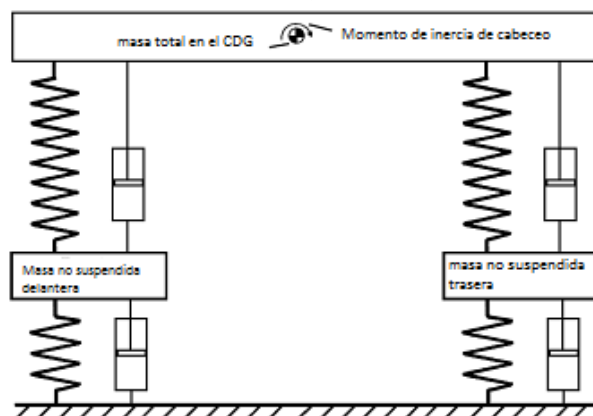


Figura 12. La masa suspendida del piloto y de la moto está distribuida a lo largo de toda la moto y tendremos que tener en cuenta un momento de inercia de cabeceo para evaluar adecuadamente el comportamiento de la suspensión.

Utilizando modelos como este podemos evaluar el comportamiento de la suspensión en función del tiempo en un amplio rango de condiciones de carga.

La longitud entre la distancia entre ejes y la longitud de onda también tiene una importancia vital en la respuesta de la suspensión y el confort del piloto.

## 6. LA SUSPENSIÓN TRASERA

### 6.1. Una buena suspensión trasera: curva de rigidez

Cada moto que se construye está diseñada para un tipo de actividad. En nuestro caso, las motos de competición, tienen menos consideración en cuanto al confort se refiere, y prestan más en conseguir la mínima variación de los neumáticos a la carga de contacto con la carretera.

Olvidándose de la amortiguación requerida y otros aspectos dinámicos, probablemente el punto más importante que podemos considerar aquí, es la característica de salto, como se ve en el eje de la rueda trasera. Las características en el contacto del neumático con la carretera son probablemente más importantes, pero están influenciadas por el neumático además de la disposición de suspensión. En lo que se refiere a las propiedades elásticas, no se le da mayor importancia a su obtención, siempre y cuando se obtenga la relación deseada entre la fuerza vertical de la rueda y el desplazamiento de la rueda. Estas son las **curvas de rigidez**.

La curva de rigidez representa la fuerza vertical en la rueda contra el desplazamiento vertical de la misma, y esta puede tener una traza lineal, o un aumento o disminución progresiva, a las que les corresponde una constante de rigidez reducida creciente o decreciente. Estos casos se denominan, respectivamente, como suspensión lineal, progresiva o regresiva.

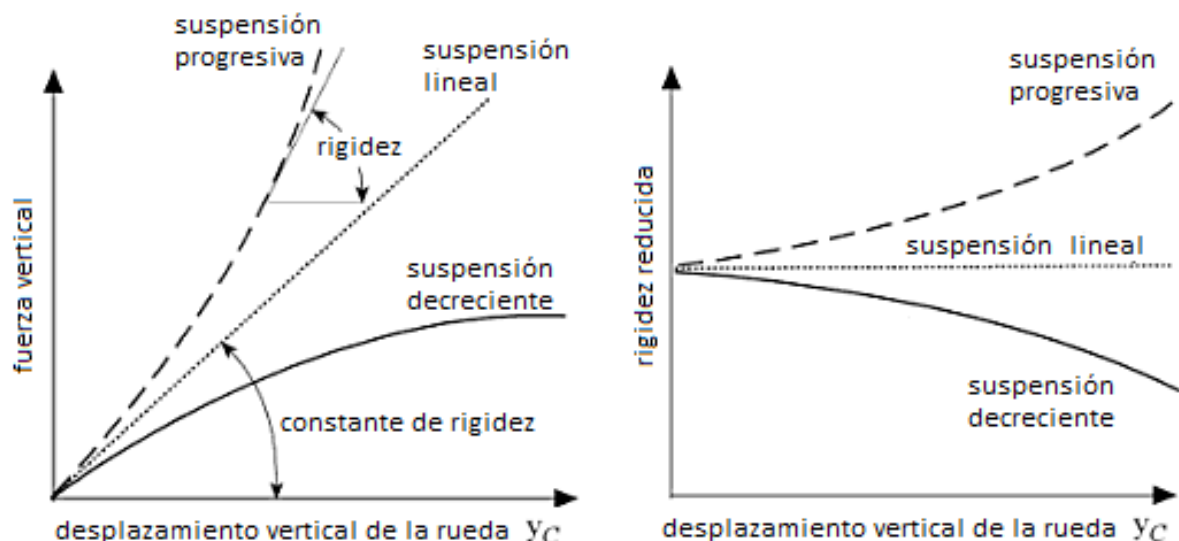


Figura 13. Fuerza elástica y rigidez de la suspensión frente al recorrido vertical de la rueda.

En aras de la comodidad en movimiento, sería apropiado para la rigidez el ir lo más lento como sea posible, a fin de minimizar las frecuencias naturales de los modos de vibraciones de la moto, en relación con las frecuencias de excitación del movimiento impuesto a las ruedas por irregularidades



en el plano de la carretera. Los resortes muy suaves, sin embargo, causan grandes variaciones en la altura del vehículo ya que la carga varía, así como variaciones significativas en el ajuste, en el paso de un movimiento rectilíneo a uno curvo, y durante las fases de aceleración y de frenado.

Por otra parte, con irregularidades en la superficie de la carretera, los muelles muy duros pueden causar, además de reducir drásticamente la comodidad, los problemas de adherencia de los neumáticos en la parte trasera durante la aceleración y en la parte delantera durante el frenado.

Para evitar estos problemas, se utilizan sistemas de suspensión más o menos progresivos de acuerdo con el tipo de uso del vehículo. Sustancialmente, la suspensión progresiva proporciona dos ventajas importantes:

- un aumento en la rigidez, junto con un aumento en la deformación, que permite el mantenimiento de la frecuencia de los modos de vibración en el plano más o menos constante a medida que aumenta la masa del vehículo (un aumento causado, por ejemplo, por el pasajero o el equipaje);
- la suspensión es suave en el caso de perturbaciones pequeñas y por lo tanto al principio del recorrido de la rueda, mientras que se va haciendo más rígida según se va aumentando el recorrido de la rueda, debido a perturbaciones más graves. El confort de conducción se incrementa con ello.

A continuación se presentan los diferentes tipos de suspensión trasera que han existido y los que existen en la realidad.

## 6.2. Tipos de suspensión

### 6.2.1. Sistema Plunger

La suspensión trasera de las motos ha ido variando a lo largo de los años. El sistema Plunger fue el primero que se utilizó ampliamente, sin embargo, sus limitaciones quedaron claras desde un principio.



Figura 14. Sistema Plunger

La incorporación de los muelles arruinaba los efectos de la triangulación de la parte trasera de la moto, ya que cada lado podía flexar independientemente en el plano vertical, lo que incluso llegaba a producir roturas por fatiga.

La resistencia de la rueda a inclinarse dependía de que el eje de la rueda estuviera sujeto de forma muy rígida al sistema.

El movimiento rectilíneo de la rueda tensaba la cadena en los extremos del recorrido, limitando el rango de movimiento de la rueda, por lo que la cadena tenía que montarse con mucha holgura en la posición estática de carga.

### 6.2.2. Sistemas de conexión directa resorte - amortiguador con basculante

En esta clase se incluyen el diseño tradicional con dos sistemas resorte-amortiguador colocados cerca del final del brazo oscilante, así como los amortiguadores en ángulo y los sistemas cantiléver mono-shock.

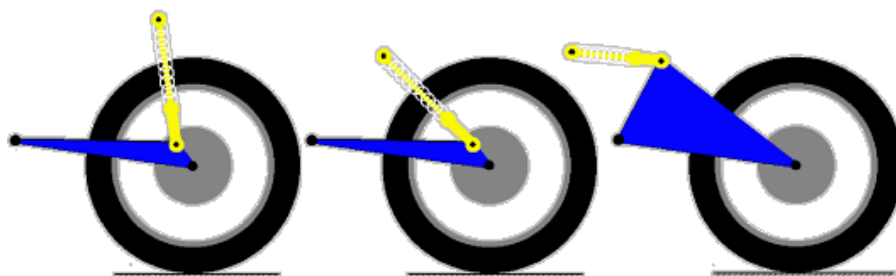


Figura 15. Tres diseños comunes de suspensión, con el resorte-amortiguador conectado directamente al basculante.

Izquierda: diseño tradicional. Medio: amortiguador en ángulo. Derecha: cantiléver mono-shock.

La siguiente gráfica muestra las curvas de rigidez de los tres ejemplos anteriores. En esta, se muestra una gran diferencia entre los tres tipos. El diseño tradicional muestra una característica casi lineal con solo un ligero efecto progresivo de un aumento del 3% sobre toda la gama de movimiento; el diseño angular muestra un efecto regresivo del 8,5%, y el sistema cantiléver da la mejor variación con una acción progresiva del 20%.

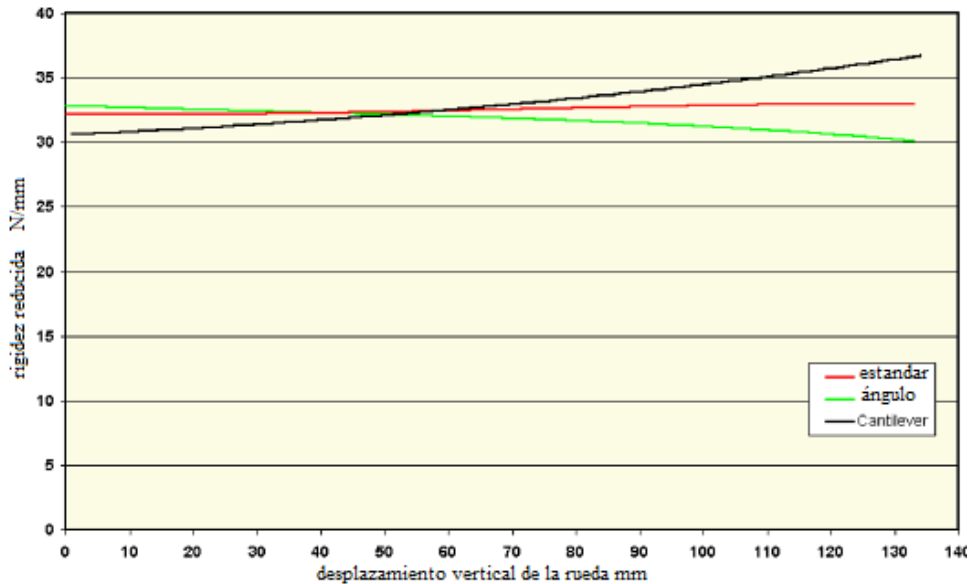


Figura 169. Curva de rigidez para los tres tipos de suspensión con el amortiguador conectado al basculante.

El detalle exacto de estas características depende del actual diseño dimensional del sistema en cuestión. La siguiente figura muestra como la ubicación de montaje y el ángulo del resorte-amortiguador determina si el sistema presentará propiedades regresivas o progresivas.

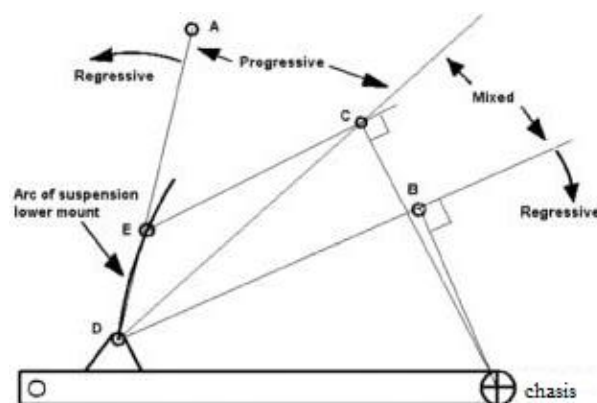


Figura 17. Variedad de posiciones de montaje de la unidad de suspensión para producir características particulares.

En estos diseños, es difícil lograr más de una pequeña variación en todo el rango de desplazamiento. Para ello, es necesario mover un brazo (biela) a través de un ángulo mayor, y esto se consigue mediante un sistema de bieletas.

### 6.2.2.1. Sistema Clásico

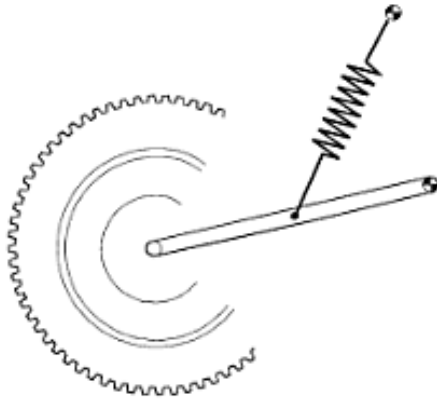


Figura 18. Suspensión trasera clásica

El basculante se impuso rápidamente al sistema Plunger.

Esta suspensión trasera “clásica” estaba formada por un tubo transversal que alojaba los rodamientos de giro y un par de tubos laterales que soportaban la rueda y dos unidades de muelle-amortiguador, uno a cada lado, inclinados en un cierto ángulo con respecto al brazo oscilante.

Las principales ventajas de la suspensión trasera tradicional son:

- Construcción simple;
- Fácil disipación del calor producido por los amortiguadores;
- Gran amplitud del movimiento de las unidades de muelle-amortiguador que es casi igual a la amplitud vertical del movimiento de la rueda y que, por tanto, causa una alta compresión y de extensión de los amortiguadores;
- Pequeñas fuerzas de reacción transmitidas al chasis.

Las mayores desventajas son:

- Limitación de la amplitud de la oscilación vertical de la rueda;
- La característica de desplazamiento de fuerza no es muy progresiva: pésima progresividad;
- Posibilidad de que las dos unidades de muelle-amortiguador generen diferentes fuerzas debido a las diferencias en las precargas de resorte o a las características de los amortiguadores, con el consiguiente mal funcionamiento de la suspensión, debido a la generación de momentos que torsionalmente cargan del brazo oscilante.

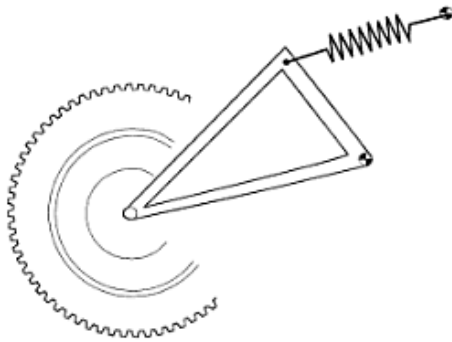
Para simplificar este sistema, se puede reducir esta suspensión en una equivalente reducida en la cual obtenemos, según viene explicado más adelante, apartado 7.1., la relación de velocidades  $\tau$ , relación entre la velocidad de deformación del muelle y la velocidad vertical de la rueda.

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} \quad (\text{Ecuación 5})$$

Y una constante reducida:

$$k_r = k \cdot \tau^2 \quad (\text{Ecuación 6})$$

### 6.2.2.2. Sistema Cantiléver



Para eliminar estos defectos, la relación eficaz entre rigidez y peso se obtiene triangulando en basculante y conectando el vértice al amortiguador. Es el sistema cantiléver mono-shock, caracterizado por tener solo una unidad resorte – amortiguador, y con las consiguientes ventajas:

Figura 19. Basculante tipo “cantiléver”

- Facilidad de ajuste ya que solo hay un amortiguador de choque;
- Baja masa no suspendida;
- Alta resistencia a la torsión y flexión;
- Alta amplitud vertical de la rueda.

Sin embargo, el posicionamiento de la unidad de muelle-amortiguador por encima o por detrás del eje puede causar problemas de disipación de calor para el amortiguador.

### 6.2.3. Sistemas de bieletas

En el sistema clásico y cantilever la introducción de un enlace en la suspensión trasera hace que sea más fácil de obtener las curvas de rigidez deseadas. Estos diseños se basan generalmente en la articulación de cuatro barras. Son los denominados sistemas por bieletas.

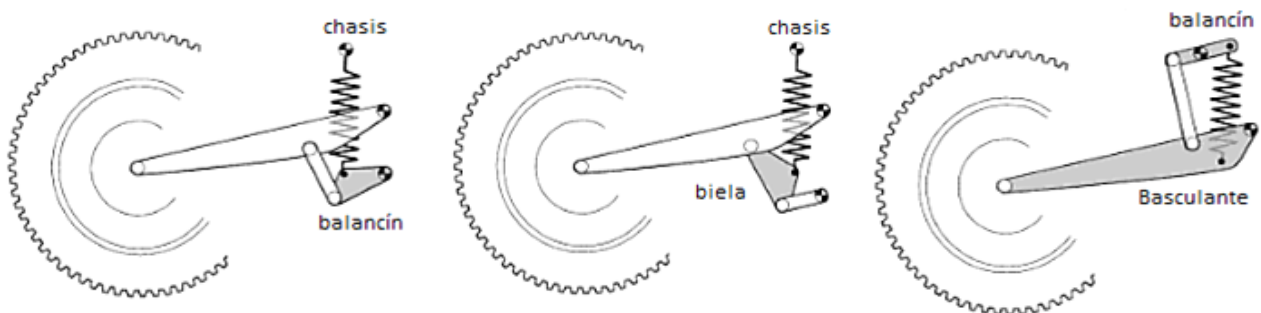


Figura 20. Sistemas de bieletas Unitrak (izquierda), Pro-Link (centro) y Full Floater (derecha).

Se distinguen solamente por los diferentes puntos de fijación de la unidad de muelle-amortiguador, que puede ser insertado entre el chasis y balancín (diseño **Unitrak** de Kawasaki) o entre la biela y el chasis (diseño **Pro-Link** de Honda) o entre el basculante y el balancín (diseño **Full Floater** de Suzuki).

De esta manera, se obtienen masas no suspendidas modestas, así como gran amplitud de la rueda, pero como inconveniente, se intercambian grandes fuerzas de reacción entre las diversas partes del cuadrilátero articulado.

Estos diseños permiten utilizar una única unidad muelle-amortiguador con un movimiento reducido, y además, permiten un tremendo control geométrico de las propiedades de la constante del muelle, por lo que se obtienen unas constantes de muelle y de amortiguamiento progresivas fácilmente, así como regresividad o combinación de ambas. Si la progresividad es deseable, esta puede ser una buena forma de conseguirla porque tanto la relación del muelle como la del amortiguador varían a la vez. Para conseguir este efecto progresivo es necesario que una bieleta o palanca se incline un ángulo grande para un determinado movimiento lineal, y para ello este brazo de palanca debe ser pequeño. La siguiente figura muestra como dos brazos de palanca pueden cambiar drásticamente cuando una bieleta corta gira un ángulo relativamente grande, dando lugar a una gran progresividad de la constante.

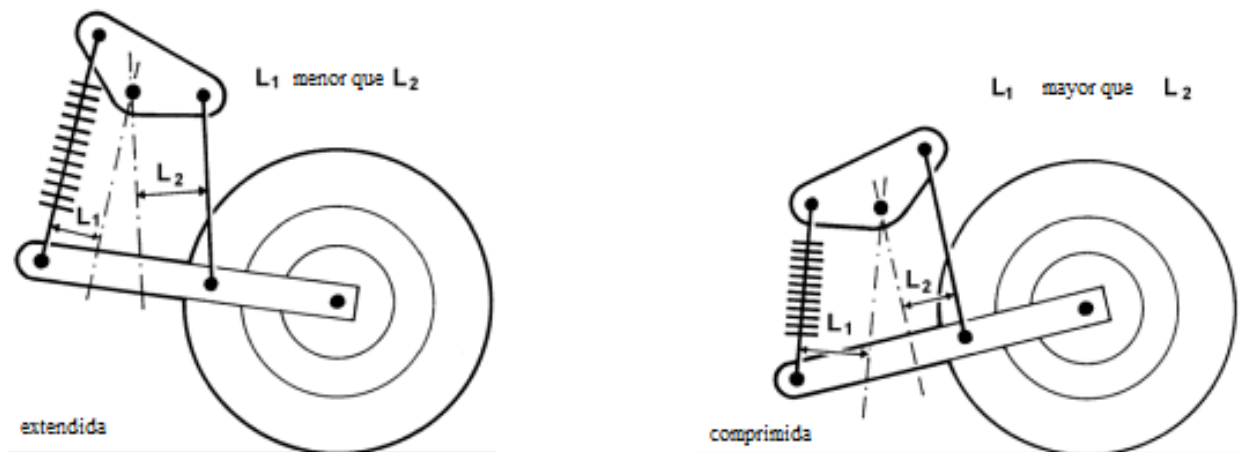


Figura 21. Ejemplo de sistema de bieletas (Full Floater). Debido a que la relación  $L_1:L_2$  varía con el movimiento de la rueda, este sistema de suspensión trasera da lugar a una constante progresiva tanto para el muelle como para el amortiguador. La constante elástica efectiva en la rueda varía según el cuadrado de la relación anterior. En la posición extendida el lado conectado al basculante tiene mayor ventaja mecánica y por tanto la constante será más blanda que cuando el sistema está comprimido.

Hemos visto que para calcular la relación entre la velocidad del muelle y la velocidad de la rueda tenemos que medir o calcular la relación de velocidad. Esto es a menudo menos evidente con algunos sistemas de bieletas. En realidad puede ser más sencilla de visualizar si tenemos en cuenta el sistema en dos partes separadas, cada una con su propia relación de velocidad. La relación general de velocidad es entonces el producto de los dos separados.

La siguiente figura, puede romperse en un sistema biela-basculante-rueda y un sistema biela-balancín-resorte. La relación de velocidades del primer sistema es  $L_1:L_w$  y la del segundo  $L_1:L_2$ . La relación general será por tanto  $(L_1/L_w) \cdot (L_1/L_2)$ . Este valor varía normalmente en todo el movimiento dando una característica no lineal.

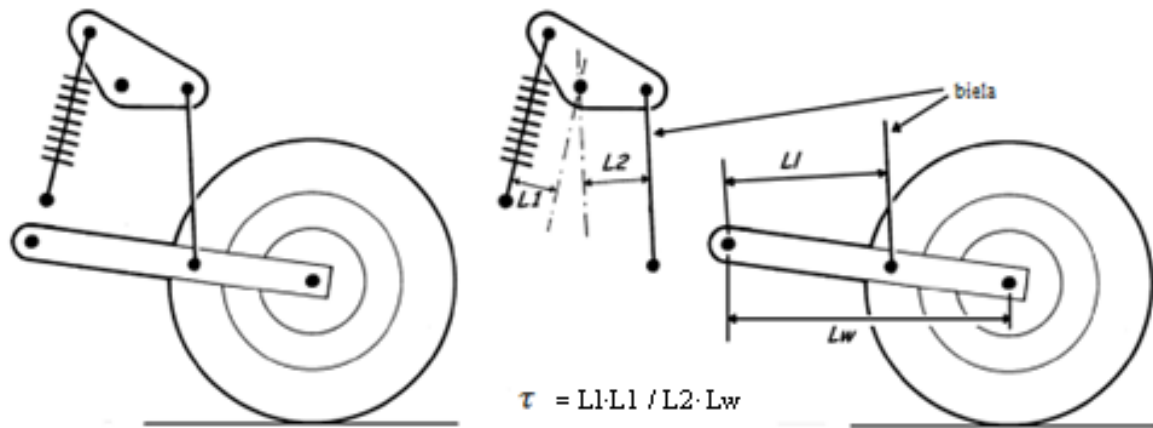


Figura 22. Suspensión Unitrack separada en dos sistemas: sistema biela-balancín-resorte y sistema biela-rueda.

Todos los sistemas de bieletas tienen esto en común. Suponiendo que todos producen unos cambios parecidos en la constante efectiva del muelle y que su paso y su rigidez son similares, ninguno de estos diseños tiene una ventaja especial sobre los demás. Así, la elección de diseño quedará mejor determinada si nos basamos en consideraciones estructurales o de espacio. Para comparar un diseño con otro, solo hace falta considerar unas pocas características:

- Peso del sistema;
- Masa no suspendida;
- Integridad estructural: rigidez y resistencia;
- Características de la constante del muelle y del amortiguador. Variación de la constante con la compresión de la suspensión;
- Compacidad;
- Numero de articulaciones. Cada una es una fuente de rozamiento y holguras, por lo que cuantas menos mejor.

Otro aspecto que el diseñador debe de tener en cuenta son las cargas que soportan los rodamientos del eje de giro.

### 6.2.3.1. Sistema Unitrak

El sistema de suspensión trasera Unitrak se caracteriza por tener la bieleta conectada directamente al basculante y el muelle y el triángulo de suspensión al bastidor, tal y como se ve en la siguiente figura.

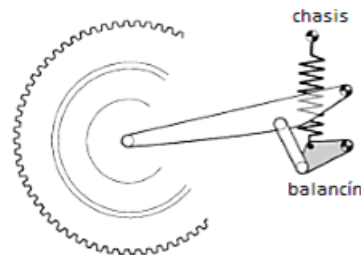


Figura 23. Suspensión trasera Unitrak.

Este sistema presenta ventajas respecto al sistema Full Floater. A continuación se comparan los dos sistemas (figura 24) detallándose los resultados de esta comparación.

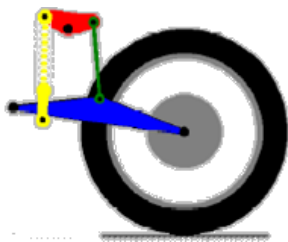


Figura 24. Amortiguador con sujeción al bastidor (Unitrak)

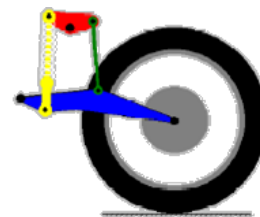


Figura 25. Amortiguador con sujeción al basculante (Full Floater).

Realizando un análisis cinemático y dinámico de los dos sistemas, para un movimiento de la rueda dado, el amortiguador experimenta un desplazamiento mayor cuando se une al basculante, que cuando se fija al bastidor. En otras palabras, la velocidad efectiva de la rueda será mayor y el desplazamiento máximo de la rueda se reducirá.

En los siguientes gráficos (figuras 26 y 27) se muestran 3 curvas diferentes. La primera (negro) muestra la rigidez en la rueda frente a el desplazamiento vertical de la misma para una disposición del amortiguador montado en el bastidor. La segunda (verde) corresponde a un sistema progresivo con el amortiguador montado en el basculante, sin regular los parámetros. Y por último, la tercera curva (rojo) muestra las características con la rigidez del muelle, la precarga y el recorrido del amortiguador ajustados para dar la misma holgura estática y el mismo desplazamiento completo del muelle así como el mismo almacenamiento de energía que en el caso de estar montado en el bastidor.



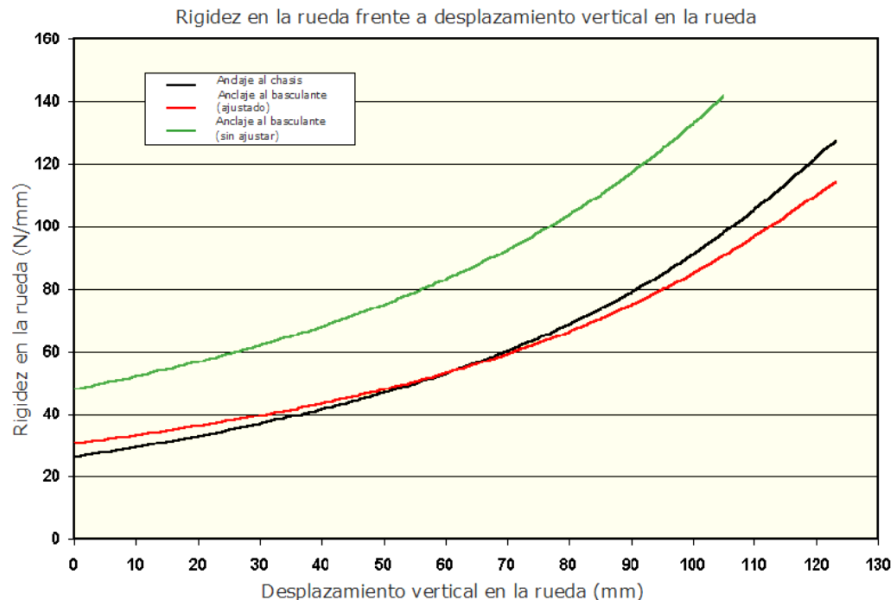


Figura 26. Curvas de rigidez para los sistemas de suspensión Unitrak (negra) y Full Floater (roja y verde).

Comparando la curva obtenida con el amortiguador montado al bastidor y con el amortiguador montado en el basculante, se observa que este segundo profiere a la rueda mayor rigidez en el primer recorrido de la suspensión, mientras que en el recorrido final la rigidez en la rueda es menor que la que se le transmite con el amortiguador montado en el bastidor.

Sin cambiar las propiedades de absorción para el caso del amortiguador en el basculante, se observa que la rigidez en la rueda es mayor, además disminuye el desplazamiento de la rueda.

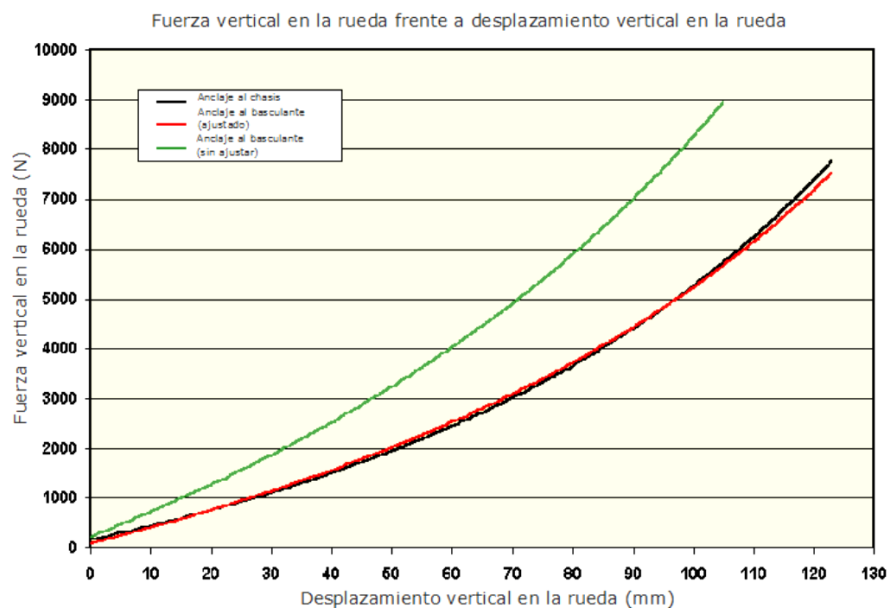


Figura 27. Fuerza vertical en la rueda trasera vs desplazamiento vertical de la rueda para los sistemas de suspensión Unitrak (negra) y Full Floater (roja y verde).

En cuanto a las fuerzas que se le transmiten a la rueda se ve que son muy similares entre el caso extremo fijo y el caso de ajustarse con el amortiguador al basculante.

Sin cambiar el tarado de los muelles, carga y descarga, la curva de fuerza es considerablemente mayor, y el movimiento de la rueda se ve reducido cuando el amortiguador se monta en el basculante.

### 6.2.3.2. Sistema Pro – Link

En este apartado se muestra otro tipo de disposición, el sistema de suspensión Pro-Link, el cual es el que monta Honda en algunos de sus modelos de motocicletas.

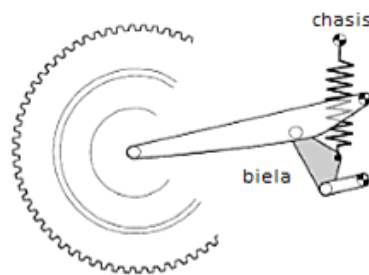


Figura 28. Suspensión trasera Pro - Link.

La diferencia respecto de los otros dos diseños recae en que este tiene el triángulo de suspensión conectado al basculante y la biela conectada al chasis. Una de las maneras de buscar la progresividad de esta suspensión es mediante la variación de la bieleta.

Se presentan en la figura 29 tres curvas de rigidez para el mismo sistema de suspensión comentado, variando únicamente la longitud de la bieleta.

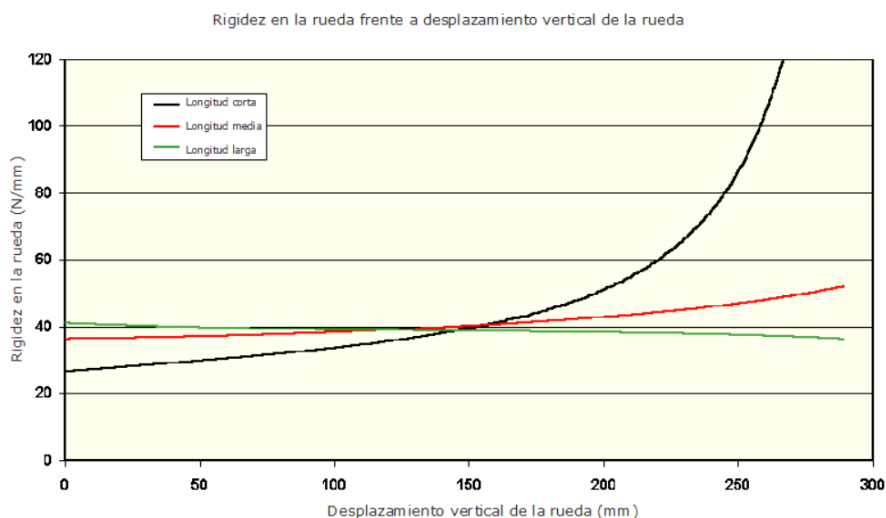


Figura 29. Curvas de rigidez para diferentes diseños de suspensión Pro-Link.

Para la bieleta de menor tamaño se obtiene una curva muy progresiva, y la relación de tamaño medio produce un efecto ligeramente progresivo. En el caso de la tercera longitud, la más larga, produce una curva de carácter regresivo, es decir, la rigidez efectiva en la rueda disminuye con el desplazamiento del amortiguador.

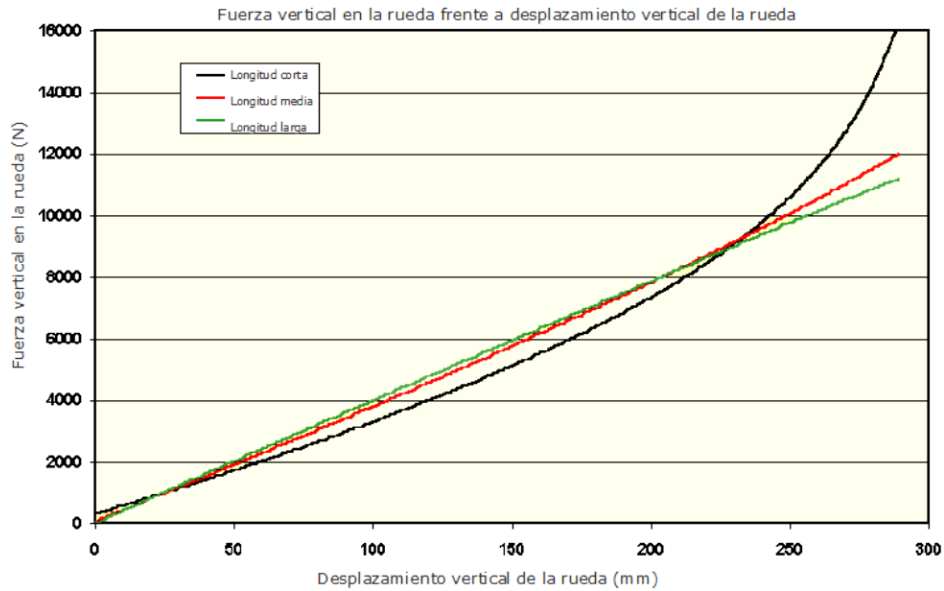


Figura 30. Fuerza vertical en la rueda vs desplazamiento vertical de la rueda para diferentes diseños de suspensión Pro-Link.

En cuanto a la gráfica de la fuerza en la rueda frente al desplazamiento vertical de la misma, se observa que con cualquier disposición se obtienen características similares. Para cambiar estos parámetros aquí solo se ha considerado la longitud de la bieleta, existiendo muchos más parámetros que pueden variar las características, como alterar el ángulo del balancín o la ubicación de montaje, las dimensiones del balancín, etc.

### 6.2.3.3. Sistema Full Floater

Como ultimo sistema de bieletas se tiene el mecanismo Full Floater.

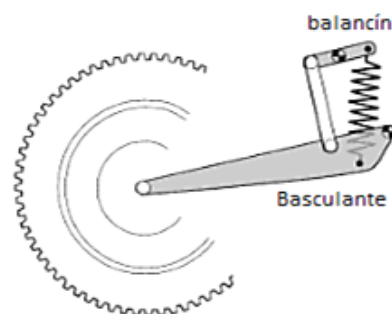


Figura 31. Suspensión trasera Full Floater.

La característica principal de este sistema es que cuando la rueda asciende, es decir, se acerca hacia el chasis, la suspensión se comprime por ambos lados. Esta disposición elimina el punto de anclaje de la suspensión con el chasis. Por otra parte, las pequeñas variaciones en las disposiciones de los elementos de la suspensión pueden dar características elásticas muy diferentes a la rueda. A continuación se explica la correcta disposición de los elementos para conseguir una curva de rigidez progresiva, para así después ajustarla con un poco de ensayo de prueba y error hasta lograr el fin deseado.

### Disposición del balancín

El sistema de brazo oscilante con la biela se comporta de una manera similar al sistema clásico si sustituimos la biela por el muelle. En consecuencia, solo tenemos un rango limitado de posibles características para trabajar. Por otra parte, el sistema biela-balancín-resorte-amortiguador, proporciona una gama mucho más amplia de opciones. En primer lugar, está el posible movimiento angular del balancín, pero también se tiene un control separado entre la biela y el balancín y entre el resorte-amortiguador y el balancín.

Cuanto mayor hagamos  $L_1$  y cuanto menor hagamos  $L_2$ , mayor será el desplazamiento de la rueda, por tanto, si nuestro deseo es diseñar un sistema progresivo, debemos elevar  $L_1$  y reducir  $L_2$  a medida que la suspensión se comprime. Para ello, debemos de colocar el balancín de una manera determinada. En la siguiente figura se muestran tres pequeñas variaciones de este sistema.

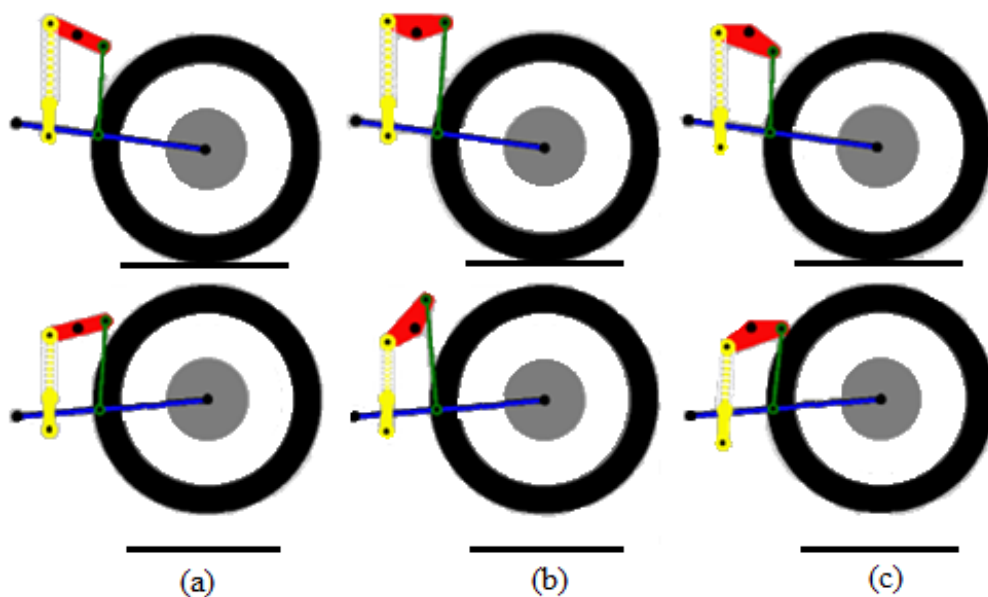


Figura 32. Tres variaciones de un diseño similar.

La primera (a) muestra un intento de lograr una velocidad constante, el balancín es sólo una simple barra, simétrica a ambos lados del pivote, orientado de modo que oscila por igual sobre una mitad de la orientación horizontal, el resorte y el enlace están siempre cerca de la vertical, esto minimiza las variaciones en  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_w$  y  $L_l$ . la curva de rigidez para este sistema muestra un ritmo próximo al constante.

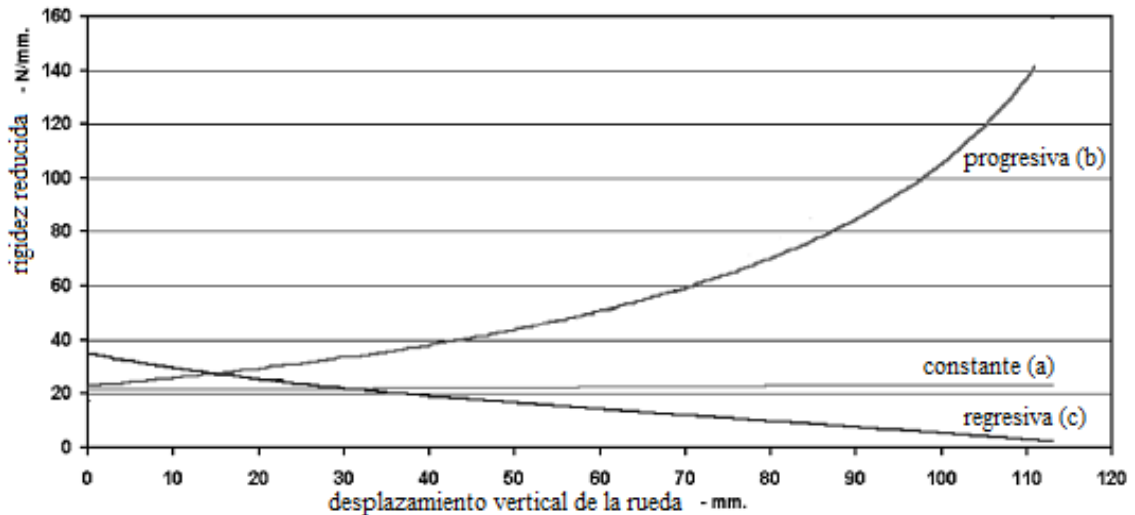


Figura 33. Curvas de rigidez respectivas a los tres casos anteriores.

El segundo ejemplo anterior (b), mantiene las mismas dimensiones en el lado del muelle, pero la biela se alarga y el eje del balancín gira de tal manera que  $L_2$  disminuye con el movimiento, como se muestra claramente en la ilustración del sistema comprimido. La curva progresiva de la figura anterior muestra que este cambio de diseño relativamente pequeño ha resultado en una curva progresiva de más de 7:1.

El ejemplo final (c) mantiene la misma geometría en el lado de la biela que en el caso (a), pero el lado del muelle se ha cambiado de modo que  $L_1$  se reduce conforme la rueda comprime la suspensión. La curva de rigidez de la figura anterior demuestra que este diseño produce una curva regresiva.

Estos ejemplos muestran cómo podemos comenzar a diseñar un esquema para lograr características específicas, siempre que se cumplan las reglas básicas.

### 6.3. Solución adoptada

La fundación “Moto Engineering Foundation” promueve anualmente la competición Moto Student, en la que equipos de diferentes universidades de todo el mundo compiten con una moto de pequeña cilindrada 250cc y 4T, desarrollada y diseñada por cada universidad. La escuela de ingenieros de Bilbao ETSI se involucra en esta competición y escoge a un equipo de estudiantes para el diseño de la moto.

El profesor que desarrolla este equipo, permite a tres estudiantes de la Escuela Universitaria de Ingenieros Técnicos Industriales de Bilbao EUITI diseñar la suspensión trasera con objeto de encontrar la suspensión que mejor se adapte a la curva de rigidez progresiva y por tanto, que sea una suspensión idónea para su actividad.

Para ello, lo habitual es dotar al sistema de unas bieletas de forma y posición variable, que hacen que el recorrido de compresión del amortiguador no se corresponda con el de la rueda. Por ello cada estudiante debe de desarrollar un tipo de configuración de suspensión trasera por bieletas, de los tres que hay “Pro-Link”, “Full Floater” y “Unitrack”. A sorteo se decide cual le toca a cada uno, correspondiéndome el diseño de la suspensión **Full Floater**, tal y como se menciona en el título del trabajo y en la descripción del problema.

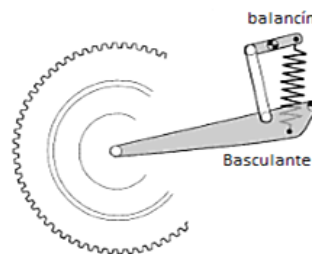


Figura 34. Suspensión trasera Full Floater.

Además del estudio y diseño de este sistema de suspensión, se estudia a modo de iniciación, el sistema de suspensión “clásico”.

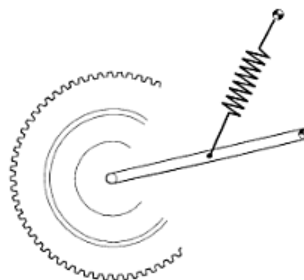


Figura 35. Suspensión trasera clásica.

## 6.4. Fuerzas y rigidez reducida

La elección de las características de suspensión trasera (rigidez, amortiguación, precarga) depende de muchos parámetros: el peso del piloto y la moto, la posición del centro de gravedad de la distribución de las cargas sobre las ruedas, las características de rigidez y amortiguación vertical de los neumáticos, la geometría de la moto, las condiciones de uso, la superficie de la carretera, el rendimiento de frenado, la potencia del motor, la técnica de conducción, etc.

Para el estudio de la dinámica en el plano, es adecuado reducir la suspensión real a una suspensión equivalente, representado por dos unidades de resorte y amortiguador verticales que conectan las masas no suspendidas a la masa suspendida.

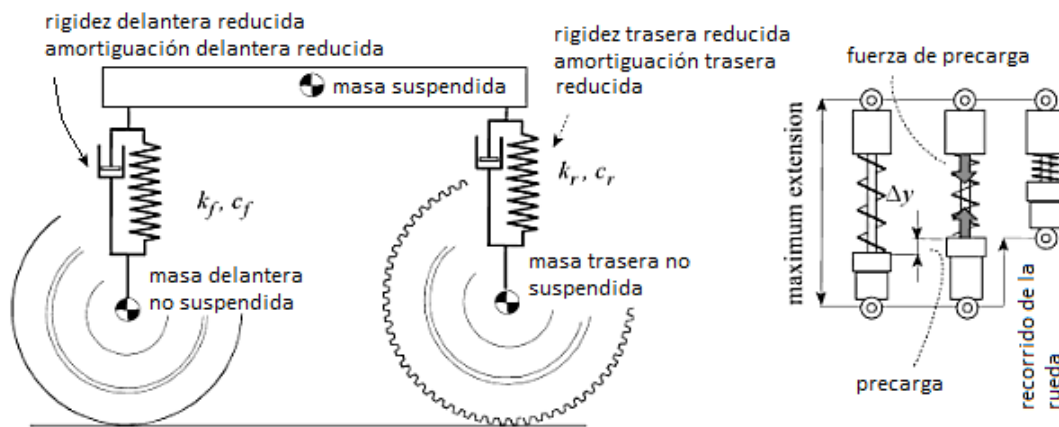


Figura 36. Suspensión trasera y delantera equivalente

Los parámetros que definen la suspensión equivalente son:

- La rigidez reducida;
- El amortiguamiento reducido;
- Dependencia de la rigidez reducida en el desplazamiento vertical (suspensión progresiva / regresiva);
- Recorrido máximo y la precarga.

Hemos visto que la rigidez reducida del mecanismo y la rigidez del muelle en cualquier punto del recorrido de la rueda están relacionadas con el cuadrado de la relación de velocidad  $\tau$  en ese punto del recorrido. En muchos casos, más importante que la velocidad es la fuerza que actúa sobre la rueda. Como hemos dicho, en una situación real, esto se ve afectado por las características de amortiguación que a su vez dependen de la velocidad del movimiento del amortiguador. Aquí

únicamente estamos interesados en los aspectos cinemáticos que además son mucho más fáciles de determinar.

La expresión para la rigidez, ecuación 6 nombrada anteriormente:

$$k_r = k \cdot \tau^2$$

La expresión para la fuerza es similar, pero eliminando el cuadrado de la relación:

$$F = F_e \cdot \tau \quad (\text{Ecuación 7})$$

Donde:

$F$ , es la fuerza que actúa sobre la rueda al pasar por un bache;

$F_e$ , es la fuerza elástica del muelle.

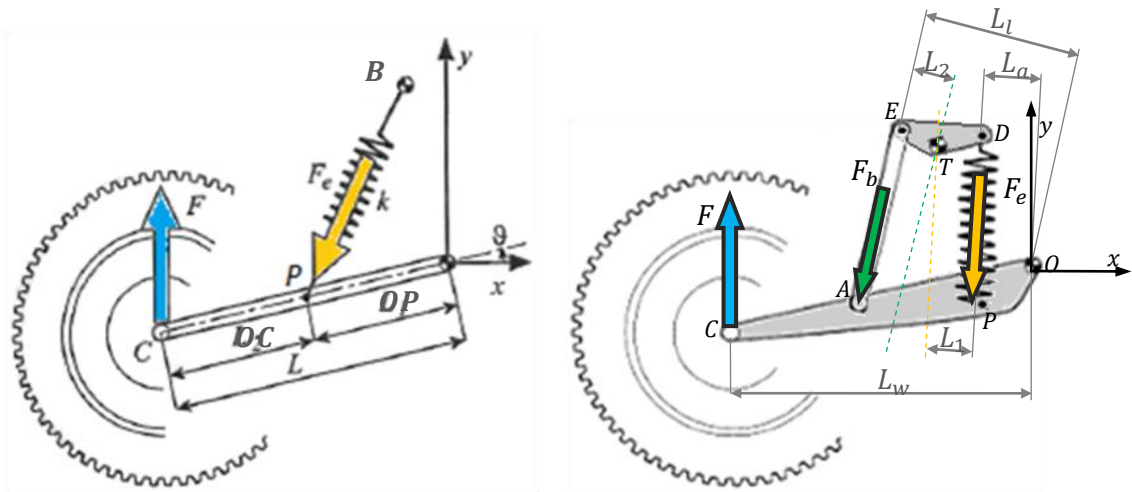


Figura 37. Sistema de fuerzas para las suspensiones Clásica (izquierda) y Full Floater (derecha).

A continuación se explica la obtención de las ecuaciones para los dos sistemas de la figura anterior. Después, se obtienen las curvas de rigidez correspondientes a cada sistema y se realiza un estudio por elementos finitos para la suspensión trasera Full Floater que ofrezca las mejores prestaciones de rigidez, obteniendo la geometría óptima de las piezas, para por último, estudiar el modo de fabricación de las mismas.



## 7. LA SUSPENSIÓN TRASERA CLÁSICA

Una vez vista la teoría de las suspensiones traseras, y el significado de los términos de rigidez y rigidez reducida, pasamos a la práctica para obtener las curvas de rigidez de la suspensión tradicional.

### 7.1. Cálculo matemático de la ecuación de la fuerza $F$ y de la rigidez reducida $k_r$

El estudio que se va a realizar es el cálculo de los parámetros del sistema de suspensión clásico, cuando lo sustituimos por un sistema equivalente constituido por un muelle vertical unido al eje de la rueda.

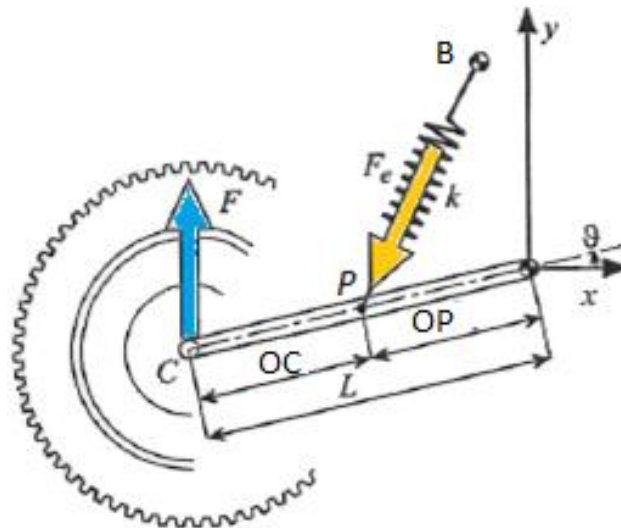


Figura 38. Sistema clásico

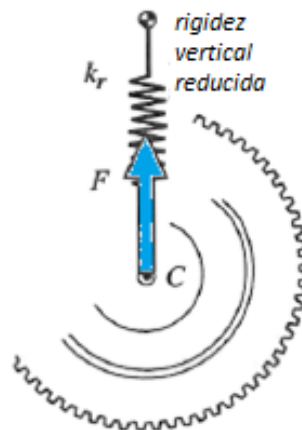


Figura 39. Sistema clásico equivalente.

Comenzamos definiendo las velocidades de los puntos  $C$  y  $P$  al ser los únicos que tendrán movimiento, ya que  $B$  y  $O$  son punto ligados al chasis.

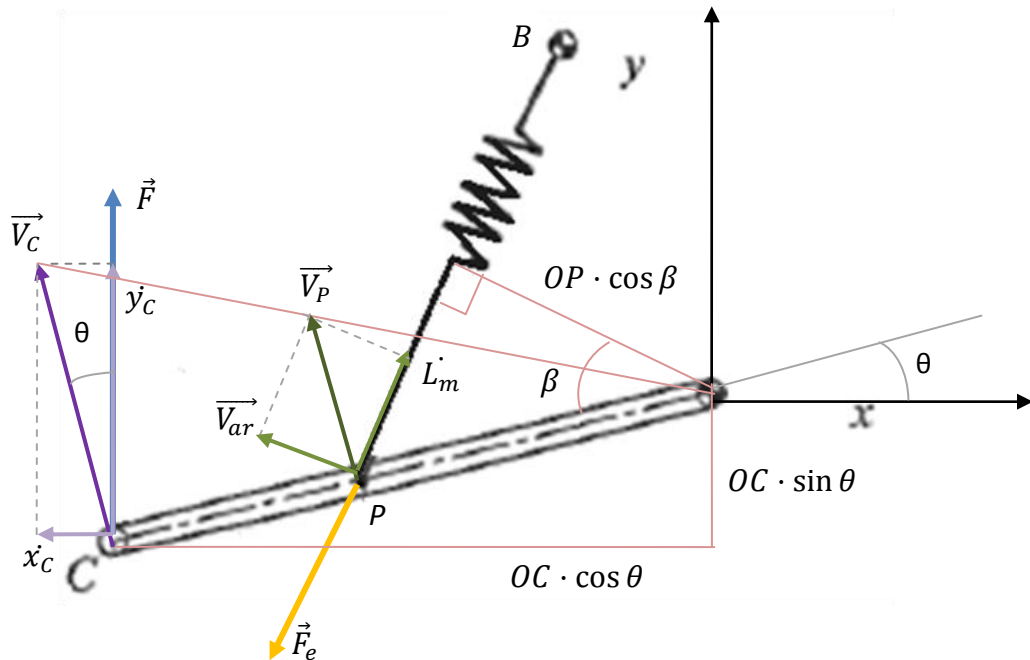


Figura 40. Equilibrio de fuerzas y velocidades en los puntos del basculante.

### 7.1.1. Cálculo estático

Realizamos sumatorio de momentos respecto de  $O$ , considerando la aceleración angular nula. De esta manera obtenemos una expresión de la fuerza.

$$\sum \vec{M}_O = I \cdot \vec{\alpha}$$

$$- OC \cdot \cos \theta \cdot F + F_e \cdot OP \cdot \cos \beta = 0$$

$$F = F_e \cdot \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta} \quad (\text{Ecuación 8})$$

Vemos como la fuerza vertical en el eje de la rueda  $F$  es igual a la fuerza elástica del muelle  $F_e$  multiplicada por una relación de distancias  $\frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta}$ . A continuación vamos a ver qué significado tiene esta relación en la ecuación. Para ello realizamos un estudio de velocidades.

### 7.1.2. Cálculo cinemático

Estudiamos las velocidades de los puntos C y P respecto del punto fijo O.

$$- \text{ C por pertenecer a OC: } \quad \vec{V}_C = \dot{\theta} \cdot \overline{OC} \quad (\text{Ecuación 9})$$

$$- \text{ P por pertenecer a la barra OP: } \quad \vec{V}_P = \dot{\theta} \cdot \overline{OP} \quad (\text{Ecuación 10})$$

Relacionando las dos velocidades, ecuaciones 9 y 10:

$$\frac{V_P}{V_C} = \frac{\dot{\theta} \cdot \overline{OP}}{\dot{\theta} \cdot \overline{OC}} = \frac{\overline{OP}}{\overline{OC}} \quad (\text{Ecuación 11})$$

Sabemos que:

$$y_C = V_C \cdot \cos \theta \quad \rightarrow \quad V_C = \frac{y_C}{\cos \theta} \quad (\text{Ecuación 12})$$

$$L_m \dot{=} V_P \cdot \cos \beta \quad \rightarrow \quad V_P = \frac{L_m \dot{}}{\cos \beta} \quad (\text{Ecuación 13})$$

Luego entonces, uniendo las ecuaciones 11, 12 y 13, llegamos a obtener una relación de velocidades:

$$\frac{V_P}{V_C} = \frac{\frac{L_m \dot{}}{\cos \beta}}{\frac{y_C}{\cos \theta}} = \frac{OP}{OC} \quad \rightarrow \quad \frac{L_m \dot{}}{y_C \cdot \cos \beta} = \frac{OP}{OC} \quad \rightarrow \quad \frac{L_m \dot{}}{y_C} = \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta}$$

Esta es la expresión del Motion ratio  $\tau$  para este sistema, relación entre la velocidad de deformación del resorte (que es obviamente igual a la velocidad del amortiguador) y la velocidad vertical de la rueda:

$$\tau = \frac{L_m \dot{}}{y_C} = \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta} \quad (\text{Ecuación 14})$$

Y por tanto, la fuerza que se produce en el eje de la rueda es igual al producto de la fuerza elástica ejercida por el muelle y la relación de velocidad  $\tau$ , ecuación 7 y 8.

$$F = F_e \cdot \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta} = F_e \cdot \tau$$

### 7.1.3. Cálculo de la rigidez reducida $k_r$

En el sistema equivalente, al no ser la rigidez reducida  $k_r$  constante a lo largo de  $y_c$ , la rigidez reducida es igual a la derivada de la fuerza vertical aplicada al eje de la rueda con respecto al desplazamiento vertical de la rueda:

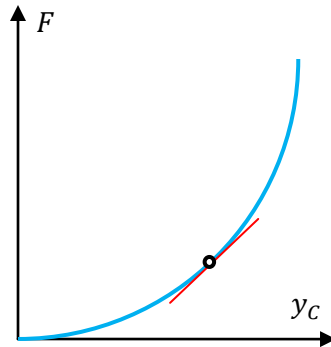


Figura 41. Curva  $dF/dy_c$ .

$$k_r = \frac{dF}{dy_c} \quad (\text{Ecuación 15})$$

Uniendo las dos ecuaciones, ecuación 7 y ecuación 15, obtenemos una expresión, la cual se va a necesitar posteriormente:

$$F = F_e \cdot \tau \quad \rightarrow \quad \frac{dF}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot \tau + F_e \frac{d\tau}{dy_c} \quad (\text{Ecuación 16})$$

Donde el segundo término es menos importante que el primero, y, en una primera aproximación, puede ser despreciable.

La fuerza elástica es proporcional a la deformación del resorte  $\delta$ . uniendo las dos ecuaciones 1 y 2:

$$F_e = k \cdot (L_m - L_{m0}) \quad (\text{Ecuación 17})$$

, donde:

$k$ , es la rigidez del resorte;

$L_{m0}$ , es la longitud inicial del muelle;

$L_m$ , es la longitud de deformación del muelle (es función del ángulo de inclinación del basculante).

Por tanto, según la ecuación 17 superior y la anterior a esta, ecuación 16 y despreciando el término  $L_{m0}$ , se obtiene:

$$k_r = \frac{dF}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot \tau = \frac{d[k \cdot (L_m - L_{m0})]}{dy_c} \cdot \tau = k \cdot \frac{dL_m}{dy_c} \cdot \tau$$

Derivando respecto del tiempo la expresión anterior, se obtiene que la rigidez reducida  $k_r$  del sistema es igual al producto de la constante de rigidez  $k$  y el cuadrado de la relación de velocidades  $\tau^2$ , llegando a la ecuación 6:

$$k_r = k \cdot \frac{dL_m/dt}{dy_c/dt} \cdot \tau = k \cdot \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} \cdot \tau$$

$$k_r = k \cdot \tau^2$$

(Ecuación 6)

#### 7.1.4. Relación de velocidades $\tau$ en función de parámetros del sistema $\theta$ , $OP$ , $X_B$ , $Y_B$ y $L$ .

La relación de velocidad  $\tau$  depende de las características geométricas del mecanismo de suspensión trasera y varía con el desplazamiento vertical de la rueda.

Se sabe que la distancia entre la recta  $BP$  y el punto  $O$  es  $OP \cdot \cos \beta$ . Aun así, vamos a obtener esta distancia por otro método y al igualar las dos expresiones se obtendrá el valor de  $\tau$ .

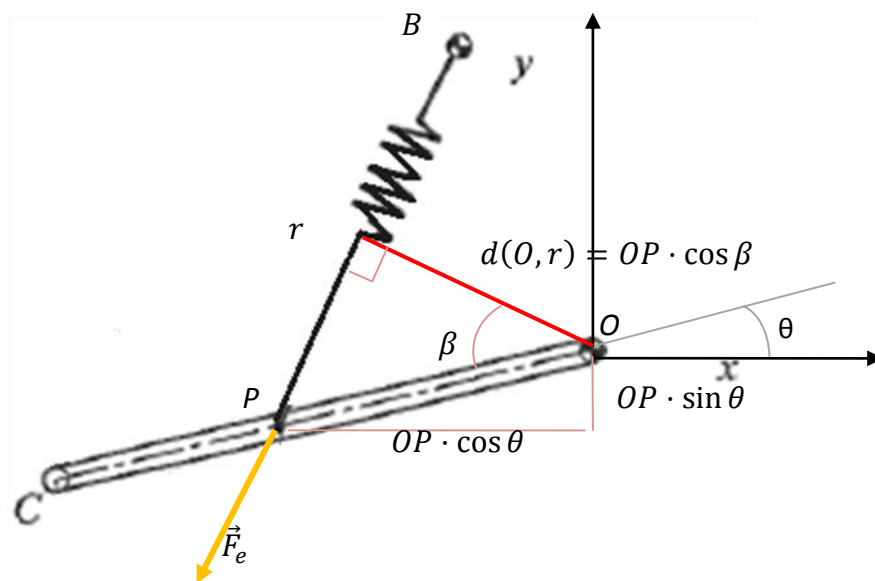


Figura 42. Distancias.

Geoméricamente, la distancia entre un punto  $O (X_0, Y_0)$  y una recta  $r: Ax + By + C = 0$  es:

$$d(O, r) = \frac{|Ax_0 + By_0 + C|}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad (\text{Ecuación 18})$$

Para aplicar esta fórmula, es necesario primero determinar la recta  $r$ . Tenemos dos puntos  $T$  y  $P$  definidos, los cuales con su unión, forman la recta. Conociendo los dos puntos y sabiendo que la ecuación para obtener la recta mediante dos puntos es:

$$\frac{y - Y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (\text{Ecuación 19})$$

$$\begin{cases} B(X_B, Y_B) \\ P(-OP \cdot \cos \theta, -OP \sin \theta) \end{cases} \rightarrow \frac{y - Y_B}{x - X_B} = \frac{-OP \sin \theta - Y_B}{-OP \cdot \cos \theta - X_B}$$

Despejando la ecuación queda:

$$x \cdot (Y_B + OP \sin \theta) - y \cdot (X_B + OP \cdot \cos \theta) + OP \cdot (Y_B \cos \theta - X_B \sin \theta) = 0$$

Una vez que tenemos la ecuación de la recta, obtenemos la distancia entre la recta  $r$  y el punto  $O(0, 0)$ , mediante la ecuación 18.

$$d(O, r) = \frac{|Ax_0 + By_0 + C|}{\sqrt{A^2 + B^2}}$$

$$d(O, r) = \frac{|0 \cdot (Y_B + OP \sin \theta) + 0 \cdot (X_B + OP \cdot \cos \theta) + OP \cdot (Y_B \cos \theta - X_B \sin \theta)|}{\sqrt{(Y_B + OP \sin \theta)^2 + (X_B + OP \cdot \cos \theta)^2}}$$

$$d(O, r) = \frac{|OP \cdot (Y_B \cos \theta - X_B \sin \theta)|}{\sqrt{Y_B^2 + (OP \sin \theta)^2 + 2Y_B OP \sin \theta + X_B^2 + (OP \cdot \cos \theta)^2 + 2X_B OP \cdot \cos \theta}}$$

Como  $\sin^2 \theta + \cos^2 \theta = 1$  y sabiendo que  $OP \cdot \cos \beta$ :

$$d(O, r) = \frac{|OP \cdot (Y_B \cos \theta - X_B \sin \theta)|}{\sqrt{OP^2 + 2OP(Y_B \sin \theta + X_B \cos \theta) + X_B^2 + Y_B^2}} = OP \cdot \cos \beta$$

Se sabe que:

$$\tau = \frac{L_m}{y_C} = \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta} \quad (\text{Ecuación 14})$$

Por tanto:

$$OP \cdot \cos \beta = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_C} \cdot OC \cdot \cos \theta = \tau \cdot L \cdot \cos \theta$$

Y finalmente obtenemos la relación de velocidades  $\tau$ :

$$\tau = \frac{|OP \cdot (Y_B \cos \theta - X_B \sin \theta)|}{\sqrt{OP^2 + 2OP(Y_B \sin \theta + X_B \cos \theta) + X_B^2 + Y_B^2}} \cdot \frac{1}{L \cos \theta} \quad (\text{Ecuación 20})$$

La fórmula de la rigidez reducida para el sistema clásico queda de la siguiente manera:

$$k_r = k \cdot \left( \frac{|OP \cdot (Y_B \cos \theta - X_B \sin \theta)|}{\sqrt{OP^2 + 2OP(Y_B \sin \theta + X_B \cos \theta) + X_B^2 + Y_B^2}} \cdot \frac{1}{L \cos \theta} \right)^2 \quad (\text{Ecuación 21})$$

## 7.2. Simulación por ordenador del sistema tradicional

A continuación se procede a analizar el sistema mediante una simulación informática. Todos los pasos para llegar a los resultados que se exponen a continuación se pueden ver en el anexo de cálculos. En este estudio no se da detalle a que la rigidez del muelle deba ser igual  $105 \text{ N/mm}^2$ , ya que es un estudio a modo de ensayo preliminar. En este se usa una rigidez igual a  $100 \text{ N/mm}^2$  y un diámetro de muelle igual a  $40 \text{ mm}$ .

### 7.2.1. Estudios realizados

#### 7.2.1.1. Estudio con velocidades

El programa informático Creo Parametric es una herramienta útil para estudiar el comportamiento de cualquier mecanismo. Por ello, y porque queremos saber si en realidad se cumple lo especificado anteriormente, sometemos a el sistema clásico a un estudio cinemático y estudiamos las velocidades de los puntos del basculante para obtener una relación entre la velocidad vertical de la rueda y la velocidad del muelle (ecuación 5) en cada posición del basculante durante un movimiento angular de  $-30^\circ$  a  $20^\circ$ . En la realidad un basculante no llega a rotar más de  $15^\circ$ .

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_C}$$

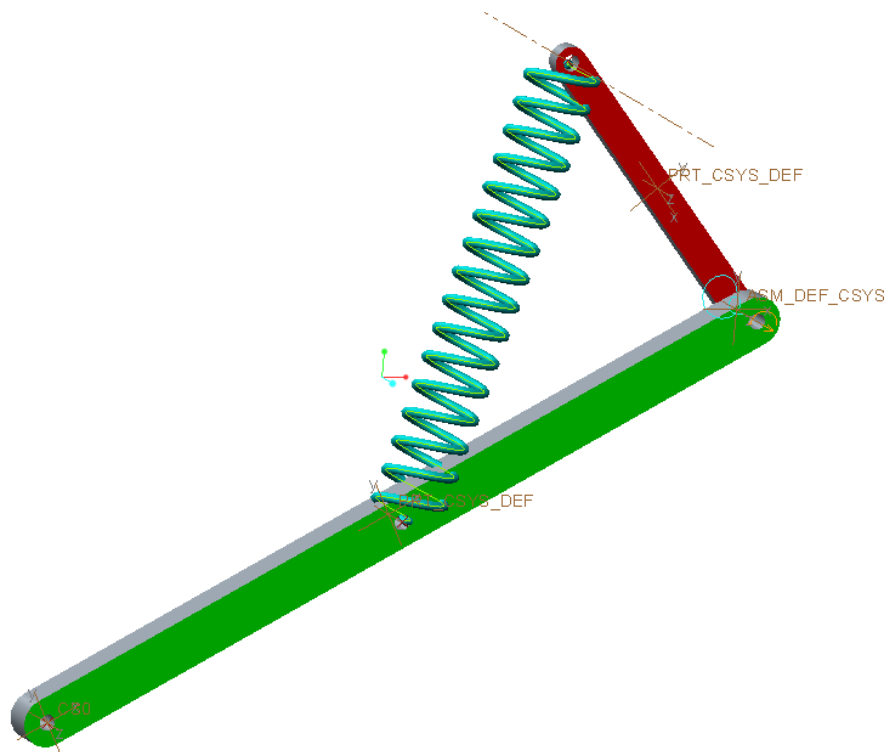


Figura 43. Suspensión en Creo Parametric. La pieza roja es el chasis.



Con estos valores que se obtienen, se grafica la curva de rigidez del mecanismo utilizando la ecuación 6. El análisis de una curva de rigidez para una suspensión, determina si la posición y geometría de las piezas en el sistema de suspensión es bueno.

$$k_r = k \cdot \tau^2 = k \cdot \left(\frac{L_m}{y_c}\right)^2$$

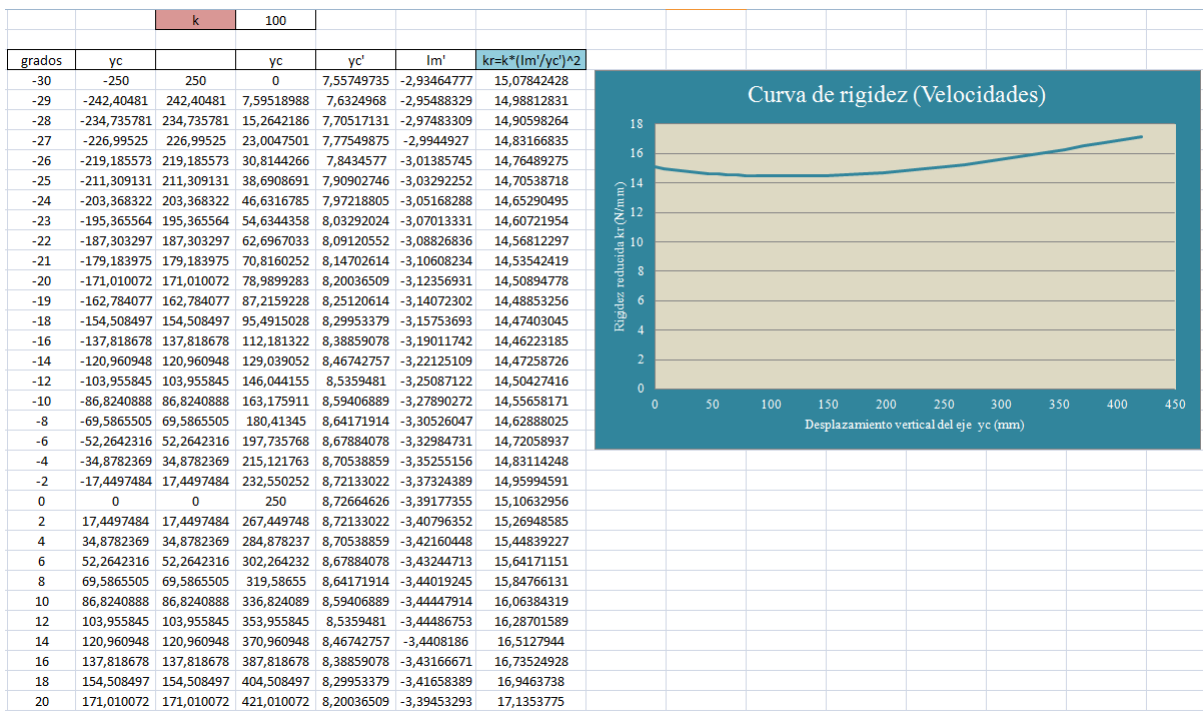


Tabla 2. Curva de rigidez del sistema Clásico utilizando un análisis de velocidades en Creo.

Analizando la curva para esta posición de los elementos, esta es regresiva hasta los 200mm de desplazamiento vertical de la rueda y a partir de ese momento comienza a ascender. Por ello, la disposición de los elementos no es la correcta ya que lo que nos interesa es que la curva sea progresiva desde el principio.

7.2.1.2. Estudio con fórmula

Para estar seguros que se ha realizado bien todos los cálculos en Creo, se pueden obtener estos mismos resultados utilizando la ecuación 21 obtenida manualmente.

$$k_r = k \cdot \left( \frac{|OP \cdot (Y_B \cos \theta - X_B \sin \theta)|}{\sqrt{OP^2 + 2OP(Y_B \sin \theta + X_B \cos \theta) + X_B^2 + Y_B^2}} \cdot \frac{1}{L \cos \theta} \right)^2$$

| XB       | -128,557522 | OP          | 250        | k            | 100        | kr = K · ( ( OP·(Y_B cos θ - X_B sen θ) ) / √([OP]^2+2OP (Y_B sen θ+X_B cos θ) +[X_B]^2+[Y_B]^2) ) · 1 / (L cos θ) )^2 |
|----------|-------------|-------------|------------|--------------|------------|--|
| YB       | 153,208889  | L           | 500        |              |            |  |
| grados θ | radianes    | seno θ      | cos θ      | yc = L·cos θ | yc         | kr   |
| 30       | 0,52359878  | 0,5         | 0,8660254  | 250          | 0          | 15,189119  |
| 29       | 0,50614548  | 0,48480962  | 0,87461971 | 242,40481    | 7,59518988 | 15,1004237   |
| 28       | 0,48869219  | 0,46947156  | 0,88294759 | 234,735781   | 15,2642186 | 15,0200002   |
| 27       | 0,4712389   | 0,4539905   | 0,89100652 | 226,99525    | 23,0047501 | 14,9475337   |
| 26       | 0,45378561  | 0,43837115  | 0,89879405 | 219,185573   | 30,8144266 | 14,8827361   |
| 25       | 0,43633231  | 0,42261826  | 0,90630779 | 211,309131   | 38,6908691 | 14,8253441   |
| 24       | 0,41887902  | 0,40673664  | 0,91354546 | 203,368322   | 46,6316785 | 14,7751163   |
| 23       | 0,40142573  | 0,39073113  | 0,92050485 | 195,365564   | 54,6344358 | 14,7318327   |
| 22       | 0,38397244  | 0,37460659  | 0,92718385 | 187,303297   | 62,6967033 | 14,6952919   |
| 21       | 0,36651914  | 0,35836795  | 0,93358043 | 179,183975   | 70,8160252 | 14,6653102   |
| 20       | 0,34906585  | 0,34202014  | 0,93969262 | 171,010072   | 78,9899283 | 14,6417203   |
| 19       | 0,33161256  | 0,32556815  | 0,94551858 | 162,784077   | 87,2159228 | 14,6243696   |
| 18       | 0,31415927  | 0,30901699  | 0,95105652 | 154,508497   | 95,4915028 | 14,6131196   |
| 16       | 0,27925268  | 0,27563736  | 0,9612617  | 137,818678   | 112,181322 | 14,60843   |
| 14       | 0,2443461   | 0,2419219   | 0,97029573 | 120,960948   | 129,039052 | 14,6267796   |
| 12       | 0,20943951  | 0,20791169  | 0,9781476  | 103,955845   | 146,044155 | 14,6674552   |
| 10       | 0,17453293  | 0,17364818  | 0,98480775 | 86,8240888   | 163,175911 | 14,7298743   |
| 8        | 0,13962634  | 0,1391731   | 0,99026807 | 69,5865505   | 180,41345  | 14,8135582   |
| 6        | 0,10471976  | 0,10452846  | 0,9945219  | 52,2642316   | 197,735768 | 14,9181039   |
| 4        | 0,06981317  | 0,06975647  | 0,99756405 | 34,8782369   | 215,121763 | 15,0431542   |
| 2        | 0,03490659  | 0,0348995   | 0,99939083 | 17,4497484   | 232,550252 | 15,1883624   |
| 0        | 0           | 0           | 1          | 0            | 250        | 15,3533507   |
| -2       | -0,03490659 | -0,0348995  | 0,99939083 | -17,4497484  | 267,449748 | 15,5376581   |
| -4       | -0,06981317 | -0,06975647 | 0,99756405 | -34,8782369  | 284,878237 | 15,7406729   |
| -6       | -0,10471976 | -0,10452846 | 0,9945219  | -52,2642316  | 302,264232 | 15,9615461   |
| -8       | -0,13962634 | -0,1391731  | 0,99026807 | -69,5865505  | 319,58655  | 16,1990754   |
| -10      | -0,17453293 | -0,17364818 | 0,98480775 | -86,8240888  | 336,824089 | 16,4515507   |
| -12      | -0,20943951 | -0,20791169 | 0,9781476  | -103,955845  | 353,955845 | 16,7165453   |
| -14      | -0,2443461  | -0,2419219  | 0,97029573 | -120,960948  | 370,960948 | 16,9906328   |
| -16      | -0,27925268 | -0,27563736 | 0,9612617  | -137,818678  | 387,818678 | 17,2690011   |
| -18      | -0,31415927 | -0,30901699 | 0,95105652 | -154,508497  | 404,508497 | 17,5449254   |
| -20      | -0,34906585 | -0,34202014 | 0,93969262 | -171,010072  | 421,010072 | 17,8090456   |

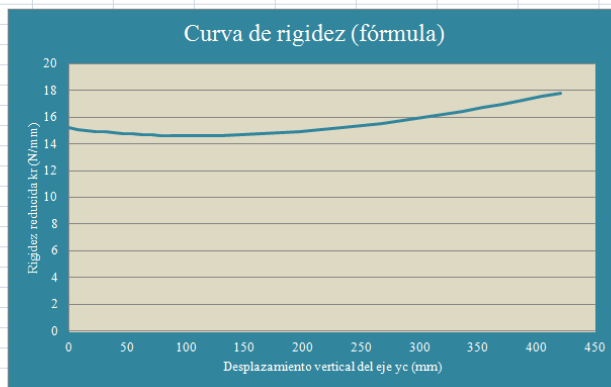


Tabla 3. Curva de rigidez del sistema Clásico utilizando la ecuación 21.

Como se observa en las dos tablas, los valores coinciden casi a la percepción y podemos considerar el estudio cinemático como bueno.

Como se ve, variando los valores de los parámetros de la fórmula,  $Y_B$ ,  $X_B$ ,  $OP$  y  $L$ , se puede variar la curva de rigidez de la suspensión y mejorar en progresividad. Un ejemplo de ello, es el expuesto en la siguiente figura, donde se consigue obtener una curva progresiva variando la posición del punto B.

|       |     |      |     |     |     |
|-------|-----|------|-----|-----|-----|
| $X_B$ | -80 | $OP$ | 250 | $k$ | 100 |
| $Y_B$ | 200 | $L$  | 500 |     |     |

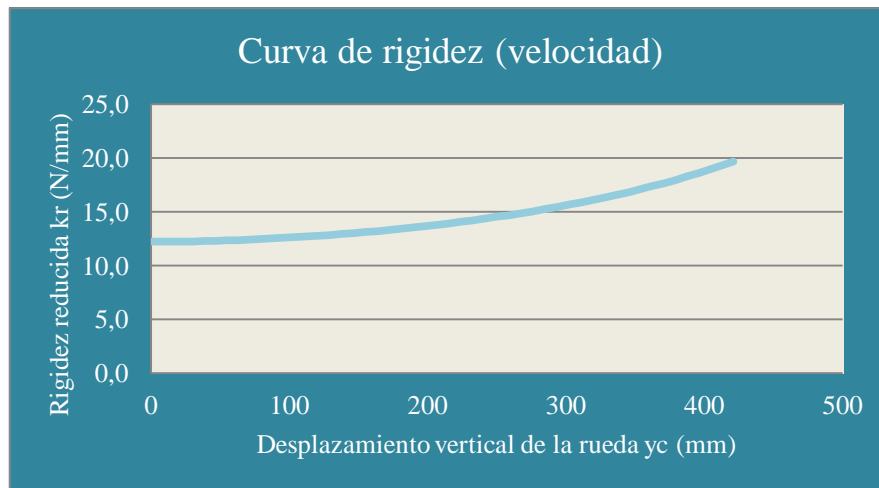


Tabla 4. Curva mejorada de rigidez del sistema Clásico utilizando la ecuación 21.

### 7.2.1.3. Estudio con fuerzas

Otra manera de obtener los resultados, es mediante un análisis de equilibrio de fuerzas en Creo. Para una posición del basculante, el programa te indica la fuerza que es necesaria aplicar a la rueda para que el muelle se comprima hasta esa posición. Así, se obtiene, para todas las 50 posiciones, la fuerza F que se debe de aplicar. La rigidez reducida  $k_r$  estará dada por la curva  $dF/dy_c$ , al no ser la rigidez un valor constante.

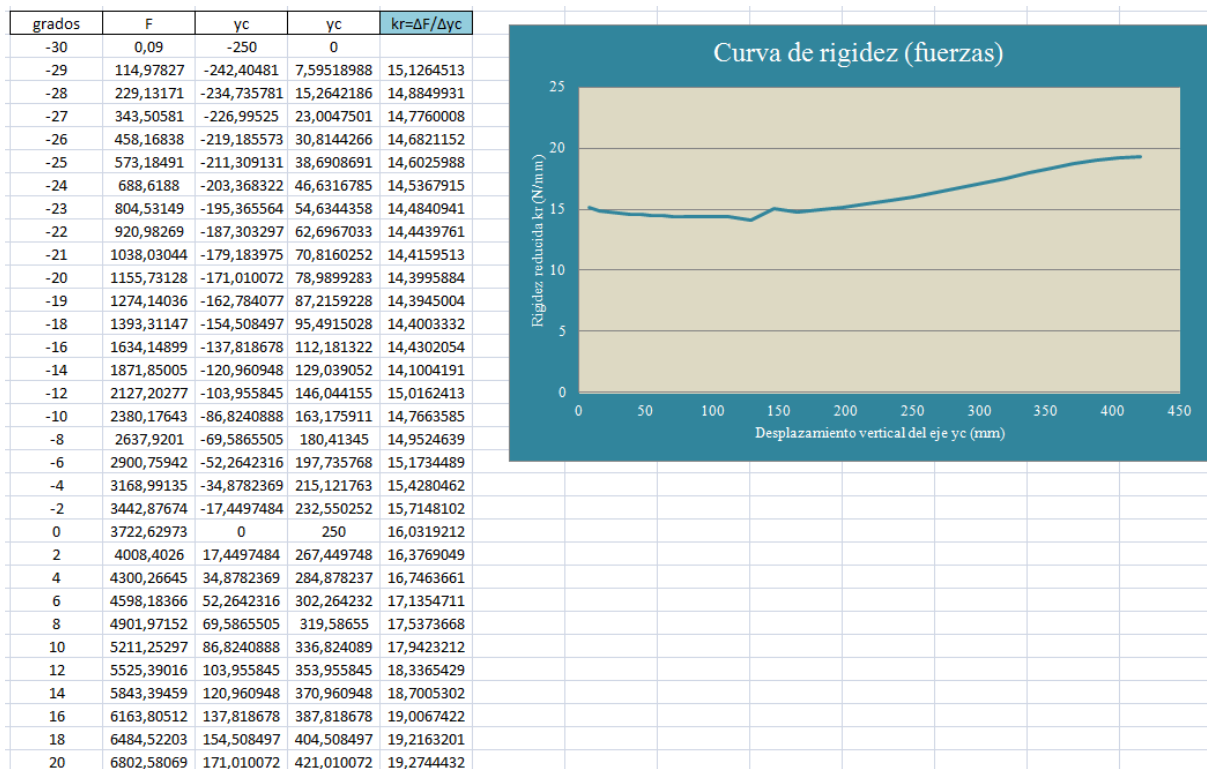


Tabla 5. Curva de rigidez del sistema Clásico utilizando un análisis estático en Creo.

Si nos fijamos bien en los últimos valores de rigidez, se observa cómo estos son superiores a los de las dos tablas anteriores obtenidas (velocidades y fórmula). Por curiosidad, realizamos el mismo estudio de fuerzas en el programa informático ANSYS donde se introduce la última fuerza obtenida, y obtenemos los mismos valores (más o menos) que en el estudio de fuerzas en Creo.

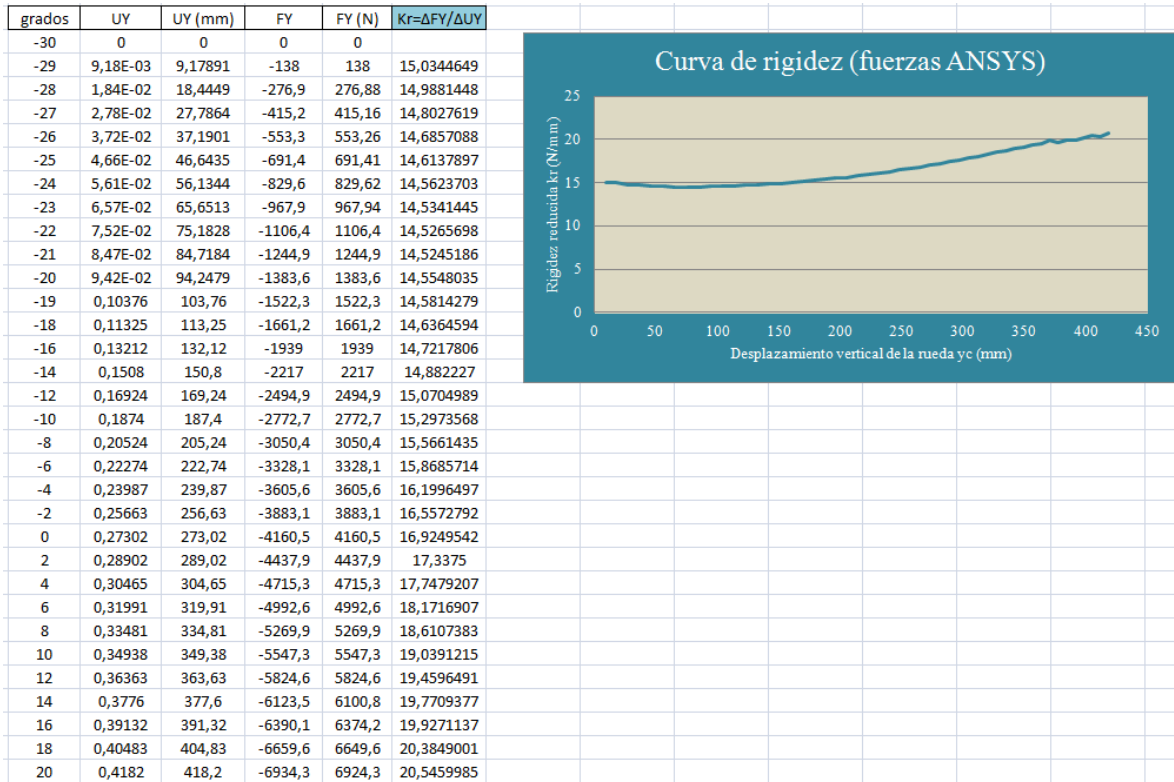


Tabla 6. Curva de rigidez del sistema Clásico utilizando un análisis estático en ANSYS.

La causa de este suceso, tiene su origen en los cálculos matemáticos realizados en el apartado anterior, donde se desprecian dos términos de la ecuación 15:  $dF/dy_c$ :

$$F = F_e \cdot \tau \rightarrow \frac{dF}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot \tau + F_e \frac{d\tau}{dy_c}$$

Se comienza despreciando el segundo sumando, y del primer sumando se desprecia después el valor de  $L_{m0}$ .

$$\frac{dF_e}{dy_c} \cdot \tau = \frac{d[k \cdot (L_m - L_{m0})]}{dy_c} \cdot \tau = k \cdot \frac{dL_m}{dy_c} \cdot \tau$$

La ecuación considerando todo queda de la siguiente manera:

$$k_r = \frac{dF}{dy_c} = \frac{d[k \cdot (L_m - L_{m0})]}{dy_c} \cdot \tau + F_e \cdot \frac{d\tau}{dy_c} \quad (\text{Ecuación 22})$$

Introduciendo estos cambios en una hoja de cálculo, la rigidez reducida queda prácticamente de la misma manera que el resultado que daba con fuerzas.

|        |        | k                 | 100    | N/mm  |              |                       | $Kr=(\Delta Fm/\Delta Yc)*MR+Fm*(\Delta MR/\Delta Yc)$ |              |                       |       |       |  |  |
|--------|--------|-------------------|--------|-------|--------------|-----------------------|--|--------------|-----------------------|-------|-------|--|--|
|        |        | $kr=k*(lm'/yc)^2$ |        |       |              |                       |  |              |                       |       |       |  |  |
| grados | yc     | yc                | yc'    | lm'   | MR=(lm'/yc') | $\Delta MR/\Delta Yc$ | Lm   | Fm=K(Lm-Lmo) | $\Delta Fm/\Delta Yc$ | Kr    | kr    |  |  |
| -30    | -250,0 | 250,0             | 0,00   | 7,557 | -2,935       | 0,388                 | 292,85   | 0,000        |                       |       | 15,08 |  |  |
| -29    | -242,4 | 242,4             | 7,60   | 7,632 | -2,955       | 0,387                 | 289,90   | 294,479      | 38,77                 | 14,97 | 14,99 |  |  |
| -28    | -234,7 | 234,7             | 15,26  | 7,705 | -2,975       | 0,386                 | 286,94   | 590,967      | 38,66                 | 14,85 | 14,91 |  |  |
| -27    | -227,0 | 227,0             | 23,00  | 7,775 | -2,994       | 0,385                 | 283,95   | 889,436      | 38,56                 | 14,74 | 14,83 |  |  |
| -26    | -219,2 | 219,2             | 30,81  | 7,843 | -3,014       | 0,384                 | 280,95   | 1189,856     | 38,47                 | 14,66 | 14,76 |  |  |
| -25    | -211,3 | 211,3             | 38,69  | 7,909 | -3,033       | 0,383                 | 277,93   | 1492,197     | 38,39                 | 14,58 | 14,71 |  |  |
| -24    | -203,4 | 203,4             | 46,63  | 7,972 | -3,052       | 0,383                 | 274,88   | 1796,430     | 38,31                 | 14,52 | 14,65 |  |  |
| -23    | -195,4 | 195,4             | 54,63  | 8,033 | -3,070       | 0,382                 | 271,82   | 2102,524     | 38,25                 | 14,47 | 14,61 |  |  |
| -22    | -187,3 | 187,3             | 62,70  | 8,091 | -3,088       | 0,382                 | 268,74   | 2410,446     | 38,19                 | 14,44 | 14,57 |  |  |
| -21    | -179,2 | 179,2             | 70,82  | 8,147 | -3,106       | 0,381                 | 265,65   | 2720,167     | 38,15                 | 14,41 | 14,54 |  |  |
| -20    | -171,0 | 171,0             | 78,99  | 8,200 | -3,124       | 0,381                 | 262,53   | 3031,652     | 38,11                 | 14,40 | 14,51 |  |  |
| -19    | -162,8 | 162,8             | 87,22  | 8,251 | -3,141       | 0,381                 | 259,40   | 3344,869     | 38,08                 | 14,40 | 14,49 |  |  |
| -18    | -154,5 | 154,5             | 95,49  | 8,300 | -3,158       | 0,380                 | 256,25   | 3659,785     | 38,05                 | 14,41 | 14,47 |  |  |
| -16    | -137,8 | 137,8             | 112,18 | 8,389 | -3,190       | 0,380                 | 249,90   | 4294,574     | 38,03                 | 14,46 | 14,46 |  |  |
| -14    | -121,0 | 121,0             | 129,04 | 8,467 | -3,221       | 0,380                 | 243,49   | 4935,736     | 38,03                 | 14,55 | 14,47 |  |  |
| -12    | -104,0 | 104,0             | 146,04 | 8,536 | -3,251       | 0,381                 | 237,02   | 5582,974     | 38,06                 | 14,67 | 14,50 |  |  |
| -10    | -86,8  | 86,8              | 163,18 | 8,594 | -3,279       | 0,382                 | 230,49   | 6235,978     | 38,12                 | 14,84 | 14,56 |  |  |
| -8     | -69,6  | 69,6              | 180,41 | 8,642 | -3,305       | 0,382                 | 223,90   | 6894,423     | 38,20                 | 15,04 | 14,63 |  |  |
| -6     | -52,3  | 52,3              | 197,74 | 8,679 | -3,330       | 0,384                 | 217,27   | 7557,964     | 38,31                 | 15,27 | 14,72 |  |  |
| -4     | -34,9  | 34,9              | 215,12 | 8,705 | -3,353       | 0,385                 | 210,59   | 8226,237     | 38,44                 | 15,53 | 14,83 |  |  |
| -2     | -17,4  | 17,4              | 232,55 | 8,721 | -3,373       | 0,387                 | 203,86   | 8898,851     | 38,59                 | 15,83 | 14,96 |  |  |
| 0      | 0,0    | 0,0               | 250,00 | 8,727 | -3,392       | 0,389                 | 197,09   | 9575,390     | 38,77                 | 16,16 | 15,11 |  |  |
| 2      | 17,4   | 17,4              | 267,45 | 8,721 | -3,408       | 0,391                 | 190,29   | 10255,405    | 38,97                 | 16,51 | 15,27 |  |  |
| 4      | 34,9   | 34,9              | 284,88 | 8,705 | -3,422       | 0,393                 | 183,46   | 10938,406    | 39,19                 | 16,89 | 15,45 |  |  |
| 6      | 52,3   | 52,3              | 302,26 | 8,679 | -3,432       | 0,395                 | 176,61   | 11623,860    | 39,43                 | 17,28 | 15,64 |  |  |
| 8      | 69,6   | 69,6              | 319,59 | 8,642 | -3,440       | 0,398                 | 169,74   | 12311,178    | 39,68                 | 17,69 | 15,85 |  |  |
| 10     | 86,8   | 86,8              | 336,82 | 8,594 | -3,444       | 0,401                 | 162,85   | 12999,706    | 39,94                 | 18,09 | 16,06 |  |  |
| 12     | 104,0  | 104,0             | 353,96 | 8,536 | -3,445       | 0,404                 | 155,96   | 13688,710    | 40,22                 | 18,47 | 16,29 |  |  |
| 14     | 121,0  | 121,0             | 370,96 | 8,467 | -3,441       | 0,406                 | 149,07   | 14377,358    | 40,50                 | 18,81 | 16,51 |  |  |
| 16     | 137,8  | 137,8             | 387,82 | 8,389 | -3,432       | 0,409                 | 142,20   | 15064,698    | 40,77                 | 19,08 | 16,74 |  |  |
| 18     | 154,5  | 154,5             | 404,51 | 8,300 | -3,417       | 0,412                 | 135,35   | 15749,630    | 41,04                 | 19,23 | 16,95 |  |  |
| 20     | 171,0  | 171,0             | 421,01 | 8,200 | -3,395       | 0,414                 | 128,54   | 16430,867    | 41,28                 | 19,20 | 17,14 |  |  |

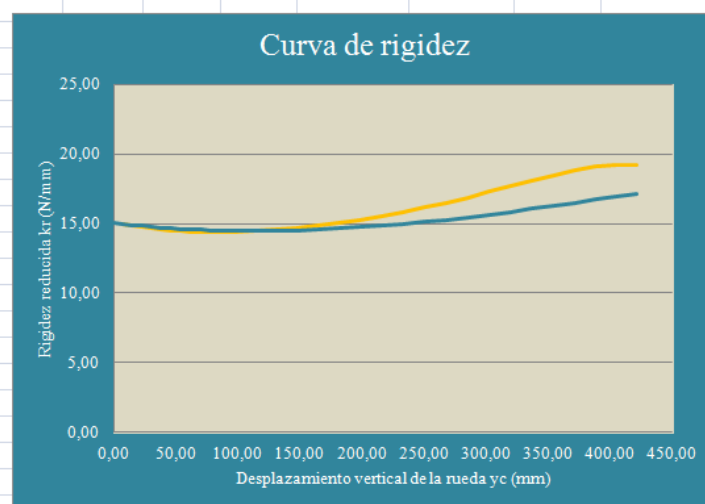


Tabla 7. Curvas de rigidez según las ecuaciones 22 y 6.

Despreciar estos dos términos en la suspensión clásica no afecta a la suspensión ya que interesa trabajar con desplazamientos pequeños (entre 0 y 40mm) y para esos valores las dos curvas siguen trayectorias casi idénticas.

## 8. LA SUSPENSIÓN TRASERA FULL FLOATER

A continuación se procede a calcular los siguientes parámetros:

- Matemáticamente, la fuerza  $F$  que se aplica en la rueda trasera cuando la moto circula por un bache y en este mismo apartado, la fórmula de la rigidez reducida;
- Por otra parte, se calcula el centro de gravedad de la moto cuya posición es necesaria para conocer la carga que actúa en los neumáticos únicamente por la acción del motorista y su moto;
- El siguiente paso es el valor de la carga más desfavorable que se puede llegar a originar en la moto;
- Después, es el cálculo en creó de la curva de rigidez reducida y la elección de la suspensión óptima;
- Por último, la optimización de las piezas mediante una simulación por elementos finitos y el cálculo de los elementos auxiliares para cada uno de ellos: rodamientos, rótulas, anillos de retención, tuercas, pernos, arandelas, casquillos, etc.

### 8.1. Cálculo matemático de la ecuación de la fuerza $F$ y de la rigidez reducida $k_r$ para el sistema Full Floater

Como se ha demostrado anteriormente, la rigidez reducida  $k_r$  del sistema es igual al producto de la constante de rigidez  $k$  y el cuadrado de la relación de velocidades  $\tau^2$ , ecuación 6:

$$k_r = k \cdot \tau^2$$

La rigidez del muelle es un valor constate, y especificado desde el principio como dato, pero la relación de velocidades  $\tau$  varía según el diseño de la suspensión. Por ello, debemos de hallar esta relación para el sistema en estudio, es decir, la suspensión Full Floater.

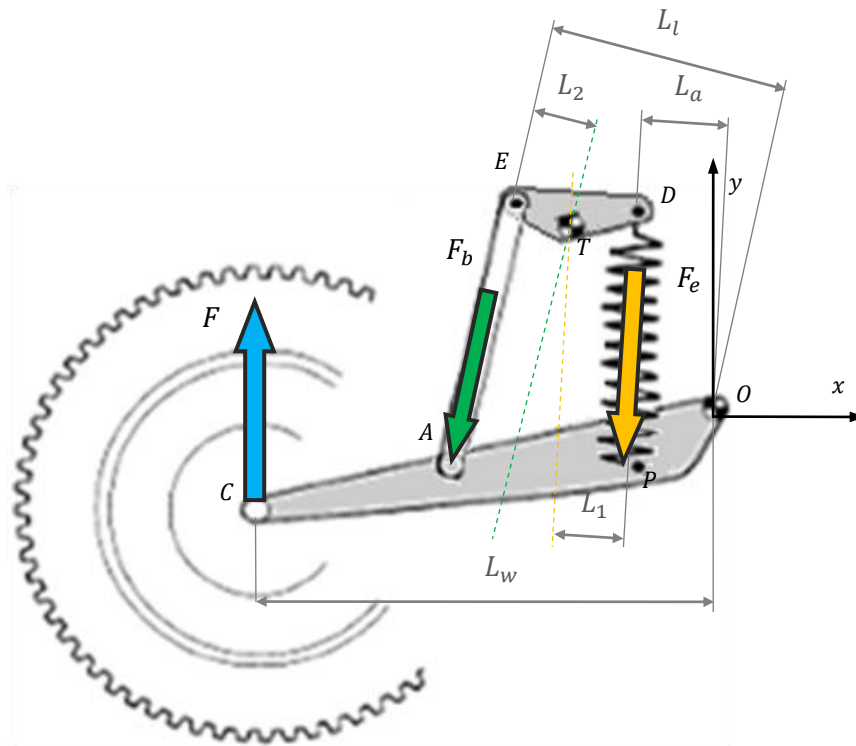
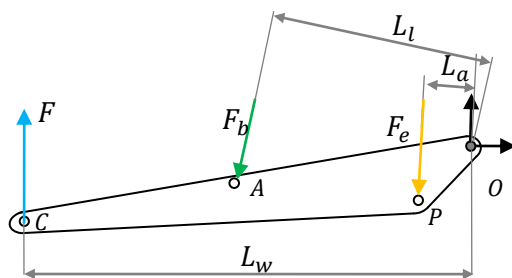


Figura 44. Cargas en el basculante para el sistema de bieletas Full Floater

### 8.1.1. Cálculo estático

Realizamos un estudio de fuerzas a fin de obtener una expresión que relacione la fuerza ejercida sobre la rueda y la fuerza que se ejerce en el muelle debido a su compresión al pasar la moto por un bache.

Para el basculante:

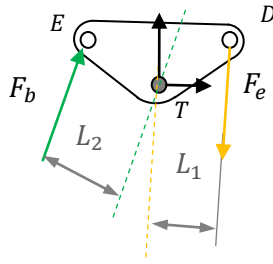


$$\sum \vec{M}_O = I \cdot \vec{\alpha}$$

$$- F \cdot L_w + F_e \cdot L_a + F_b \cdot L_l = 0 \quad (\text{Ecuación 23})$$

Figura 45. Sistema de fuerzas sobre el basculante.

Para el balancín:



$$\sum \overline{M}_T = I \cdot \ddot{\alpha}$$

$$F_e \cdot L_1 - F_b \cdot L_2 = 0 \quad (\text{Ecuación 24})$$

$$F_b = F_e \cdot \frac{L_1}{L_2}$$

Figura 46. Sistema de fuerzas sobre el balancín.

Luego entonces, uniendo las ecuaciones 23 y 24 llegamos a que la fuerza que se ejerce sobre la rueda sea igual a la fuerza elástica del muelle por una relación de distancias.

$$F = F_e \cdot \frac{L_1 \cdot L_l + L_2 \cdot L_a}{L_2 \cdot L_w} \quad (\text{Ecuación 25})$$

Esta fracción que multiplica a la fuerza de compresión del muelle será la relación de velocidades  $\tau$  para este sistema en concreto, también llamada Motion Ratio, relación entre la velocidad vertical de la rueda y la velocidad del muelle.

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} = \frac{L_1 \cdot L_l + L_2 \cdot L_a}{L_2 \cdot L_w} \quad (\text{Ecuación 26})$$

Por tanto, podemos saber también la ecuación de la rigidez reducida  $k_r$ :

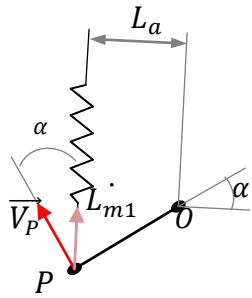
$$k_r = k \cdot \left( \frac{L_1 \cdot L_l + L_2 \cdot L_a}{L_2 \cdot L_w} \right)^2 \quad (\text{Ecuación 27})$$

### 8.1.2. Cálculo cinemático

Por otra parte, podemos obtener esta misma relación si realizamos un estudio cinemático, calculando las velocidades de los puntos del mecanismo y relacionando dichas velocidades entre sí, considerando la velocidad angular del basculante y las dimensiones del sistema como conocidas.

Obtenemos la velocidad en el punto P. Como lo que se quiere conseguir es una relación entre la velocidad vertical de la rueda ( $\dot{y}_c$ ) y la velocidad del muelle cuando este se comprime ( $\dot{L}_m$ ), debemos de obtener la velocidad del muelle en el punto P  $\dot{L}_{m1}$  para después sumársela a la velocidad del muelle en el punto D  $\dot{L}_{m2}$ .



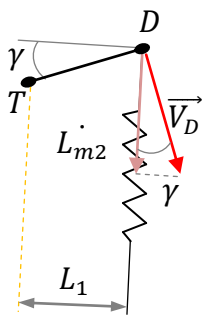


$$\vec{V}_P = \vec{V}_O + \frac{\omega \cdot \overline{OP}}{\perp \overline{OP}} \quad \text{(Ecuación 28)}$$

$$\dot{L}_{m1} = \omega \cdot \overline{OP} \cdot \cos \alpha = \omega \cdot L_a \quad \text{(Ecuación 29)}$$

Figura 47. Velocidades en el punto A.

De la misma manera, se obtiene la velocidad de D y con ello la velocidad del muelle en el punto D.

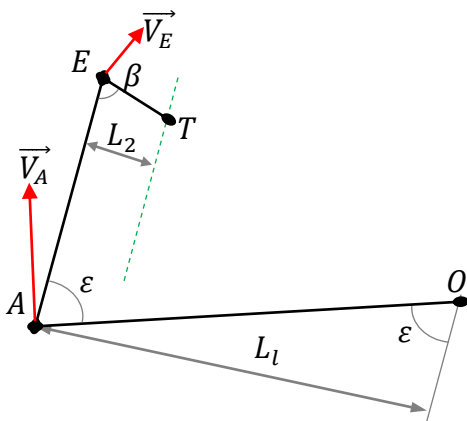


$$\vec{V}_D = \vec{V}_T + \frac{\omega_4 \cdot \overline{TD}}{\perp \overline{TD}} \quad \text{(Ecuación 30)}$$

$$\dot{L}_{m2} = \omega_4 \cdot \overline{TD} \cdot \cos \gamma = \omega_4 \cdot L_1 \quad \text{(Ecuación 31)}$$

Figura 48. Velocidades en el punto D.

Sin embargo, no conocemos la velocidad angular del balancín  $\omega_4$ . Por ello, debemos de continuar estudiando desde el punto A.



$$\vec{V}_A = \vec{V}_O + \frac{\omega \cdot \overline{OA}}{\perp \overline{OA}} \quad \text{(Ecuación 32)}$$

$$\vec{V}_E = \vec{V}_T + \frac{\omega_4 \cdot \overline{TE}}{\perp \overline{TE}} \quad \text{(Ecuación 33)}$$

$$\frac{\omega_4 \cdot \overline{TE}}{\perp \overline{TE}} = \frac{\omega \cdot \overline{OA}}{\perp \overline{OA}} + \frac{\omega_2 \cdot \overline{AE}}{\perp \overline{AE}} \quad \text{(Ecuación 34)}$$

Figura 49. Velocidades en los puntos B y E.

Al no conocer  $\omega_4$ , no conocemos el valor exacto de  $V_E$ , y además, tampoco conocemos el valor de  $\omega_2$ , velocidad angular de la biela. Para conocer estos parámetros, estudiamos el triángulo de velocidades de la ecuación anterior, ecuación 34, de donde obtenemos una relación entre la velocidad angular del basculante  $\omega$  y la del balancín  $\omega_4$ , obteniendo su valor:

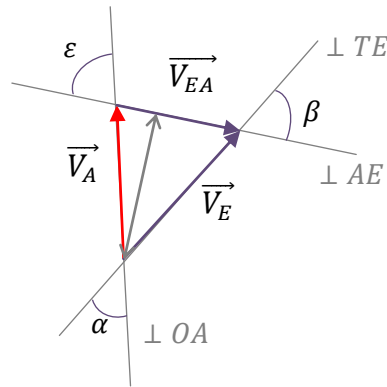


Figura 50. Ecuación gráfica de  $\frac{\omega_4 \cdot \overline{TE}}{\perp \overline{TE}} = \frac{\omega \cdot \overline{OA}}{\perp \overline{OA}} + \frac{\omega_2 \cdot \overline{AE}}{\perp \overline{AE}}$

$$\omega_4 \cdot TE \cdot \sin \beta = \omega \cdot OA \cdot \sin \varepsilon \quad (\text{Ecuación 35})$$

Donde geoméricamente sabemos que:

$$\begin{cases} TE \cdot \sin \beta = L_2 \\ OA \cdot \sin \varepsilon = L_1 \end{cases} \quad (\text{Ecuación 36})$$

Entonces,

$$\omega_4 \cdot L_2 = \omega \cdot L_1 \quad \rightarrow \quad \omega_4 = \omega \cdot \frac{L_1}{L_2} \quad (\text{Ecuación 37})$$

Una vez que se obtiene  $\omega_4$ , podemos obtener la velocidad en la dirección del muelle, la cual será la suma de las dos velocidades en la dirección del muelle, suma de las ecuaciones 29 y 31.

$$\dot{L}_m = \dot{L}_{m1} + \dot{L}_{m2} \quad (\text{Ecuación 38})$$

$$\dot{L}_m = \omega \cdot L_a + \omega_4 \cdot L_1 = \omega \cdot L_a + \omega \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot L_1$$

$$\dot{L}_m = \omega \cdot \frac{L_a \cdot L_2 + L_1 \cdot L_1}{L_2} \quad (\text{Ecuación 39})$$

Como último paso antes de llegar a relacionar las dos velocidades, queda por hallar la velocidad en C, para así obtener la vertical en el eje de la rueda  $\dot{y}_C$ .

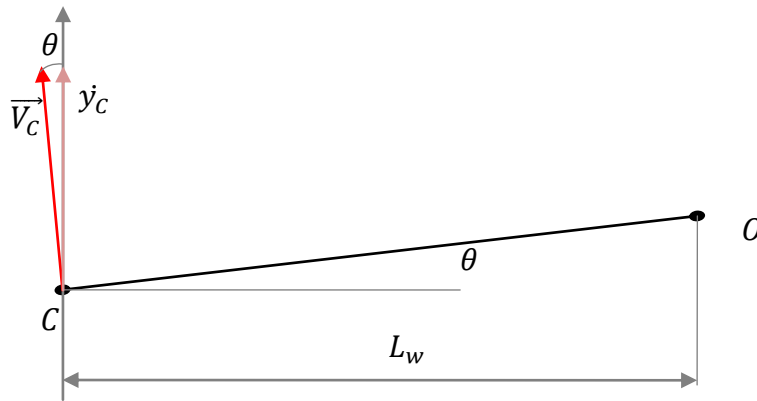


Figura 51. Velocidades en el punto C.

$$\vec{V}_C = \vec{V}_O + \frac{\omega \cdot \overline{OC}}{\perp \overline{OC}} \quad (\text{Ecuación 40})$$

$$y_c = \omega \cdot \overline{OC} \cdot \cos \theta = \omega \cdot L_w \quad (\text{Ecuación 41})$$

Por lo tanto, la relación entre la velocidad de compresión del muelle y la velocidad vertical de la rueda,  $\tau$  da igual que la ecuación 26 obtenida en el equilibrio estático.

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} = \frac{\omega \cdot \frac{L_a \cdot L_2 + L_1 \cdot L_l}{L_2}}{\omega \cdot L_w}$$

$$\tau = \frac{L_a \cdot L_2 + L_1 \cdot L_l}{L_w \cdot L_2} \quad (\text{Ecuación 26})$$

Luego queda totalmente demostrado. Además, también se cumple la siguiente expresión, ecuación 25, según la ecuación 7

$$F = F_e \cdot \tau \quad (\text{Ecuación 7})$$

$$F = F_e \cdot \frac{L_a \cdot L_2 + L_1 \cdot L_l}{L_w \cdot L_2} \quad (\text{Ecuación 25})$$

Y la rigidez reducida para el sistema Full Floater quedará, según la ecuación 6:

$$k_r = k \cdot \tau^2$$

$$k_r = k \cdot \left( \frac{L_a \cdot L_2 + L_1 \cdot L_l}{L_w \cdot L_2} \right)^2 \quad (\text{Ecuación 27})$$

## 8.2. Cálculo del centro de gravedad

La posición del centro de gravedad de la motocicleta tiene una influencia significativa en el comportamiento dinámico de la moto. Su posición depende de la distribución y de la masa de los componentes individuales de la moto (motor, depósito, tubo de escape, radiadores, ruedas, horquilla, chasis, etc.). El motor es el componente más pesado (aproximadamente el 25% de la masa total) por lo que su localización determina el punto del centro de gravedad de la moto.

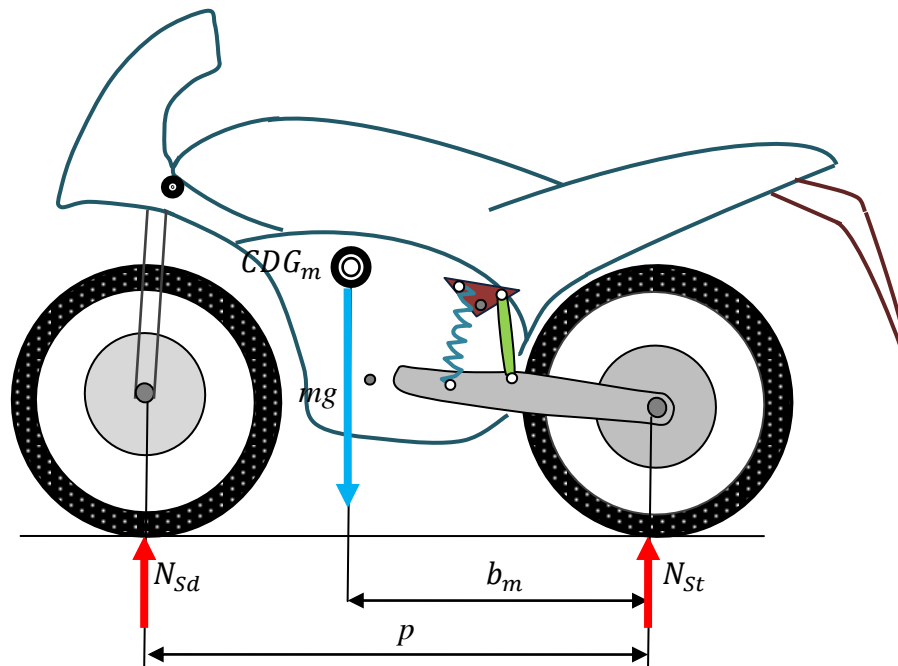


Figura 52. Posición del centro de gravedad de la moto.

La distancia longitudinal  $b_m$  entre el punto de contacto de la rueda trasera y el centro de gravedad de la moto puede ser fácilmente determinada por la medición de la masa total de la motocicleta y la carga sobre las ruedas bajo condiciones estáticas (carga trasera  $N_{St}$  y carga delantera  $N_{Sd}$ ), cuando la moto está en reposo.

$$\sum_{\text{rueda trasera}} \vec{M} = 0$$

$$-N_{Sd} \cdot p + mg \cdot b_m = 0$$

$$b_m = \frac{N_{Sd} \cdot p}{mg} = \frac{-p \cdot (N_{St} - mg)}{mg} \quad (\text{Ecuación 42})$$

Generalmente, una motocicleta se caracteriza por las cargas estáticas que actúan sobre las ruedas, expresado en porcentaje:

$$\frac{\% \text{ carga delantera}}{\% \text{ carga trasera}} = \frac{N_{sd}/mg}{N_{st}/mg} = \frac{b_m/p}{(p - b_m)/p} \quad (\text{Ecuación 43})$$

Para motos de carreras, la distribución de las cargas en las ruedas bajo condiciones estáticas es generalmente mayor en la rueda delantera (50-57% delantera, 43-50% trasera), para que sea más sencillo conseguir hacer un caballito, ya que hay una transferencia más fácil de potencia al suelo, y además compensa parcialmente el efecto aerodinámico que descarga la rueda delantera, lo cual es importante a velocidades elevadas. Sin embargo, con el centro de gravedad posicionado en la parte delantera, la capacidad de frenada disminuye y se corre el peligro de levantar la rueda o incluso volcar hacia delante en una parada brusca con el freno delantero.

Por ello, para actuar bien tanto en fases de aceleración como de frenada, se busca una distribución de cargas 50 - 50%. La relación  $b_m/p$  sin piloto varía desde 0,35 hasta 0,51, donde valores cercanos a este último valor corresponden a motos de carreras. La posición del piloto traslada el centro de gravedad hacia atrás, incrementando el valor de la carga en la rueda trasera, por lo que se disminuye el porcentaje de carga en la rueda delantera y de esa manera se consigue la distribución 50 - 50%.

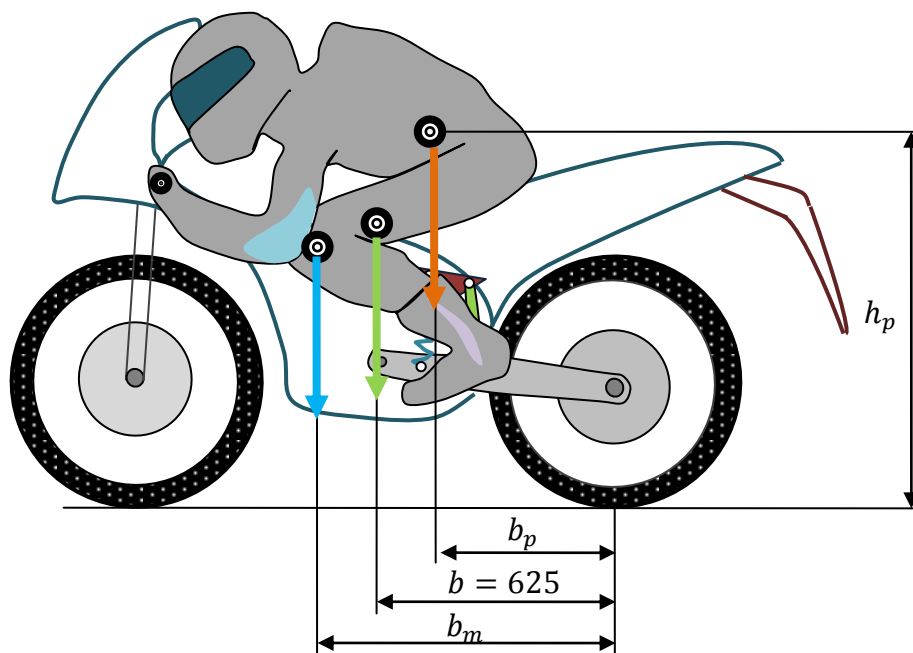


Figura 53. Posición del centro de gravedad de la moto y el piloto.

Si en la moto la distancia entre ejes es de 1250 mm, la distancia al centro de gravedad está a 625 mm, para una distribución de cargas del 50% en cada eje de la rueda. Por otra parte, si el peso del

piloto más la moto son 1600 N, y se reparten en partes iguales en las dos ruedas, obtenemos las cargas  $N_{Sd}$  y  $N_{St}$ .

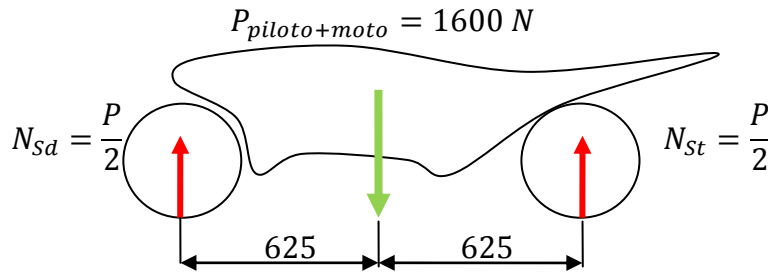


Figura 54. Sistema de fuerzas.

$$N_{Sd} = N_{St} = \frac{P}{2} \quad (\text{Ecuación 44})$$

$$N_{Sd} = N_{St} = 800 \text{ N}$$

Una vez calculada la distancia longitudinal al CDG, se procede a su altura  $h$ . Esta altura tiene bastante importancia en el comportamiento dinámico de la moto, especialmente en las etapas de aceleración y frenada. Una altura importante, durante la aceleración, conlleva a una transferencia de carga desde la rueda delantera a la trasera, y cuanto más grande sea esta carga en la rueda trasera, mayor será la fuerza de tracción que se puede aplicar en el suelo, pero conlleva a una mayor facilidad de elevación de la moto en dicha aceleración.

En la frenada, una altura grande del CDG causa una mayor carga en la rueda delantera y por consiguiente una disminución en la trasera, lo cual satisface la frenada pero también hace más probable el vuelco hacia adelante, que ocurre en el momento de nula carga en el eje trasero.

La altura óptima también depende del coeficiente de fricción entre las ruedas y el plano de la carretera. Con valores de coeficiente pequeños (con la carretera mojada y/o sucia) es bueno tener un CDG alto para mejorar tanto la capacidad de aceleración como la frenada. Con valores altos de fricción es bueno tener una altura menor para evitar las condiciones límite de hacer un "caballito" y de volcar hacia adelante.

La altura del centro de gravedad de la moto sin piloto varía desde 400 hasta 550 mm, pero la presencia del piloto los incrementa hasta valores desde 500 a 700 mm. Obviamente, el desplazamiento del centro de gravedad depende de la relación entre la masa del piloto y de la moto. La relación  $h_m/p$  sin conductor con las suspensiones completamente extendidas varía desde 0,3 hasta 0,4, donde los valores más grandes corresponden a motos de competición.

### 8.3. Cálculo de la carga más desfavorable

A continuación se calcula la carga más desfavorable que haga que el muelle al pasar por un bache se comprima todo su recorrido útil y pase a ser un sólido. Según el resorte - amortiguador especificado por la organización Moto Student, el muelle tiene una constante lineal de rigidez de 105 N/mm y un recorrido útil de 50 mm, por lo que la fuerza máxima  $F_{e\text{ máx}}$  es la ecuación 1 llevada a su máximo, convertida ahora en una nueva ecuación, la 45.

$$F_{e\text{ máx}} = k \cdot \delta_{\text{máx}} \quad (\text{Ecuación 45})$$

$$F_{e\text{ máx}} = 105 \cdot 50 = 5250 \text{ N}$$

A esta fuerza máxima no se debe de llegar nunca, y por ello, se procede a calcular que en las peores condiciones de aceleración no se produzca una fuerza en la rueda trasera que produzca la compresión total del muelle. Estas condiciones son cuando la moto está subiendo la rampa de mayor pendiente, con la mayor aceleración posible y teniendo en cuenta el peso de la moto y del piloto.

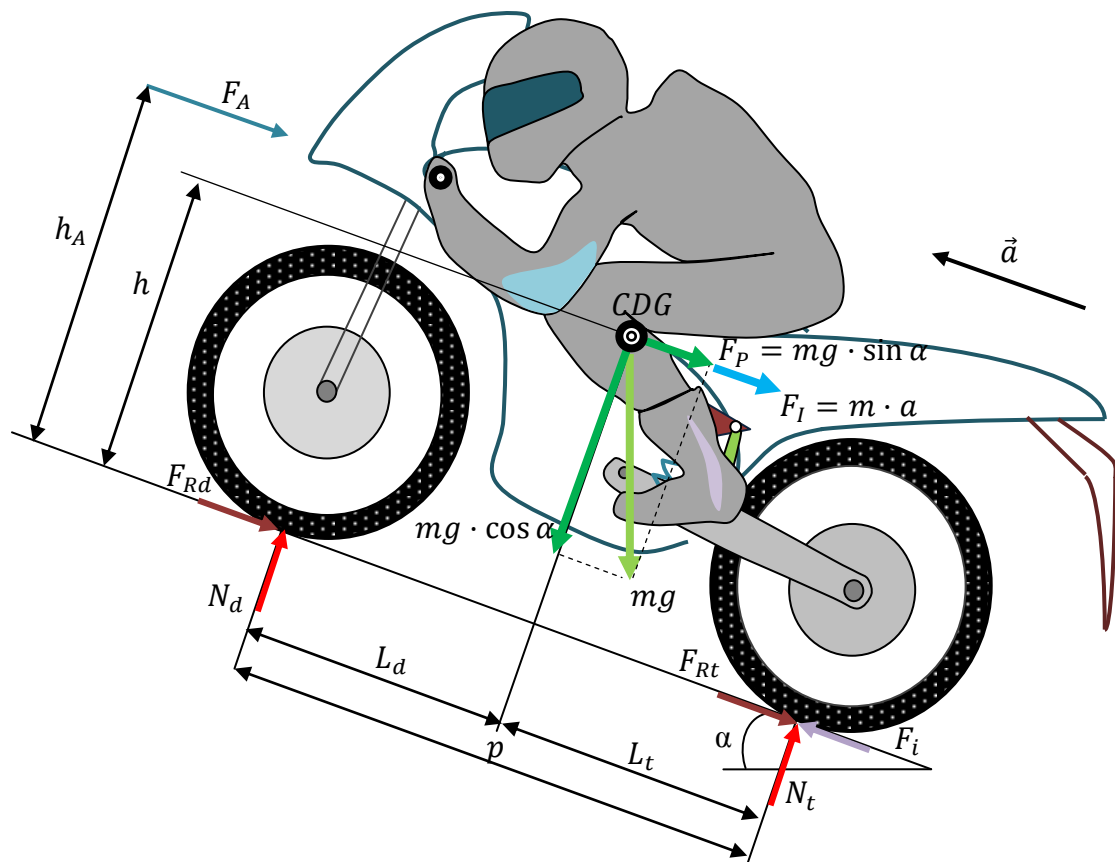


Figura 55. Fuerzas actuantes en la moto para la posición más desfavorable.

El comportamiento de las motocicletas durante el movimiento rectilíneo depende de las fuerzas longitudinales intercambiadas entre los neumáticos y la carretera, las fuerzas aerodinámicas que surgen de este movimiento y la pendiente del plano de la carretera.

Durante el movimiento de estado estacionario, el empuje producido por el motor se equipara a las fuerzas que se oponen al movimiento y dependen esencialmente de tres fenómenos:

- Resistencia a la rodadura de los neumáticos;
- Resistencia aerodinámica al movimiento hacia adelante (no se considera la fuerza de sustentación aerodinámica);
- La componente del peso en la dirección de la pendiente.

Según el dibujo anterior representado y lo anteriormente dicho, las fuerzas que actúan en la motocicleta son:

- $mg$ , el peso que actúa en el centro de gravedad de la moto más el piloto. se divide en dos componentes, donde la componente en la dirección del plano  $F_p$  se opone al movimiento hacia delante;
- $F_i$ , la fuerza de impulso que se aplica del suelo a la motocicleta en el punto de contacto de la rueda trasera;
- $N_t$  y  $N_d$ , las fuerzas de reacción verticales intercambiadas entre los neumáticos y el plano de la carretera;
- $F_{Rd}$  y  $F_{Rt}$ , las resistencias a la rodadura de los neumáticos;
- $F_A$ , la resistencia aerodinámica;
- $F_I$ , la fuerza de inercia:

$$F_I = m \cdot a \quad (\text{Ecuación 46})$$

Las ecuaciones de equilibrio de la motocicleta permiten determinar los valores desconocidos de las fuerzas  $N_t$  y  $N_d$ , así como las distancias y demás fuerzas.

$$\sum \vec{M}_{rueda\ delantera} = 0$$

$$-F_A \cdot h_A - mg \cdot \text{sen } \alpha \cdot h - F_I \cdot h - mg \cdot \text{cos } \alpha \cdot L_d + N_t \cdot p = 0$$

$$N_t = \frac{F_A \cdot h_A + mg \cdot \text{sen } \alpha \cdot h + F_I \cdot h + mg \cdot \text{cos } \alpha \cdot L_d}{p} \quad (\text{Ecuación 47})$$



Particularizando para el caso de la moto en estudio:

- Se supone nula la resistencia aerodinámica  $F_A$ ;
- La longitud entre ejes de la moto es  $p = 1250 \text{ mm}$ ;
- Las distancias  $L_d$  y  $L_t$  son iguales pues se tiene una distribución de cargas del 50%.  
 $L_t = L_d = b = 625 \text{ mm}$ ;
- El peso es de 1600 N y su masa es de 160 kg;
- El ángulo de máxima pendiente son  $5^\circ$ ;
- La potencia mecánica máxima del motor es 36 CV;
- La velocidad a la que se da la potencia máxima de la moto es 11,11 m/s;
- La relación entre la altura del centro de gravedad y la distancia entre ejes  $h/p$  es aproximadamente 0,4. Pero al considerar que el piloto está subido en la moto, consideramos la altura máxima  $h = 700 \text{ mm}$ .

La aceleración se determina sabiendo que:

$$Pot = F_{pot} \cdot v \quad (\text{Ecuación 48})$$

$$F_{pot} = m \cdot a \quad \rightarrow \quad Pot = m \cdot a \cdot v \quad (\text{Ecuación 49})$$

$$a = \frac{Pot}{m \cdot v} = \frac{36 [CV] \cdot 735 [W]}{160 [kg] \cdot 11,11 [m/s]} = 14,89 \text{ m/s}^2$$

Por lo que introduciendo los valores en la ecuación 47, podemos obtener el valor de la fuerza que actúa en la rueda trasera.

$$N_t = \frac{mg \cdot \text{sen } \alpha \cdot h + m \cdot a \cdot h + mg \cdot \text{cos } \alpha \cdot L_d}{p}$$

$$N_t = \frac{160 \cdot 10 \cdot \text{sen } 5 \cdot 700 + 160 \cdot 14,89 \cdot 700 + 160 \cdot 10 \cdot \text{cos } 5 \cdot 625}{1250} = 2209,2 \text{ N}$$

Aplicando esta fuerza sobre la rueda trasera, no se debe de llegar a tener una fuerza elástica en el muelle de 5250 N ya que si no el muelle haría tope. Por ello, se mayor  $N_t$  hasta 2500 N, ya que de esta manera se tienen en cuenta parámetros considerados como despreciables o nulos, como la resistencia aerodinámica  $F_A$ . A continuación, se procede a encontrar en 'Creo Parametric' la posición de los elementos del mecanismo que ofrezcan la curva de rigidez óptima. A su vez, se debe de revisar que a una fuerza en el muelle de 5250N, la fuerza en la rueda trasera sea mayor que la fuerza  $N_t$  calculada sobre estas líneas, ya que si esto se cumple, la suspensión es capaz de aguantar la carga.

## 8.4. Simulación por ordenador del sistema Full Floater

Una vez que hemos entendido el programa ayudándonos del sistema tradicional, pasamos a estudiar en Creo el sistema Full Floater.

La elección del sistema deseado se antoja complicada, no hay una fórmula que nos diga cuál es la mejor solución para nuestro caso. La suspensión no tiene la única función de aislar la moto y el piloto de los baches, sino que plantea otras muchas demandas, por ejemplo, en una curva el piloto y la moto sufren una carga adicional del entorno al 50%; incluso en una carretera perfectamente lisa, también existen efectos de transferencia de carga tanto en frenada como en aceleración e incluso una moto puede tener que estar preparada para amortiguar un salto, y que todo ello sea de la forma más cómoda posible para el piloto.

A la hora del diseño, el factor más importante a tener en cuenta va a ser la constante efectiva de la rueda, que es lo que refleja el comportamiento de la suspensión, y de la moto en definitiva, a la hora de tomar un bache o recibir simplemente una fuerza en la rueda.

No es fácil saber cuál es la constante efectiva buscada, ya que esto se basa en la experiencia, en hacer algo, probarlo y ver cómo funciona, viene a ser el clásico prueba-error. Si que nos podemos hacer una idea de lo que buscamos, pero encontrar el valor exacto requiere tiempo y experiencia.

Por tanto, nos hemos marcado como referencia y objetivo encontrar una curva que en el momento en el que se suba el piloto en la moto (Fuerza vertical en la rueda de 800 N), la rigidez reducida de la suspensión sea de  $20 \text{ N/mm}^2$  y a partir de ese momento la curva continúe en aumento, es decir, conseguir una suspensión progresiva. Esta será para nosotros la curva óptima de rigidez reducida.

Esta curva que se quiere conseguir, se logra en una posición concreta de las piezas y con una geometría en concreto. Por consiguiente, se realizan estudios de prueba - error variando la configuración de las piezas y sus geometrías hasta conseguir obtener la curva en cuestión. Son 9 las medidas a variar en el conjunto. En el anexo de cálculos, apartado 3.1.4., se muestran algunas de las variaciones que se han llevado a cabo para ver cómo influyen estas en la curva. Para ver como se ha formado el conjunto y como se han obtenido las medidas, se debe ir al apartado 3.1., de ese mismo documento.

A continuación se muestran 5 configuraciones de las cuales una es la finalmente escogida.

### 8.4.1. Estudio de alternativas

Para ahondar más en los resultados se debe ir al apartado 3.1.5., del anexo de cálculos. En todos estos casos se tiene una rigidez de 20 N/mm en el momento de equilibrio, es decir, cuando el piloto está sentado en la moto y no hay movimiento.

#### 8.4.1.1. Primer resultado

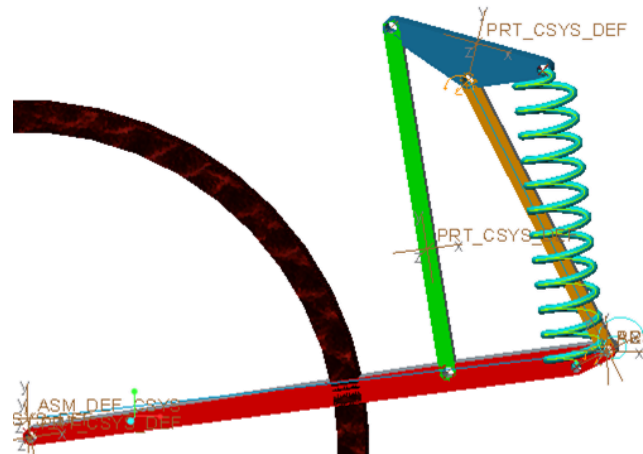


Figura 56. Primer diseño de suspensión trasera Full Floater.

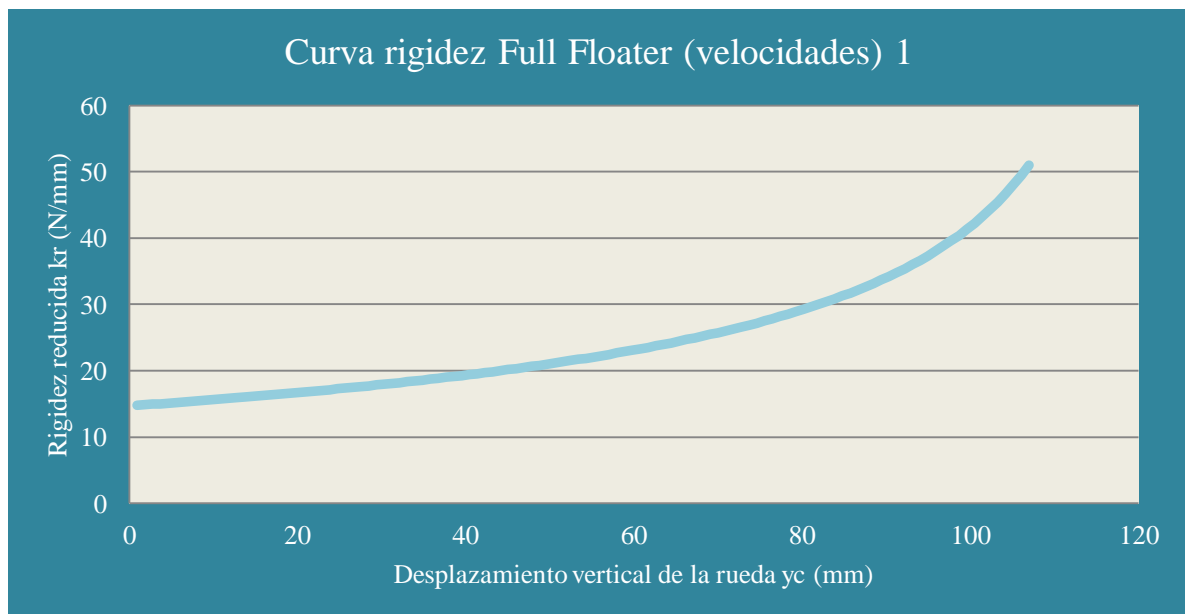


Figura 57. Curva de rigidez suspensión Full Floater 1.

$$kr = [15 - 51] \text{ N/mm}$$

$$F_{maxima \text{ cuando } Fe=5250 \text{ N}} = 3695 \text{ N}$$

$$Fb_{maxima} = 13000 \text{ N}$$

#### 8.4.1.2. Segundo resultado

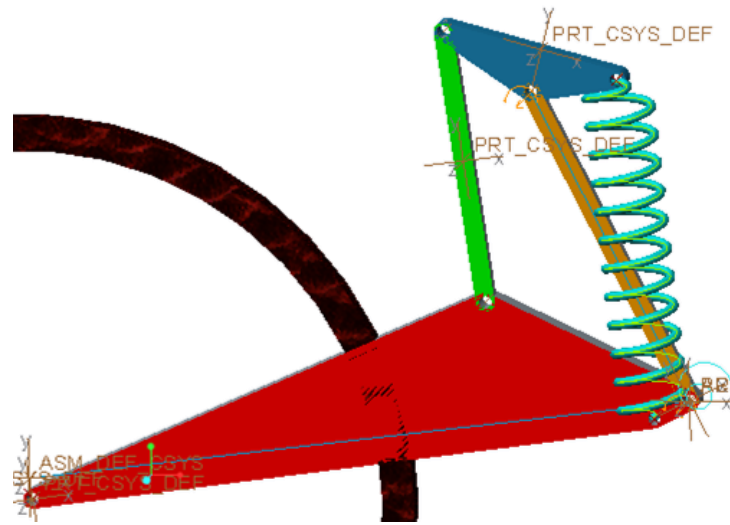


Figura 58. Segundo diseño de suspensión trasera Full Floater.

Este segundo caso es similar al anterior pero con el basculante aumentado y la bieleta disminuida. Por ello, se tienen las mismas prestaciones de rigidez que el anterior, al no modificar ninguna medida que altere el valor de rigidez, y por tanto la curva.

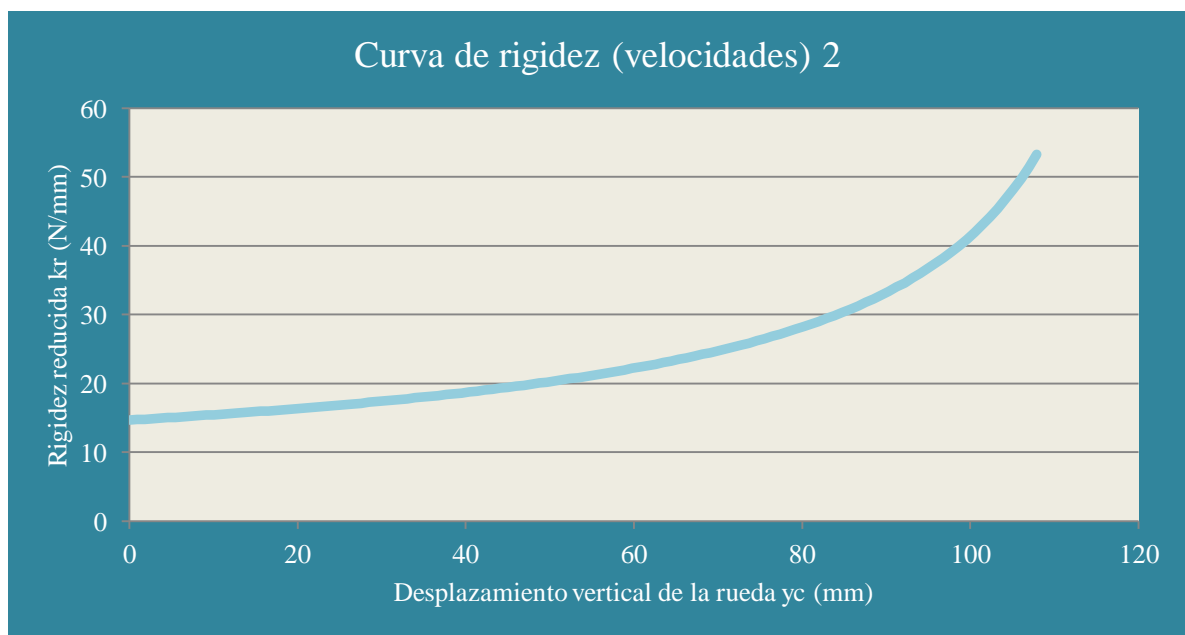


Figura 59. Curva de rigidez suspensión Full Floater 2.

$$kr = [15 - 51] \text{ N/mm}$$

$$F_{maxima} \text{ cuando } Fe=5250 \text{ N} = 3695 \text{ N}$$

$$Fb_{maxima} = 13000 \text{ N}$$

### 8.4.1.3. Tercer resultado

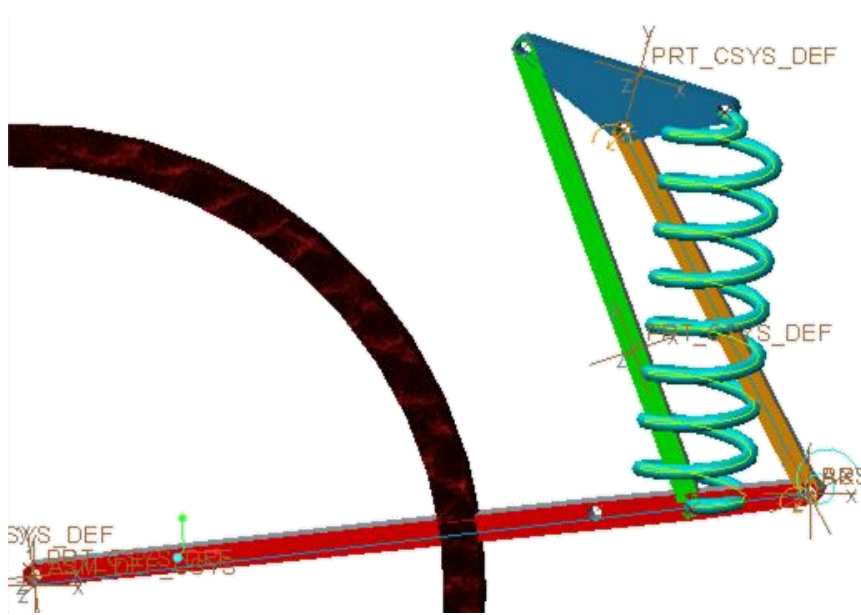


Figura 60. Tercer diseño de suspensión trasera Full Floater.

En este tercer modelo, la bieleta y el muelle están unidos en un mismo eje.

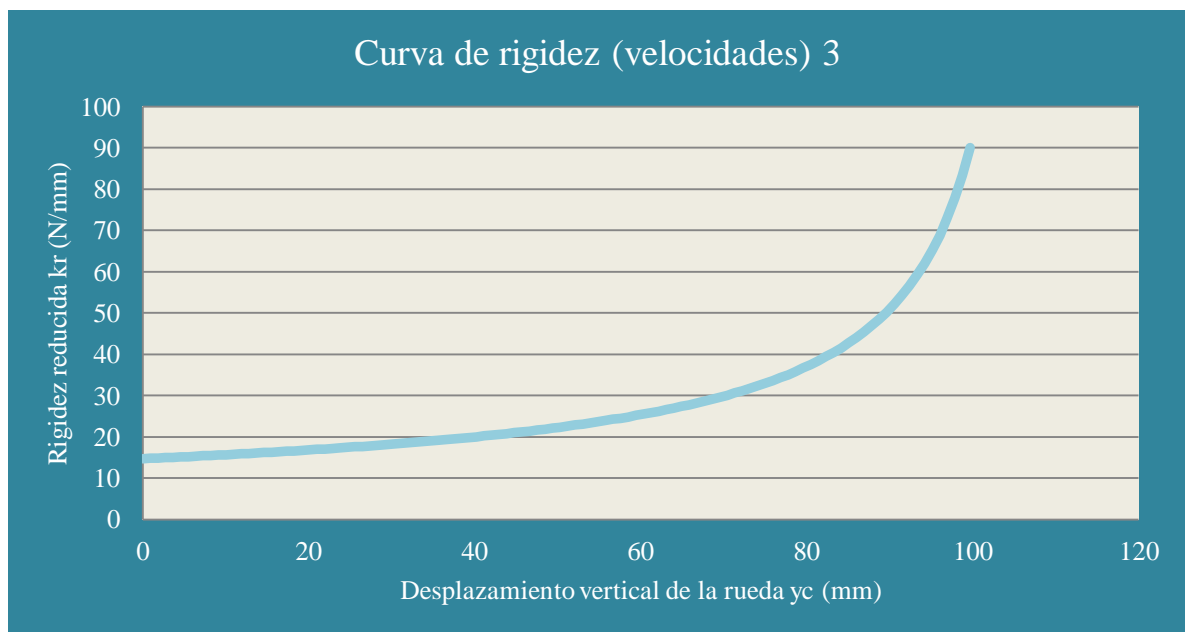


Figura 61. Curva de rigidez suspensión Full Floater 3.

$$kr = [15 - 90] \text{ N/mm}$$

$$F_{maxima} \text{ cuando } F_e = 5250 \text{ N} = 4872 \text{ N}$$

$$Fb_{maxima} = 11500 \text{ N}$$

#### 8.4.1.4. Cuarto resultado

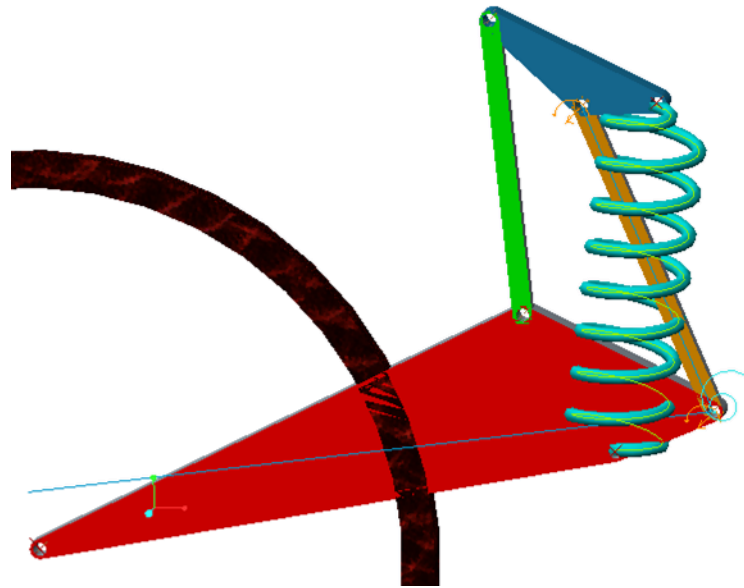


Figura 62. Cuarto diseño de suspensión trasera Full Floater.

El cuarto modelo es muy similar al segundo pero con el muelle desplazado hacia la izquierda.

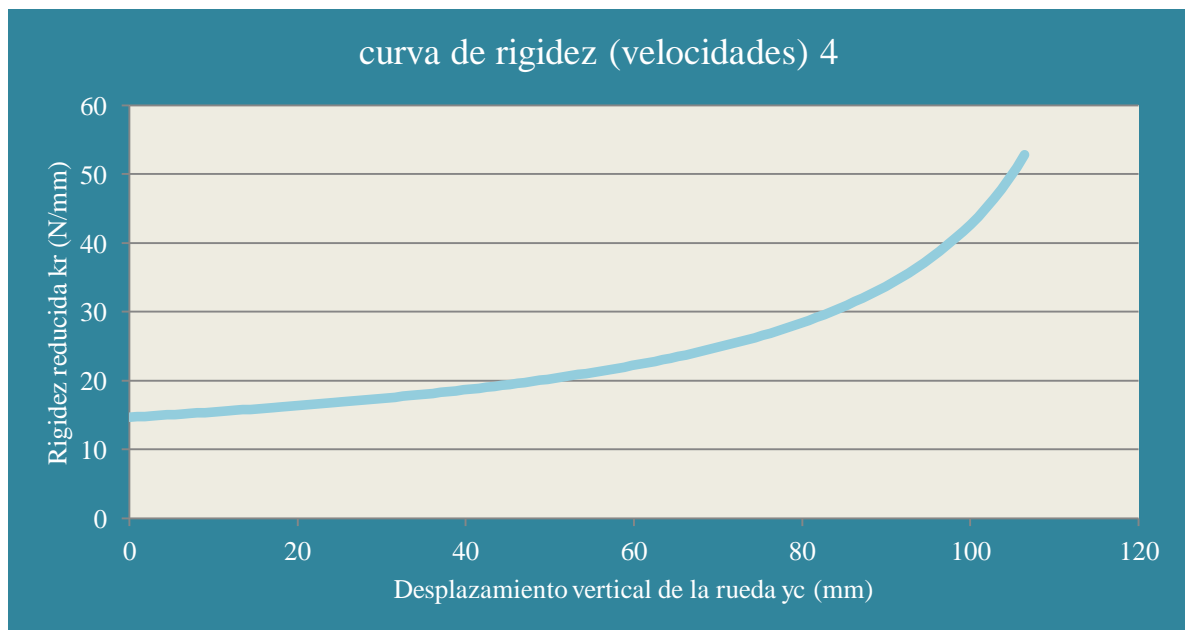


Figura 63. Curva de rigidez suspensión Full Floater 4.

$$kr = [15 - 52] \text{ N/mm}$$

$$F_{maxima} \text{ cuando } Fe=5250 \text{ N} = 3700 \text{ N}$$

$$Fb_{maxima} = 12000 \text{ N}$$

#### 8.4.1.5. Quinto resultado

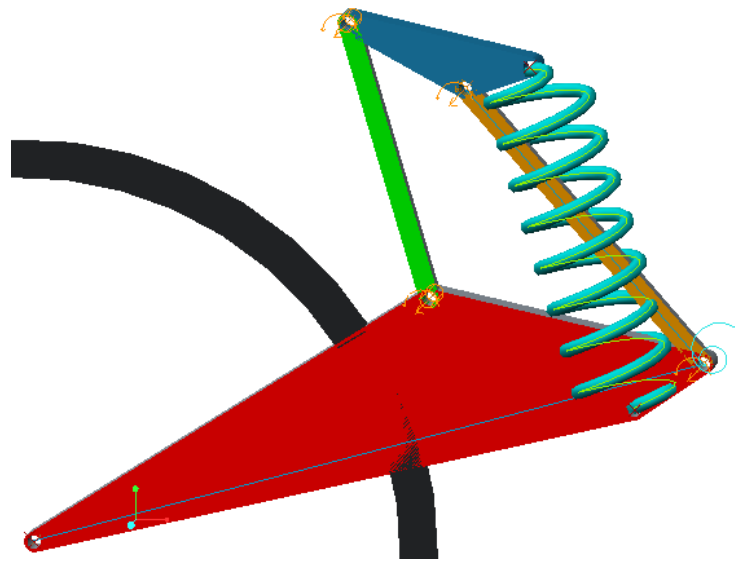


Figura 64. Quinto diseño de suspensión trasera Full Floater.

El quinto modelo es similar al cuarto pero con la bieleta desplazada hacia la izquierda, reduciendo así la fuerza en la biela.

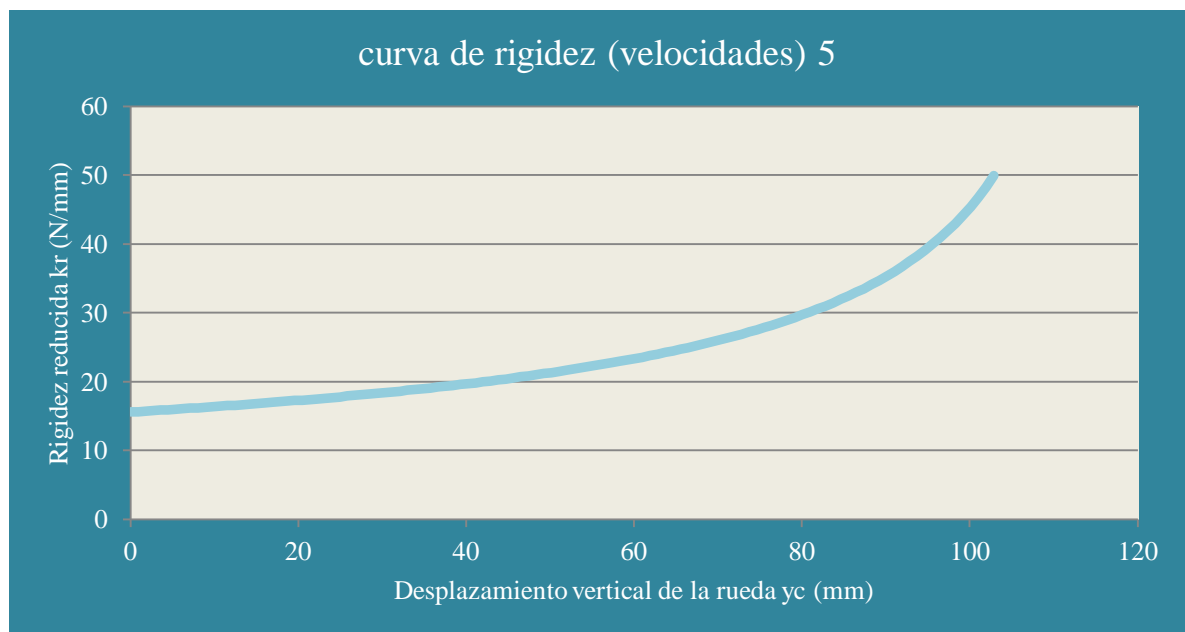


Figura 65. Curva de rigidez suspensión Full Floater 5.

$$kr = [15 - 53] \text{ N/mm}$$

$$F_{maxima} \text{ cuando } Fe=5250 \text{ N} = 3600 \text{ N}$$

$$Fb_{maxima} = 8707 \text{ N}$$

## 8.4.2. Resultado final

### 8.4.2.1. Modo de elección de la suspensión final

Como se ha indicado al principio de este capítulo, apartado 8.4., no hay una curva de rigidez óptima, sino que depende de muchos factores. Lo que se ha hecho para llegar a escoger una curva de rigidez, ha sido acotar estos factores. Estos son los siguientes:

- A la hora de elegir el tipo de suspensión, y por tanto, el tipo de curva, debemos de pensar para que se va a utilizar la moto. En nuestro caso, se trata de una moto de competición.
- El sistema de suspensión / amortiguación debe reaccionar con mayor dureza cuando el conductor acelera a fondo, como ocurre en los baches y las superficies irregulares. Incluso cuando el recorrido del muelle ha sido completamente agotado, el elemento de suspensión no debe hacer tope. Esto se describe como una curva progresiva de suspensión y amortiguación.
- El perfil de carretera por donde circulan este tipo de motos es liso, sin baches, desperfectos, badenes o asfalto roto, por lo que nos interesa que la rigidez vaya en aumento haciendo más duro el muelle. De esta manera, se elimina parte de la transmisión de pesos en movimiento de la moto. Así, cuando se afronte una curva fuerte, la moto balanceará menos, cuando se acelere, levantará menos el morro y cuando frene, habrá menos cabeceo. Un inconveniente de una suspensión dura es la disminución del confort, pero eso es algo que debemos de aceptar.

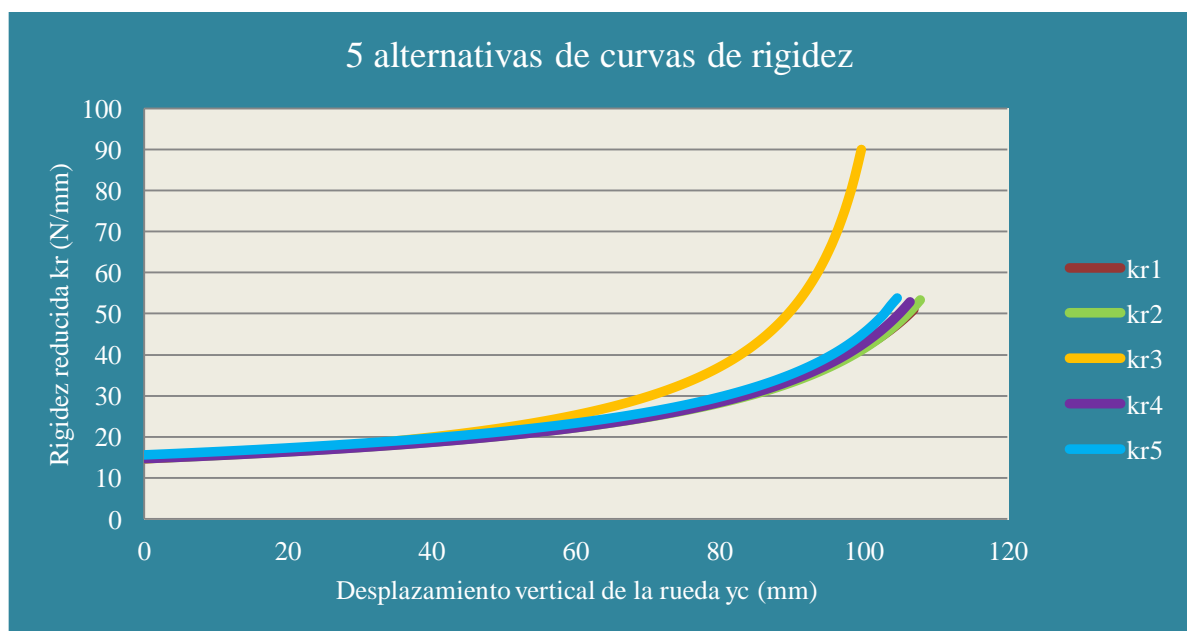


Figura 66. Superposición de las curvas de rigidez de las cinco alternativas.



Los cinco estudios anteriores tienen algo en común, empiezan todos en un valor cercano a 15 N/mm de rigidez reducida. Pero su diferencia radica en el final del desplazamiento de la rueda. Mientras que para el primer, segundo, cuarto y quinto caso, la rigidez aumenta hasta 50 N/mm, para el tercero llega hasta 90 N/mm, es decir, la suspensión es capaz de ponerse más dura y por tanto, de absorber más las irregularidades del circuito.

Además, de la rigidez, también se deben observar otros términos como pueden ser las fuerzas o el espacio de la moto.

| Alternativa          | 1     | 2     | 3     | 4     | 5    |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|------|
| $F_{b_{maxima}}$ (N) | 13000 | 13000 | 11500 | 12000 | 8707 |

Tabla 8. Resultados de la fuerza máxima  $F_b$  de la bieleta.

#### 8.4.2.2. Elección final

Con todo ello, la suspensión a diseñar es la QUINTA. Los motivos son los siguientes:

- La rigidez reducida comienza en 15 N/mm, en 800 N esta en 20 N/mm y acaba en 50 N/mm lo que no la hace tan dura como en el caso de los 90 N/mm. En este sentido se encuentra en las mismas condiciones que los otros casos.
- La fuerza vertical en la rueda en el momento que se ha realizado el máximo recorrido del muelle es de 3600, por lo que estamos por encima de 2500 N. En este sentido también estamos en las mismas condiciones que los otros casos.
- La suspensión es perfectamente idónea para el hueco en la moto, al igual que las demás.
- En lo que difiere respecto al resto es la fuerza en la biela la cual es de 8707 N, lo que hace que los elementos auxiliares sean más pequeños.

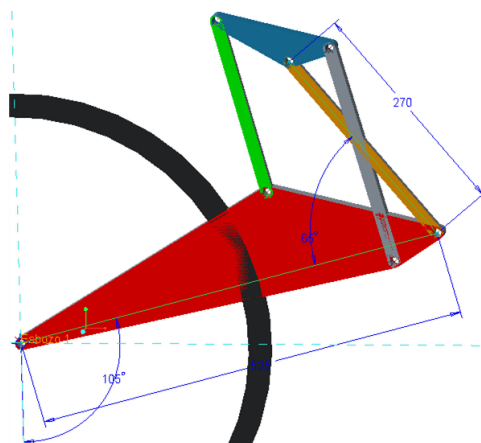


Figura 67. Diseño definitivo de suspensión trasera Full Floater. La pieza gris representa el muelle.

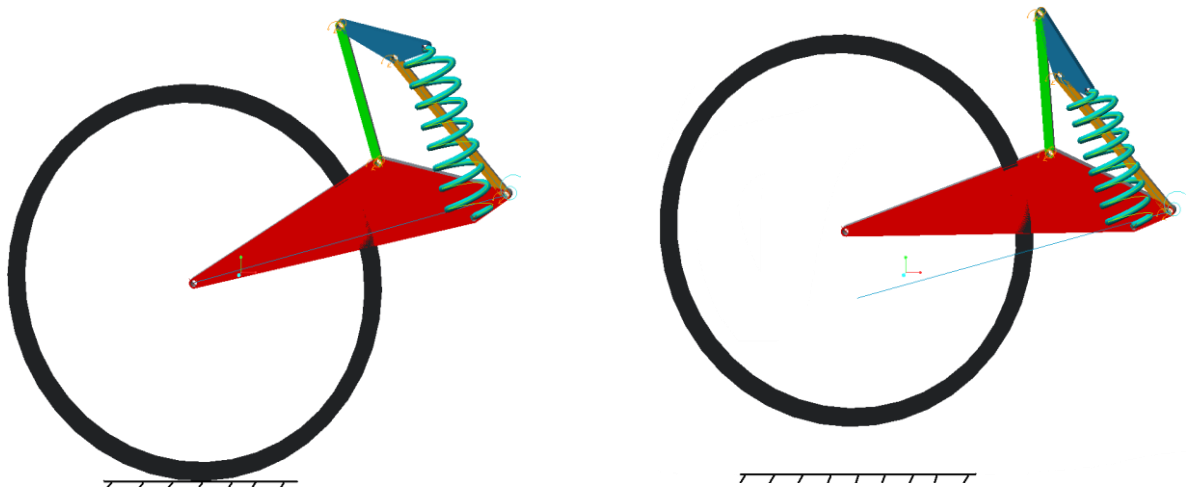


Figura 68. Movimiento cinemático del quinto diseño y definitivo de suspensión trasera Full Floater.

#### 8.4.2.3. Curva de rigidez para la elección final

La curva de rigidez para la quinta y definitiva configuración de la suspensión Full Floater es la siguiente. Esta suspensión tiene una rigidez que va desde los 15 a los 53 N/mm.

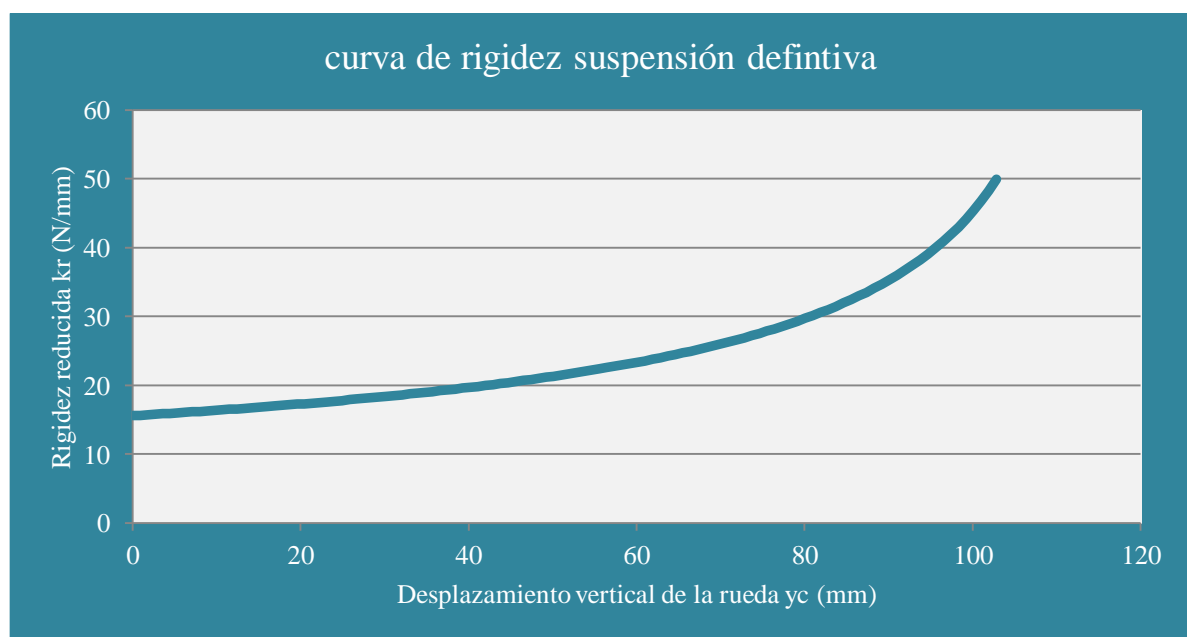


Figura 69. Curva de rigidez (con velocidades) suspensión Full Floater.

En la siguiente figura se puede ver como en la posición de equilibrio (800 N de fuerza vertical en la rueda) se tienen 20 N/mm de rigidez reducida, que es uno de los requisitos que se piden para que la suspensión sea la correcta.

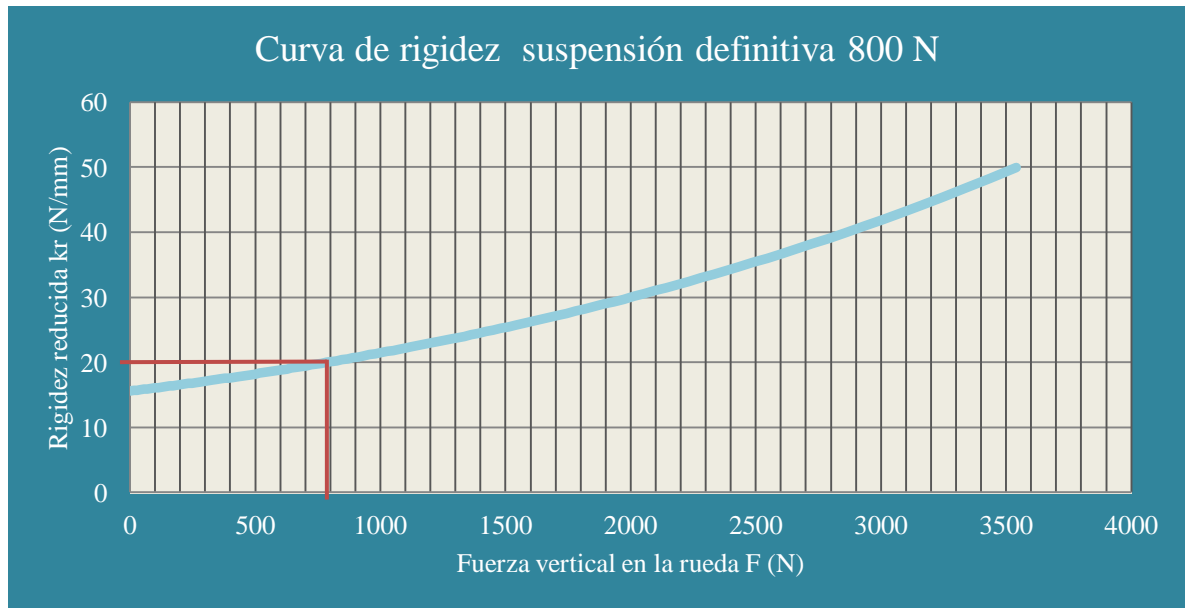


Figura 70. Curva de rigidez en 800 N de fuerza vertical aplicada en la rueda.

Sin embargo, obteniendo la curva a partir de la ecuación 22, en la que se consideran todos los parámetros, la curva de rigidez no finaliza en 53 N/mm, sino en 118 N/mm, quedando en 800 N de carga vertical en la rueda, 23 N/mm de rigidez.

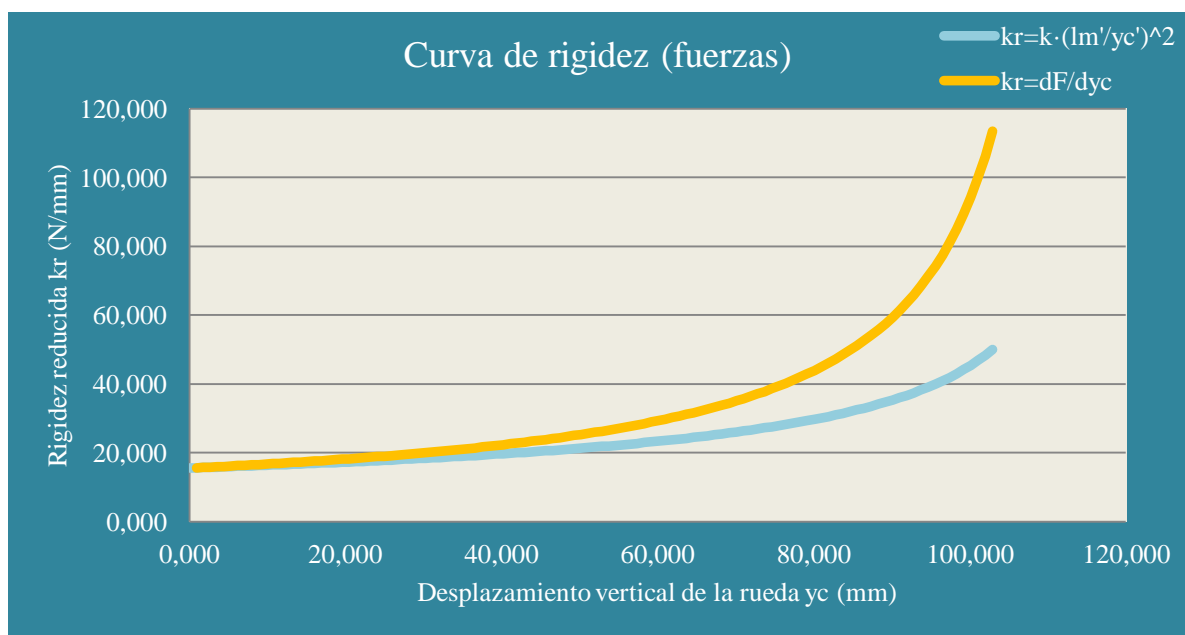


Figura 71. Curva de rigidez considerando las ecuaciones 22 y 6.

Esta pequeña desviación no se tiene en cuenta y se toma la curva de rigidez de la ecuación 6 como válida, y como definitiva. Por otra parte, tampoco es un inconveniente pues en verdad, tiene la ventaja de ser una suspensión más dura al final del recorrido del muelle y con ello conseguir absorber mejor las irregularidades del terreno.

#### 8.4.2.4. Geometría inicial para la elección final

Las características geométricas de la suspensión finalmente escogida se exponen a continuación. Algunas de ellas no son definitivas, como los espesores o los diámetros, pero otras, como la distancia entre centros, si lo son ya que la curva de rigidez depende de ellas.

Medidas basculante:

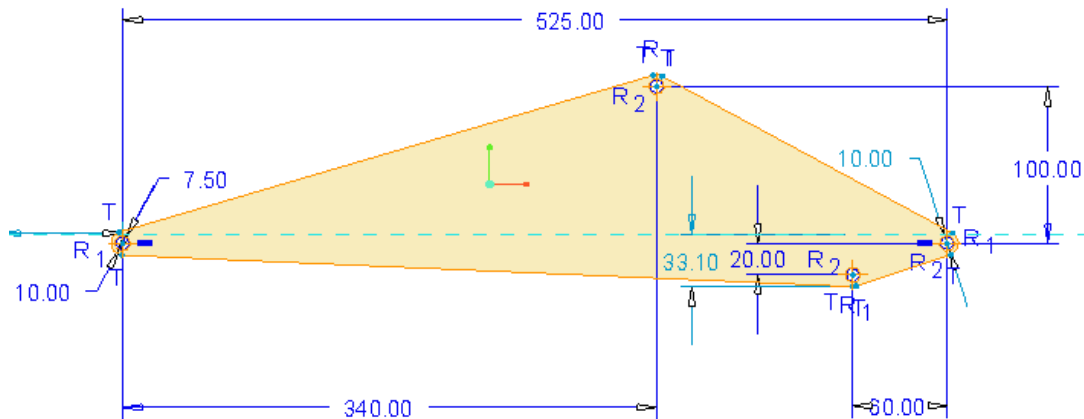


Figura 72. Medidas iniciales del basculante.

Medidas balancín:

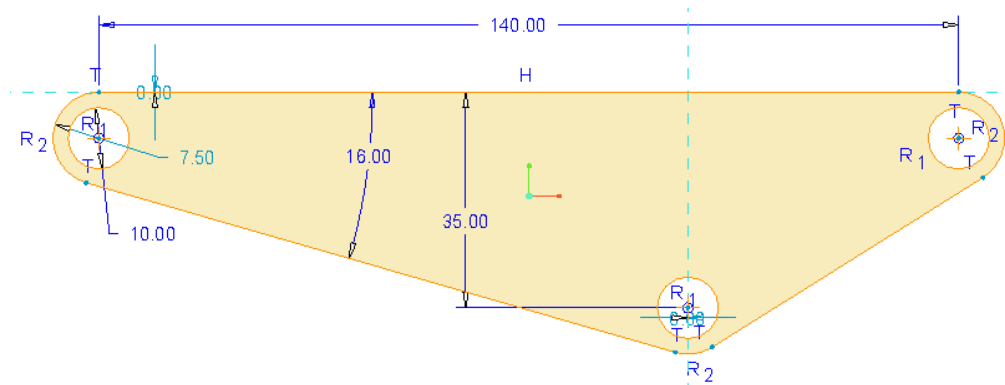


Figura 73. Medidas iniciales del balancín.

Medidas bieleta:

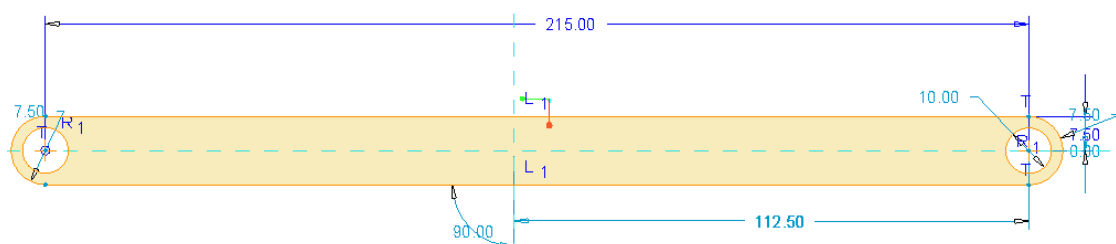


Figura 74. Medidas iniciales de la bieleta.

#### 8.4.2.5. Fuerzas para la elección final

La siguiente tabla muestra las fuerzas que se tienen en el sistema en cuatro tiempos diferentes del movimiento de la suspensión. Algunos de estos valores son los necesarios para calcular los elementos auxiliares y realizar el estudio por elementos finitos posterior.

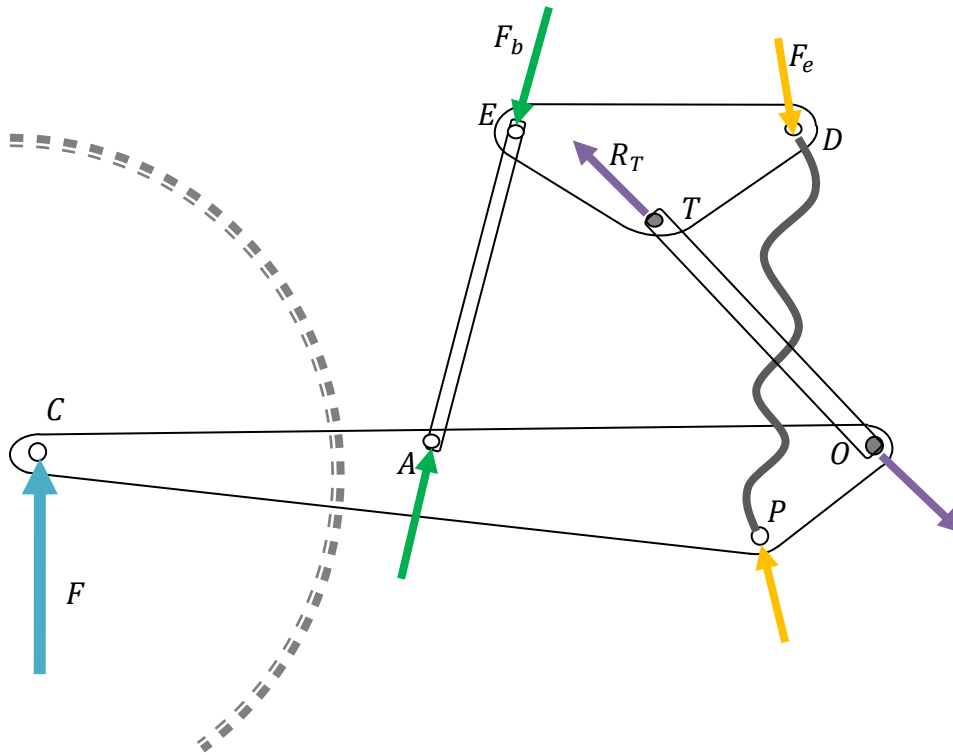


Figura 75. Fuerzas.

Visualizamos las fuerzas en cuatro momentos:

- el primero es la posición inicial;
- el segundo, la posición de equilibrio;
- el tercero, la posición crítica visto en el apartado 8.3.;
- el cuarto la posición final.

|                              |                   | Fuerza F (C) |      |      |       |
|------------------------------|-------------------|--------------|------|------|-------|
|                              |                   | 0            | 800  | 2500 | 3750  |
| Fuerza Basculante–X–Balancín | $F_b$ Biela (AE)  | 0            | 1660 | 5673 | 8700  |
|                              | $F_e$ Muelle (PD) | 0            | 1830 | 4300 | 5250  |
|                              | Chasis (OT)       | 0            | 3450 | 9935 | 13000 |

Tabla 9. Fuerzas (N). Los valores marcados en azul son los conocidos.

Para corroborar los resultados que el programa Creo da de las fuerzas, se procede a estudiar en equilibrio estático el sistema para la posición en la cual se tienen 2500 N de carga en la rueda trasera.

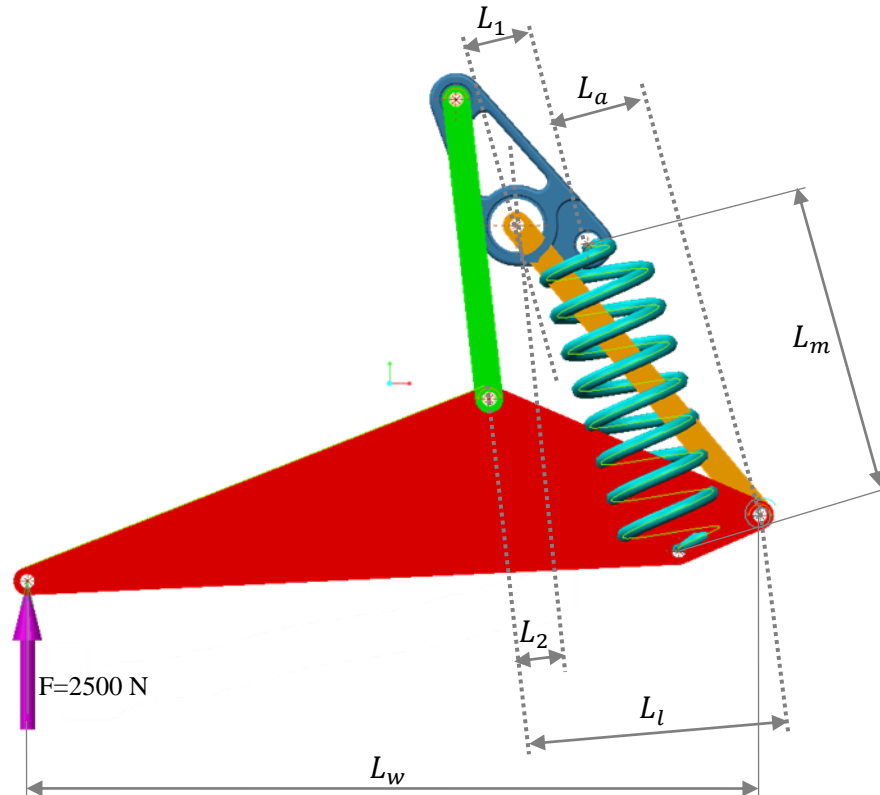


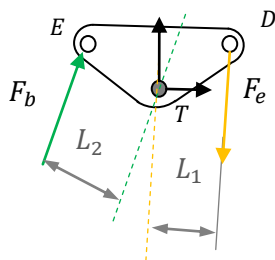
Figura 76. Posición de la suspensión para 2500 N de carga en la rueda.

Para empezar, se va a hacer uso de las ecuaciones 17, 24 y 25.

Analizando el sistema se tiene la ecuación 25.

$$F = F_e \cdot \frac{L_1 \cdot L_l + L_2 \cdot L_a}{L_2 \cdot L_w}$$

Y analizando el balancín, la ecuación 24.



$$F_b = F_e \cdot \frac{L_1}{L_2}$$

Figura 77. Sistema de fuerzas sobre el balancín.

Sin embargo, de momento no conocemos el valor de  $F_e$ . Para ello, se utiliza la ecuación general de un resorte, ecuación 1 y 17.

$$F_e = k \cdot \delta$$

$$F_e = k \cdot (L_m - L_{m0})$$

Obteniendo del Creo las distancias  $L_1$ ,  $L_l$ ,  $L_a$ ,  $L_2$ ,  $L_w$  y  $L_m$ , y sabiendo que  $L_{m0}$  es 268 mm y que la rigidez del muelle es 105 N/mm, se obtienen las fuerzas en la posición de carga más desfavorable, 2500 N.

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 = 43,3 \text{ mm} \\ L_l = 183 \text{ mm} \\ L_a = 62,8 \text{ mm} \\ L_2 = 32,9 \text{ mm} \\ L_w = 522,9 \text{ mm} \\ L_m = 227 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Para el muelle:

$$F_e = k \cdot (L_m - L_{m0})$$

$$F_e = 105 \cdot (227 - 268) = -4305 \text{ N} \approx 4300 \text{ N}$$

Para la bieleta:

$$F_b = 4300 \cdot \frac{43,3}{32,9}$$

$$F_b = F_e \cdot \frac{L_1}{L_2} = 5665 \text{ N} \approx 5673 \text{ N}$$

Para la fuerza en la rueda:

$$F = F_e \cdot \frac{L_1 \cdot L_l + L_2 \cdot L_a}{L_2 \cdot L_w}$$

$$F = 4300 \cdot \frac{43,3 \cdot 183 + 32,9 \cdot 62,8}{32,9 \cdot 522,9} = 2497 \text{ N} \approx 2500 \text{ N}$$

Por tanto podemos ver como se cumple que las fuerzas obtenidas en creo y matemáticamente coinciden. Siempre hay errores debido a decimales que nos vamos dejando.

Únicamente queda por obtener las reacciones en el punto de unión al basculante. Para ello obtenemos los ángulos de la bieleta y el muelle en la posición de 2500 N.

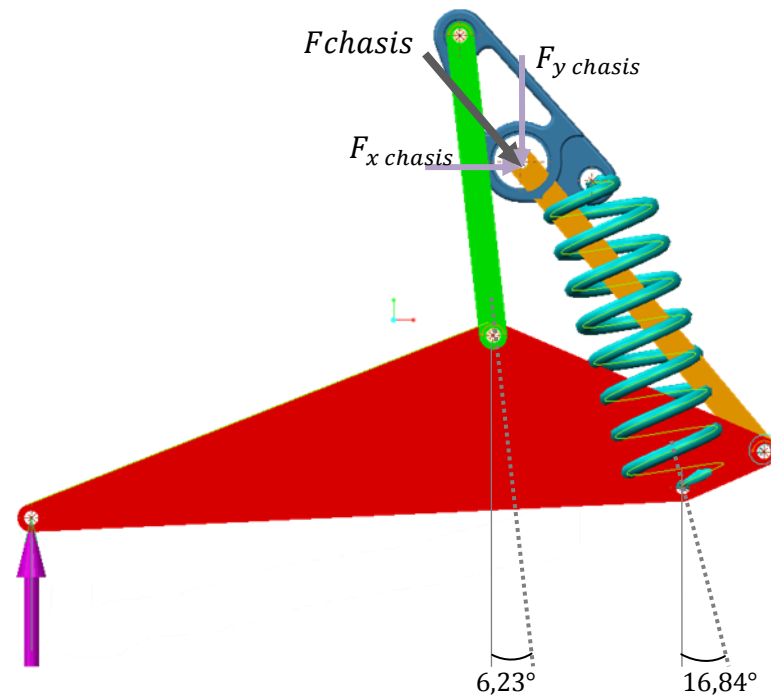


Figura 78. Ángulos.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{ychasis} = F_b \cdot \cos 6,23 + F_e \cdot \cos 16,84$$

$$F_{ychasis} = 5673 \cdot \cos 6,23 + 4300 \cdot \cos 16,84 = 9755,2 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{xchasis} = F_b \cdot \sin 6,23 + F_e \cdot \sin 16,84$$

$$F_{xchasis} = 5673 \cdot \sin 6,23 + 4300 \cdot \sin 16,84 = 2895,12 \text{ N}$$

$$F_{chasis} = \sqrt{F_{xchasis}^2 + F_{ychasis}^2}$$

$$F_{chasis} = \sqrt{9755,2^2 + 2895,12^2} = 9928,2 \text{ N} \approx 9935 \text{ N}$$

Por lo que también se cumple y por tanto el Creo ha dado los valores de las fuerzas, etc. correctamente.



## 8.5. Estudio de las piezas

En este apartado se procede al diseño de las piezas que forman la suspensión. Estas son el triángulo de suspensión, la bieleta y el muelle. El basculante se diseña en el apartado 9.

Los siguientes estudios se calculan para la posición crítica, es decir, cuando el motorista junto a la moto están subiendo una pendiente de  $5^\circ$  y con la máxima aceleración posible. Esto se explica más detalladamente en el apartado 8.3., de este mismo documento. Por tanto, se consideran las fuerzas de la columna  $F=2500$  N de la tabla 9 que se expone antes de este apartado.

### 8.5.1. Triángulo de suspensión

El triángulo de suspensión se define como una pieza maciza en la que van incorporados dos rótulas (una para la articulación con la bieleta y otra para la articulación con el muelle) y un rodamiento (para la conexión con el chasis). Elegidos los elementos auxiliares, se estudia la pieza por elementos finitos.

#### 8.5.1.1. Formas de fijación axial de los elementos auxiliares (rodamientos y rótulas)

Antes de escoger los elementos auxiliares, se va a decidir cuál es la forma de sujetarlos axialmente en el triángulo. Se estudian los casos de rodamientos de bolas y rótulas radiales.

- Una manera de fijar axialmente los rodamientos o rótulas, es mediante placas laterales situadas en el extremo del eje.

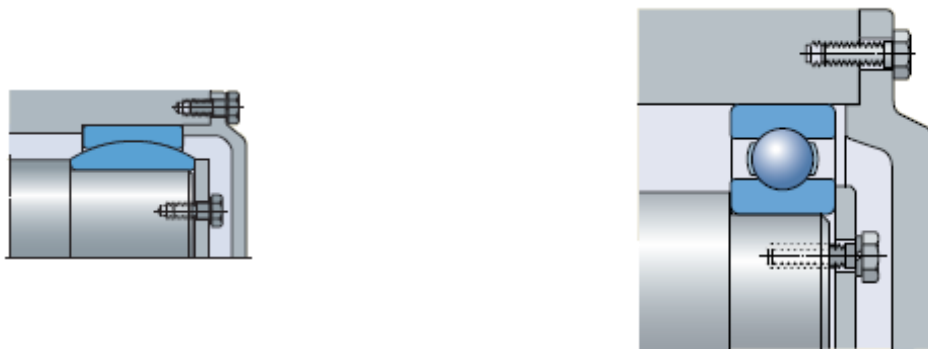


Figura 79. Uso de una cubierta y una placa para la fijación de una rótula (Izqda.) y de un rodamiento (Dcha.).

- Otra manera, es mediante el uso de un casquillo distanciador y cubierta para la fijación de la rótula y/o rodamiento. De esta manera, los aros exteriores quedan retenidos por la tapa lateral del soporte.



Figura 80. Uso de un casquillo distanciador y cubierta para la fijación de una rótula (Izqda.) y de un rodamiento (Dcha.).

- Como tercera opción, se tiene la utilización de anillos de retención en el soporte y componentes adyacentes en el eje (casquillos). En lugar de rebordes integrados en el eje o en el alojamiento, a menudo es más conveniente utilizar casquillos o distanciadores entre los aros del rodamiento o rótula. El uso de anillos elásticos para la fijación axial de los rodamientos ahorra espacio, permite un montaje y un desmontaje rápidos y simplifica la mecanización de los ejes y alojamientos. Si se van a soportar cargas axiales moderadas o elevadas (que no es el caso), se debe insertar un distanciador entre el aro del rodamiento y el anillo elástico, de modo que el anillo elástico no esté sometido a grandes momentos flectores.



Figura 81. Uso de anillos de retención en el soporte y de componentes adyacentes en el eje para la fijación de una rótula (Izqda.) y de un rodamiento (Dcha.).

Finalmente, para la sujeción de estos elementos en los agujeros, se opta por la tercera opción, en la que se disponen de anillos de seguridad en ambos lados del rodamiento y de las rótulas y de casquillos en el eje de modo que fijamos axialmente los anillos exteriores e interiores. De esta manera se consigue simetría lo que abarata el coste de su fabricación y facilita los cálculos y la geometría.

### 8.5.1.2. Selección de los elementos auxiliares para el triángulo

Para la elección de los rodamientos y rótulas se considera la marca SKF. Por ello, se echa mano de sus catálogos correspondientes. En este apartado, además de decidir los rodamientos y las rótulas, se van a decidir también los anillos de seguridad necesarios.

#### 8.5.1.2.1. Centro de rotación del balancín (Punto T)

En el eje de giro del balancín es necesario colocar un rodamiento que facilite el giro sin ofrecer resistencia. La moto no solo circula en dirección lineal en la carretera, sino que a menudo se topa con curvas en las que es necesario inclinarse. Por ello, está sometido a cargas radiales y axiales. Esto hace que se elija un rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones para que esas cargas axiales que no se han calculado (en el cálculo suponer carga axial nula), este pueda absorberlas sin mayor dificultad. Se escoge con obturaciones para impedir el paso de suciedad al interior del rodamiento.

El tipo de cálculo de rodamientos que se realiza es un cálculo a estática y su tamaño se debe seleccionar en base a su capacidad de carga estática  $C_0$ . Esto es así ya que el rodamiento no está sometido a movimientos bruscos de oscilación, sino que gira un ángulo muy pequeño y a velocidad moderada.

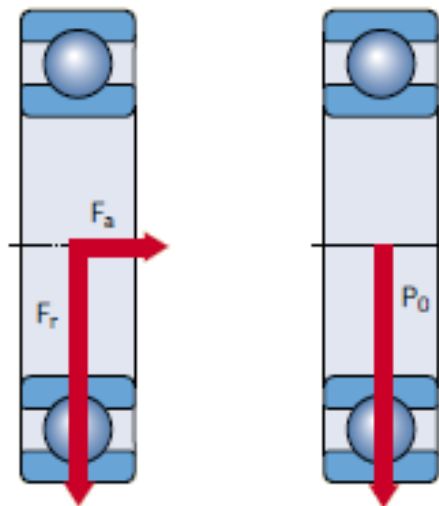


Figura 82. Componente radial  $F_r$  y axial  $F_a$  y su equivalente  $P_0$ .

Para el cálculo del rodamiento se utiliza la siguiente expresión que define la carga estática equivalente  $P_0$ .

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (\text{Ecuación 50})$$

; Donde:

$P_0$ , es la carga estática equivalente, kN;

$X_0$ , factor de carga radial del rodamiento; se supone 1;

$F_r$ , carga radial real del rodamiento, kN; esta es igual a 9935 N, es decir, 9,935 kN;

$Y_0$ , factor de carga axial del rodamiento; se supone 0;

$F_a$ , carga axial real del rodamiento, kN; se supone 0.

Con todo ello, se obtiene el valor de  $P_0$ .

$$P_0 = 1 \cdot 9,935 + 0 \cdot 0 = 9,935 \text{ kN}$$

Cuando el tamaño del rodamiento requerido se determina en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad  $s_0$ , que representa la relación entre la capacidad de carga estática  $C_0$  y la carga estática equivalente  $P_0$ . La capacidad de carga estática requerida  $C_0$  se puede calcular según la siguiente ecuación.

$$C_0 = s_0 \cdot P_0 \quad (\text{Ecuación 51})$$

La tabla siguiente muestra valores orientativos basados en la experiencia para el factor de seguridad estático  $s_0$  para los rodamientos de bolas y de rodillos en varias aplicaciones que requieren un funcionamiento suave. De esta tabla, se escoge el valor 0,5, obtenido de considerar un rodamiento de bolas rotativo con requisitos no importantes en cuanto al ruido, y un tipo de funcionamiento normal.

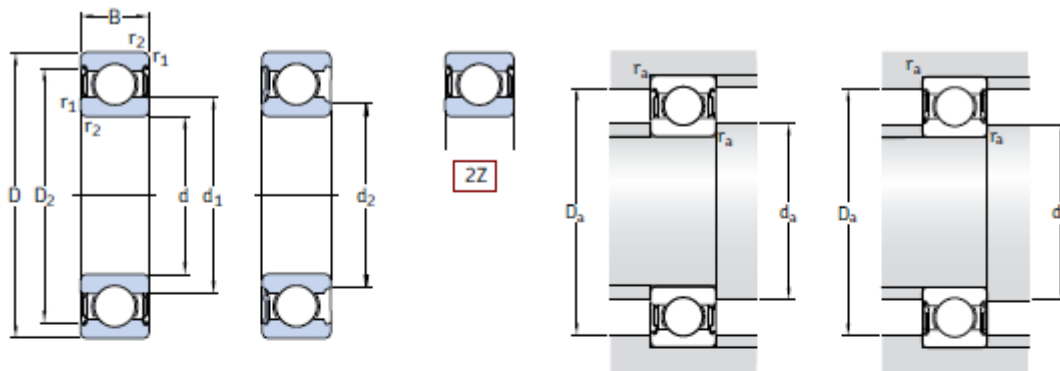
| Tipo de funcionamiento                  | Valores orientativos para el factor de seguridad estático $s_0$ |                  |               |                  |               |                  |                           |                  |
|---|---|------------------|---------------|------------------|---------------|------------------|---------------------------|------------------|
|   | Rodamientos rotativos   |                  |               |                  |               |                  | Rodamientos estacionarios |                  |
|   | Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso                |                  |               |                  |               |                  |                           |                  |
|   | no importante   |                  | normal        |                  | alto          |                  |                           |                  |
|   | Rodtos. bolas   | Rodtos. rodillos | Rodtos. bolas | Rodtos. rodillos | Rodtos. bolas | Rodtos. rodillos | Rodtos. bolas             | Rodtos. rodillos |
| Suave, sin vibraciones                  | 0,5   | 1                | 1             | 1,5              | 2             | 3                | 0,4                       | 0,8              |
| Normal                                  | 0,5   | 1                | 1             | 1,5              | 2             | 3,5              | 0,5                       | 1                |
| Cargas de choque notables <sup>1)</sup> | $\geq 1,5$  | $\geq 2,5$       | $\geq 1,5$    | $\geq 3$         | $\geq 2$      | $\geq 4$         | $\geq 1$                  | $\geq 2$         |

Tabla 10. Valores del factor de seguridad estático  $s_0$ .

Entonces, el valor de la capacidad de carga estática es:

$$C_0 = 0,5 \cdot 9,935 = 4,9678 \text{ kN}$$

Yendo con este valor  $C_0$  a las tablas de rodamientos rígidos de una hilera de bolas con obturaciones, encontramos el rodamiento requerido.



| Dimensiones principales | Capacidad de carga básica |                | Carga límite de fatiga $P_U$ | Velocidades             |                                | Masa  | Designaciones                     |          |
|-------------------------|---------------------------|----------------|------------------------------|-------------------------|--------------------------------|-------|-----------------------------------|----------|
|                         | dinámica $C$              | estática $C_0$ |                              | Velocidad de referencia | Velocidad límite <sup>1)</sup> |       | Rodamiento obturado a ambos lados | un lado  |
| d D B                   | kN                        |                | kN                           | rpm                     | kg                             | -     |                                   |          |
| <b>15</b> 42 13         | 11,9                      | 5,4            | 0,228                        | 38 000                  | 19 000                         | 0,082 | * 6302-2Z                         | * 6302-Z |

## Dimensiones de acuerdos y resaltes

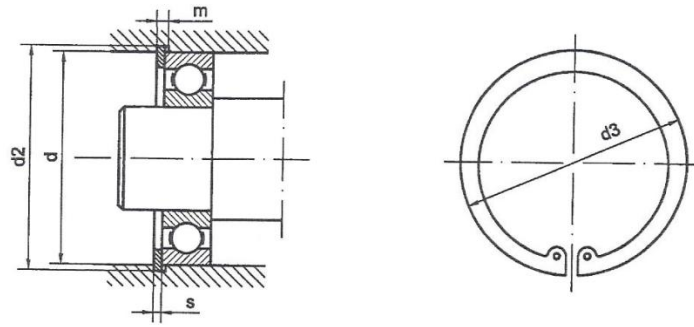
| d         | $d_a$ mín | $d_a$ máx | $D_a$ máx | $r_a$ máx |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| mm        | mm        |           |           |           |
| <b>15</b> | 20,6      | -         | 36,4      | 1         |

Tabla 11. Tabla de selección de rodamientos.

$$\text{Rodamiento } 6302 - 2Z \left\{ \begin{array}{l} C_0 = 5,4 \text{ kN} \\ C = 11,9 \text{ kN} \\ d = 15 \text{ mm} \\ D = 42 \text{ mm} \\ B = 13 \text{ mm} \\ d_{a \text{ mín}} = 20,6 \text{ mm} \\ D_{a \text{ máx}} = 36,4 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Con estos datos, se puede proceder a cambiar el diámetro del punto T en Creo Parametric.

El rodamiento, está metido a presión en el agujero. Sin embargo, puede que no quede sujeto del todo, por lo que es necesaria la colocación de un anillo elástico de seguridad a ambos lados del rodamiento. Para la elección del anillo nos basamos en la norma DIN 472 para anillos de seguridad para agujeros.



| Diámetro agujero d | Anillo |                | Ranura         |      |
|--------------------|--------|----------------|----------------|------|
|                    | s      | d <sub>3</sub> | d <sub>2</sub> | m    |
| mm                 |        |                |                |      |
| <b>42</b>          | 1,75   | 45,5           | 44,5           | 1,85 |

Tabla 12. Tabla de selección de anillos elásticos.

$$\text{Anillo elástico} \begin{cases} d = 42 \text{ mm} \\ m = 1,85 \text{ mm} \\ s = 1,75 \text{ mm} \\ d_2 = 44,5 \text{ mm} \end{cases}$$

#### 8.5.1.2.2. Unión de la bieleta con el triángulo (Punto E)

Para el extremo del tirante se ha elegido el uso de una rótula de la marca SKF. Siguiendo su catalogo se debe decidir en primer lugar si se quieren colocar rótulas que necesiten mantenimiento o unas sin mantenimiento; en este caso no son necesarias unas rótulas con unas prestaciones muy elevadas así que se pueden emplear unas sin mantenimiento. La elección del tamaño y tipo de rótula se va a determinar por la carga dinámica. Se estudia a dinámica ya que se realizan movimientos deslizantes en la rótula bajo carga.

El tipo de rótula también viene determinado por la dirección de la carga (radial, axial o combinada). En este caso, se trata de una carga combinada que debido a que no se ha estudiado la carga axial, se procede a anularla y considerar una dirección radial.

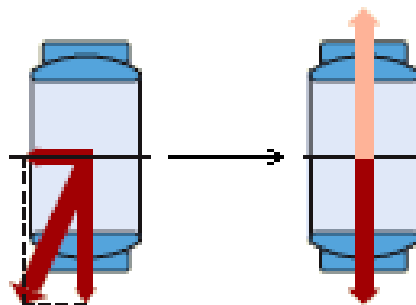


Figura 83. Direcciones de la carga. Izqda. Carga combinada; Dcha. Carga radial.

Con todo ello, el tipo de elemento auxiliar es una rótula radial libre de mantenimiento, de acero compuesto broce sinterizado.

Las rótulas radiales pueden soportar una cierta cantidad de carga axial  $F_a$  además de la carga radial  $F_r$  que actúa simultáneamente. Cuando la carga resultante es de magnitud constante, puede obtenerse la carga dinámica equivalente de la rótula a partir de:

$$P = y \cdot F_r \quad (\text{Ecuación 52})$$

; Donde:

$P$ , es la carga dinámica equivalente de la rótula, N;

$F_r$ , componente radial de la carga, N; en este caso, 5673 N;

$y$ , factor que depende de la relación de la carga axial con la radial  $F_a/F_r$ ;

Para las rótulas libres de mantenimiento, se obtiene el valor de  $y$  mediante el siguiente diagrama:

$$F_a/F_r = \frac{0}{5673} = 0$$

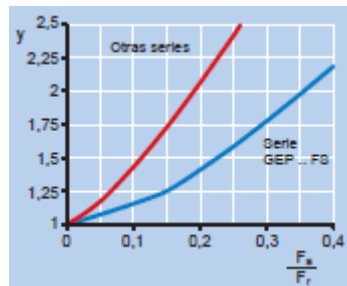


Figura 84. Diagrama  $y = f(F_a/F_r)$  para rótulas libres de mantenimiento.

El valor de  $y$  es igual a 1, por tanto:

$$P = 1 \cdot 5673 = 5673 \text{ N}$$

Para determinar el tamaño necesario de la rótula se utilizan los valores guía de la carga relativa  $C/P$  presentados en la tabla siguiente para obtener la capacidad de carga dinámica necesaria  $C$ .

| Rótulas/cabezas de articulación con combinación de superficie de contacto | Relación de carga C/P |
|---|-----------------------|
| Acero/acero   | 2                     |
| Acero/bronce  | 2                     |
| <u>Acero/compuesto bronce sinterizado</u>                                 | <u>1,6</u>            |
| Acero/tejido PTFE   | 1,75                  |
| Acero/poliamida reforzada con fibra de vidrio                             |                       |
| GAC .. F  | 1,25                  |
| GX .. F   | 1,25                  |
| GEP .. FS   | 1,6                   |
| GEC .. FSA  | 1,6                   |
| Cabezas de articulación   | 1,25                  |

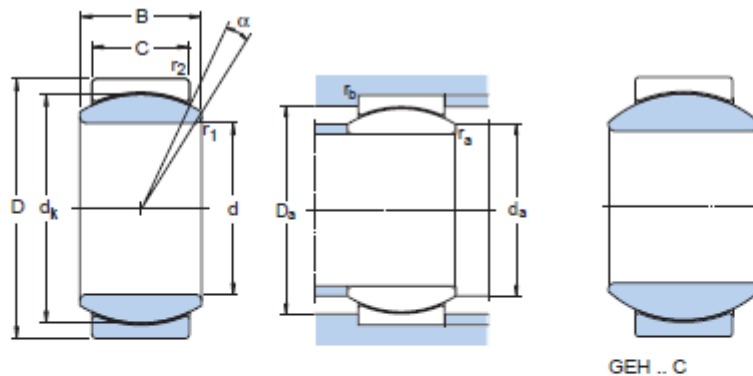
Tabla 13. Relación de carga C/P.

El valor correspondiente a este tipo de rótulas es 1,6. Por tanto:

$$C = P \cdot 1,6$$

$$C = 5663 \cdot 1,6 = 9076,8 \text{ N}$$

Conocido el valor de C, puede seleccionarse una rótula adecuada en las tablas de productos.



| Dimensiones principales |    |    |   |        |        |        |        | Ángulo de inclinación <sup>1)</sup> | Capacidad de carga dinám. | Capacidad de carga estát. | Masa  | Designación |
|-------------------------|----|----|---|--------|--------|--------|--------|-------------------------------------|---------------------------|---------------------------|-------|-------------|
| d                       | D  | B  | C | dk min | dk max | Dk max | Dk min | $\alpha$                            | C                         | C <sub>0</sub>            |       |             |
| mm                      |    |    |   | mm     |        |        |        | grados                              | N                         |                           | kg    | -           |
| <b>10</b>               | 22 | 12 | 7 | 11,6   | 13,4   | 20,6   | 17,1   | 18                                  | 11 400                    | 28 500                    | 0,020 | GEH 10 C    |

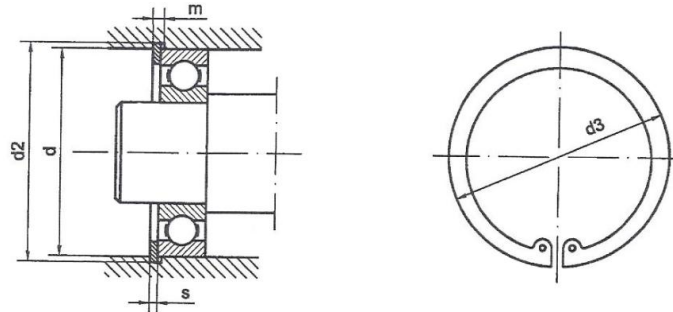
Tabla 14. Tabla de selección de rótulas.

$$\text{Rótula GEH 10 C} \begin{cases} C_0 = 28500 \text{ N} \\ C = 11400 \text{ N} \\ d = 10 \text{ mm} \\ D = 22 \text{ mm} \\ B = 12 \text{ mm} \end{cases} \begin{cases} d_a \text{ mín} = 11,6 \text{ mm} \\ d_a \text{ máx} = 13,4 \text{ mm} \\ D_a \text{ mín} = 17,1 \text{ mm} \\ D_a \text{ máx} = 20,6 \text{ mm} \\ C = 7 \text{ mm} \end{cases}$$



Con estos datos, se puede proceder a cambiar el diámetro del punto E en Creo Parametric.

Al igual que para el rodamiento anterior, para inmovilizar axialmente la rótula en el agujero, se introducen dos anillos elásticos obtenidos según la norma DIN 472.



| Diámetro agujero d<br>(mm) | Anillo |                | Ranura         |     |
|----------------------------|--------|----------------|----------------|-----|
|                            | s      | d <sub>3</sub> | d <sub>2</sub> | m   |
| 22                         | 1      | 23,5           | 23             | 1,1 |

Tabla 15. Tabla de selección de anillos elásticos.

$$\text{Anillo elástico} \begin{cases} d = 22 \text{ mm} \\ m = 1,1 \text{ mm} \\ s = 1 \text{ mm} \\ d_2 = 23 \text{ mm} \end{cases}$$

#### 8.5.1.2.3. Unión de la unidad resorte – amortiguador con el triángulo (Punto D)

En esta unión se coloca una rótula libre de mantenimiento. El método de cálculo es idéntico al anterior. Se tiene una  $F_r = 4300 \text{ N}$ .

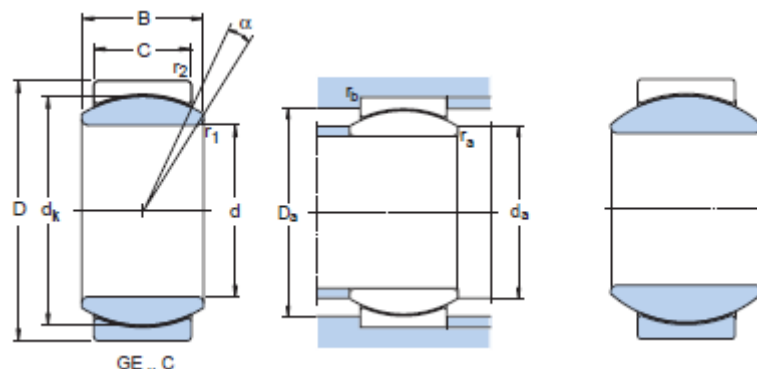
$$P = y \cdot F_r = 1 \cdot 4300$$

$$P = 4300 \text{ N}$$

$$C = P \cdot 1,6 = 4300 \cdot 1,6$$

$$C = 6880 \text{ N}$$

Conocido el valor de  $C$ , puede seleccionarse una rótula adecuada en las tablas de productos.



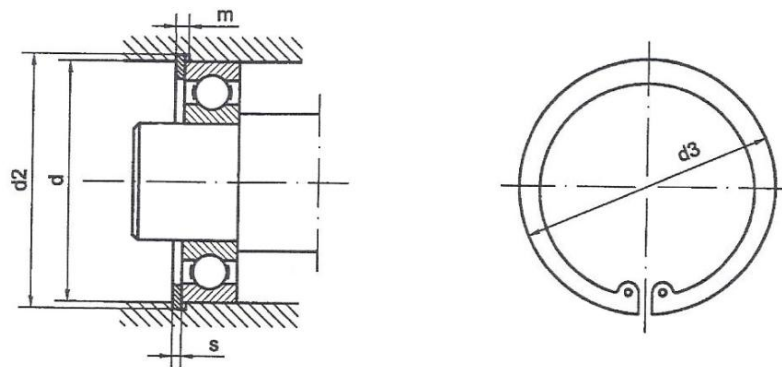
| Dimensiones principales |    |   |   |              |              |              |              | Ángulo de inclinación <sup>1)</sup> | Capacidad de carga dinám. | Capacidad de carga estát. | Masa  | Designación |
|-------------------------|----|---|---|--------------|--------------|--------------|--------------|-------------------------------------|---------------------------|---------------------------|-------|-------------|
| d                       | D  | B | C | $d_{e\ min}$ | $d_{e\ máx}$ | $D_{e\ máx}$ | $D_{e\ mín}$ | $\alpha$                            | C                         | $C_0$                     |       |             |
| mm                      |    |   |   | mm           |              |              |              | grados                              | N                         |                           | kg    | -           |
| 10                      | 19 | 9 | 6 | 11,5         | 13,2         | 17,6         | 15,2         | 12                                  | 8 650                     | 21 600                    | 0,012 | GE 10 C     |

Tabla 16. Tabla de selección de rótulas.

$$Rótula GE 10 C \begin{cases} C_0 = 21600 N \\ C = 8650 N \\ d = 10 mm \\ D = 19 mm \\ B = 9 mm \end{cases} \begin{cases} d_{a\ mín} = 11,5 mm \\ d_{a\ máx} = 13,2 mm \\ D_{a\ mín} = 15,2 mm \\ D_{a\ máx} = 17,6 mm \\ C = 6 mm \end{cases}$$

Con estos datos, se puede proceder a cambiar el diámetro del punto D en Creo Parametric.

Los anillos elásticos de seguridad necesarios para sujetar la rótula en el agujero son los siguientes.



| Diámetro agujero d<br>(mm) | Anillo |       | Ranura |     |
|----------------------------|--------|-------|--------|-----|
|                            | s      | $d_3$ | $d_2$  | m   |
| 19                         | 1      | 20,5  | 20     | 1,1 |

Tabla 17. Tabla de selección de anillos elásticos.

$$Anillo\ elástico \begin{cases} d = 19 mm \\ m = 1,1 mm \\ s = 1 mm \\ d_2 = 20 mm \end{cases}$$

Con estos datos, se puede proceder a realizar las ranuras para el anillo en Creo Parametric.

Los agujeros para el rodamiento y las rótulas quedan como en la figura siguiente donde se realizan dos ranuras para el anillo para que no deslice el elemento auxiliar axialmente.

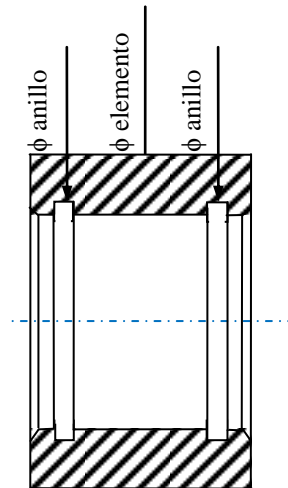


Figura 85. Agujero con cotas para el anillo, elemento auxiliar y cajonera.

La pieza no está terminada del todo pues queda por estudiarla por el método de elementos finitos para corroborar que la pieza aguanta los esfuerzos a la que está sometida, teniendo que sobredimensionar la pieza en caso de no soportarlos o reducir en material en caso contrario.

### **8.5.1.3. Tipo de análisis por Elementos Finitos para todas las piezas**

El tipo de análisis que se utiliza para el estudio de las piezas de la suspensión trasera, es el *análisis estático lineal*.

Cuando se aplican cargas a un sólido, el sólido se deforma y el efecto de las cargas se transmite a través del sólido. Las cargas externas inducen fuerzas internas y reacciones para renderizar el sólido a un estado de equilibrio. El análisis estático lineal calcula los desplazamientos, las deformaciones unitarias, las tensiones y las fuerzas de reacción bajo el efecto de cargas aplicadas.

Este análisis realiza las siguientes suposiciones:

- **Suposición estática**. Todas las cargas se aplican lenta y gradualmente hasta que alcanzan sus magnitudes completas. A continuación, las cargas permanecen constantes (sin variación en el tiempo). Esta suposición nos permite ignorar las fuerzas inerciales y de amortiguación debido a pequeñas aceleraciones y velocidades poco significativas.
- **Suposición de linealidad**. La relación entre cargas y respuestas inducidas es lineal. Por ejemplo, si duplica las cargas, la respuesta del modelo (desplazamientos, deformaciones unitarias y tensiones) también se duplica. Puede realizar la suposición de linealidad si:

- Todos los materiales del modelo cumplen con la Ley de Hook, esto es, la tensión es directamente proporcional a la deformación unitaria.
- Los desplazamientos inducidos son lo suficientemente pequeños como para ignorar el cambio en la rigidez causado por la carga.
- Las condiciones de contorno no varían durante la aplicación de las cargas. Las cargas deben ser constantes en cuanto a magnitud, dirección y distribución. No deben cambiar mientras se deforma el modelo.

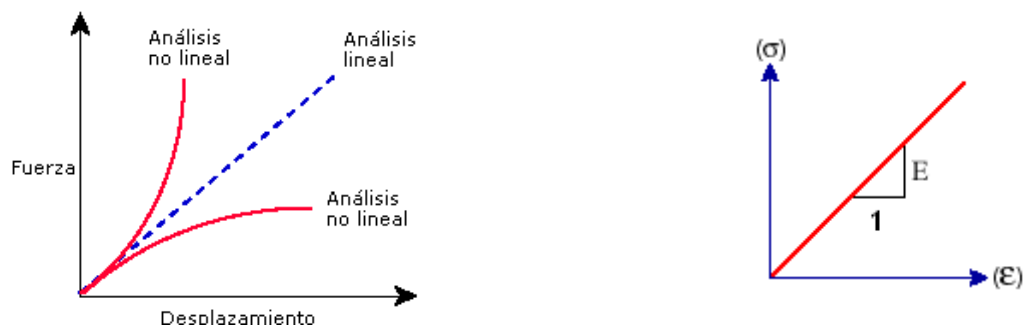


Figura 86. Diagrama tensión - deformación.

#### 8.5.1.4. Simulación del triángulo de suspensión

El material elegido para el triángulo es una aleación de aluminio 5083. Este tiene las siguientes características físicas y mecánicas.

$$\text{Aluminio 5083} \left\{ \begin{array}{l} \text{Densidad: } 2,66 \text{ g/cm}^3 \\ \text{Módulo de elasticidad: } 70000 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Resistencia a la corrosión: muy bueno} \\ \text{Resistencia a la tracción: } 230 - 290 \text{ Mpa} \\ \text{Límite elástico 0,2\%: } 110 - 130 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

Sin embargo, en Creo Parametric no está definido este material por lo que para los cálculos en elementos finitos se va a utilizar el aluminio 6061. Después, para corroborar los resultados se utilizan los datos del aluminio 5083.

$$\text{Aluminio 6061} \left\{ \begin{array}{l} \text{Densidad: } 2,7 \text{ g/cm}^3 \\ \text{Módulo de elasticidad: } 69000 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Resistencia a la corrosión: muy bueno} \\ \text{Resistencia a la tracción: } 210 \text{ Mpa} \\ \text{Límite elástico 0,2\%: } 110 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

En el apartado 3.2.1.1., de anexo de cálculos se describe el proceso de mallado y las condiciones de contorno y se muestran varias simulaciones del triángulo de suspensión.

El análisis por elementos finitos se realiza en la posición más desfavorable, apartado 8.3., donde la fuerza que se aplica en la rueda es de 2500 N. En esta posición, las fuerzas que aparecen en el triángulo son las siguientes:

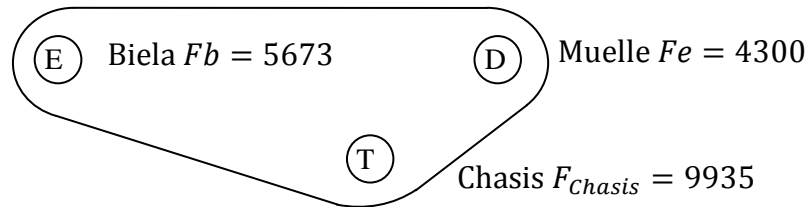


Figura 87. Fuerzas (N) en el triángulo cuando están aplicados 2500 N en la rueda trasera.

#### 8.5.1.4.1. Análisis del triángulo final con Inertia Relief

Como el triángulo es una pieza que se estudia en el conjunto de la suspensión, se obtienen las fuerzas del mecanismo mediante un análisis estático en la posición de 2500 N y se exportan al triángulo. El tipo de análisis que se va a realizar es el método "Inertia Relief", donde las cargas cuasi-estáticas extraídas de un ensamble (suspensión) se llevan a un componente (triángulo) y se analiza en equilibrio estático. Las conexiones que este método escoja para analizar la pieza están determinadas por las conexiones que el mecanismo (el conjunto de suspensión) tenga impuesto. De esta manera las tensiones que se obtienen son las correctas ya que las restricciones las aplica en los puntos o superficies exactas. Sin embargo, puede que los valores de desplazamientos no sean correctos del todo por cambios en movimiento relativo.

Finalmente, el triángulo de suspensión elegido es el que se muestra en la siguiente figura. En el anexo de planos se pueden ver sus dimensiones finales.

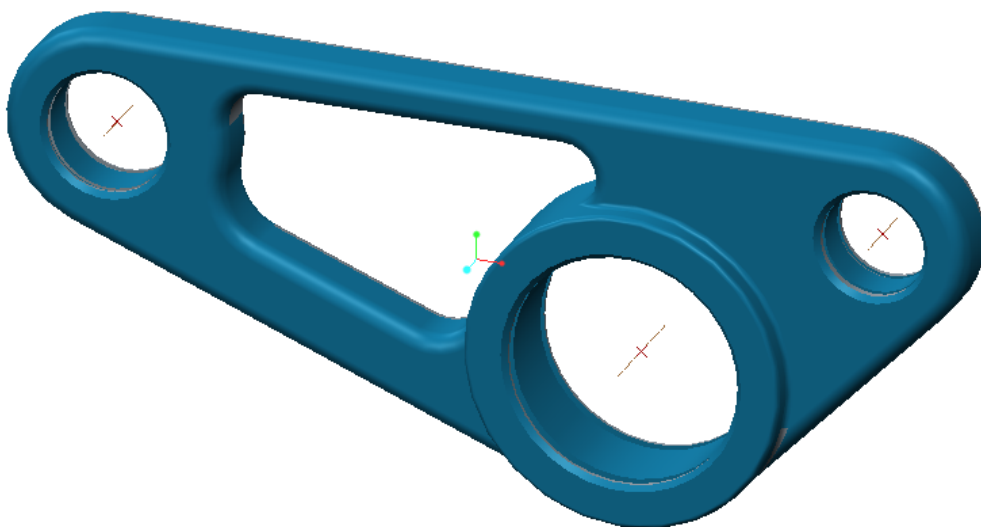


Figura 88. Triángulo de suspensión final.

Las tensiones de Von mises se muestran en la figura siguiente, y debajo de ella se muestran los desplazamientos o deformaciones.

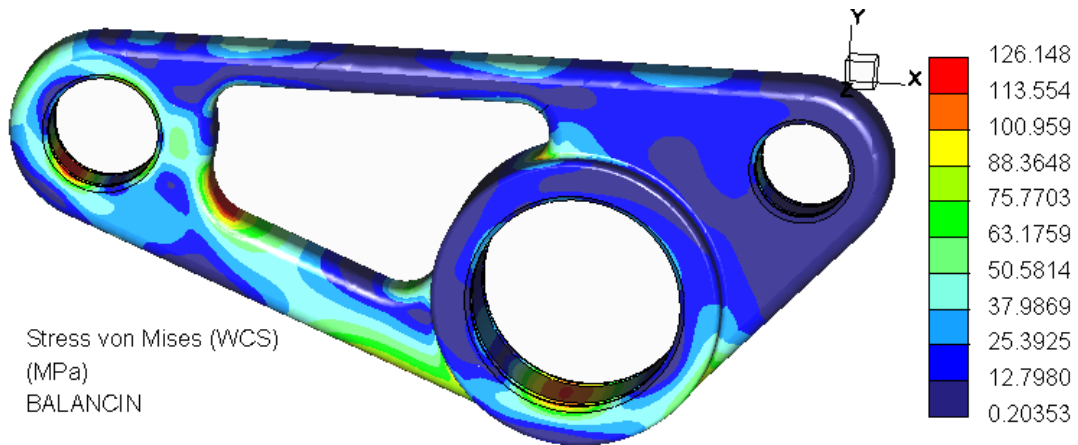


Figura 89. Tensiones de Von mises en el triángulo de suspensión final. (Inertia Relief).

Exceptuando en los puntos de aplicación de cargas y en zonas de concentración de tensiones, las tensiones son muy bajas, viéndose claramente que casi toda la pieza esta coloreada en azul oscuro, indicando tensiones casi nulas.

Como se observa, las tensiones de Von mises  $\sigma_{VM}$  son menores o iguales al límite elástico del aluminio 5083 que es de 125 - 130 MPa y aun más menores a la resistencia a tracción que es de 230 - 290 MPa, por lo tanto el triángulo de suspensión no rompe, y en todo caso plastificarían algunas zonas pequeñas sin importancia.

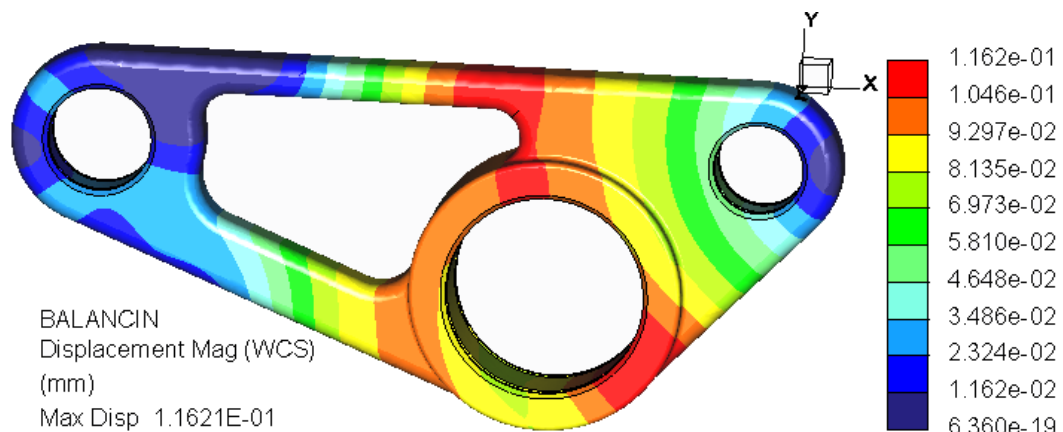


Figura 90. Deformaciones en el triángulo de suspensión final. (Inertia Relief).

En cuanto a las deformaciones  $\varepsilon$ , son todas menores o iguales a la decima de milímetro por lo que no es demasiada deformación. Como ya se ha mencionado, las deformaciones mediante el método Inertia Relief no son muy seguras, por lo que se debe de andar con cuidado. Sin embargo, tampoco van a variar demasiado respecto de los valores arriba indicados.

#### 8.5.1.4.2. Análisis del triángulo final con restricciones en los apoyos

El método Inertia relief es un método en el que el programa coloca las restricciones donde considera oportuno. Estas restricciones no se saben donde están y por tanto puede que el programa este realizando erróneamente el cálculo. Por ello, se realiza un análisis colocando restricciones semejantes a la realidad.

- Fuerza de la bieleta con restricciones impidiendo traslación en la unión al chasis y al muelle. Aunque no se coloque fuerza en la unión al chasis y al muelle, colocando una restricción parecida a la real, por acción-reacción se tienen las fuerzas en esas uniones (las mismas calculadas anteriormente).

La primera figura que se muestra indica las tensiones de Von Mises en el triángulo final. Este tiene colocada una fuerza tipo Bearing en la unión con la bieleta. Esta fuerza está en la dirección de máxima criticidad y con el valor de esa posición. A su vez, las restricciones que se colocan están determinadas por la dirección de la fuerza. En este caso, el rodamiento y la rótula están haciendo fuerza en una determinada dirección (hacia abajo y derecha para la unión al chasis, y hacia arriba a la izquierda para la unión al muelle) por lo que se intenta colocarlo lo más real posible.

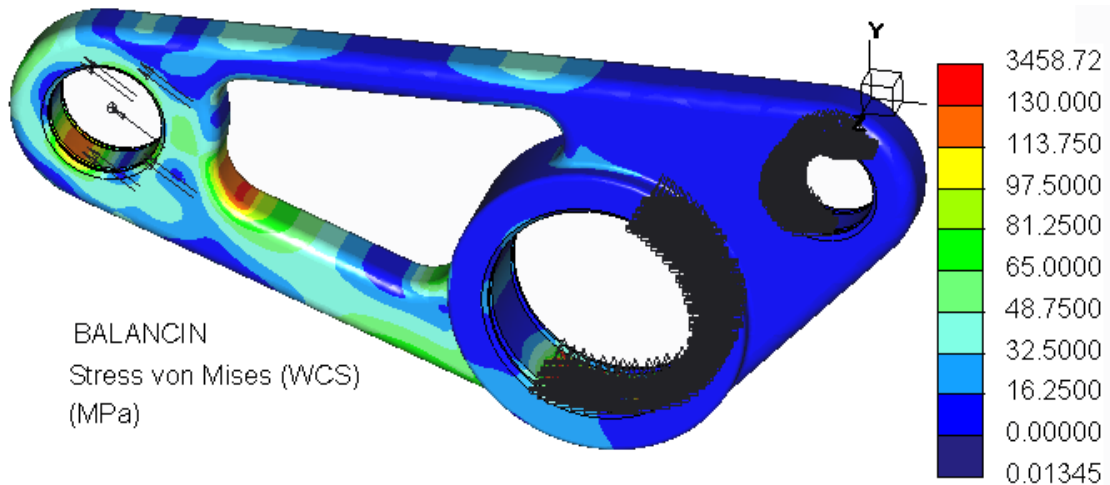


Figura 91. Tensiones de Von mises en el triángulo de suspensión final. (Con restricciones).

Como se puede ver, se tienen parecidos resultados que con el estudio Inertia Relief. La tensión máxima a la que está sometido el triángulo es aproximadamente 120 MPa por lo que nos situamos por debajo del límite de fluencia, 125 - 130 MPa y muy por debajo del de fatiga o resistencia a la tracción. Los puntos que se ven en la figura coloreados en rojo o naranja indicando tensiones por encima de los 140 MPa son puntos idealizados que no coinciden con la realidad por lo que se sitúan también por debajo o igual a 120 MPa.

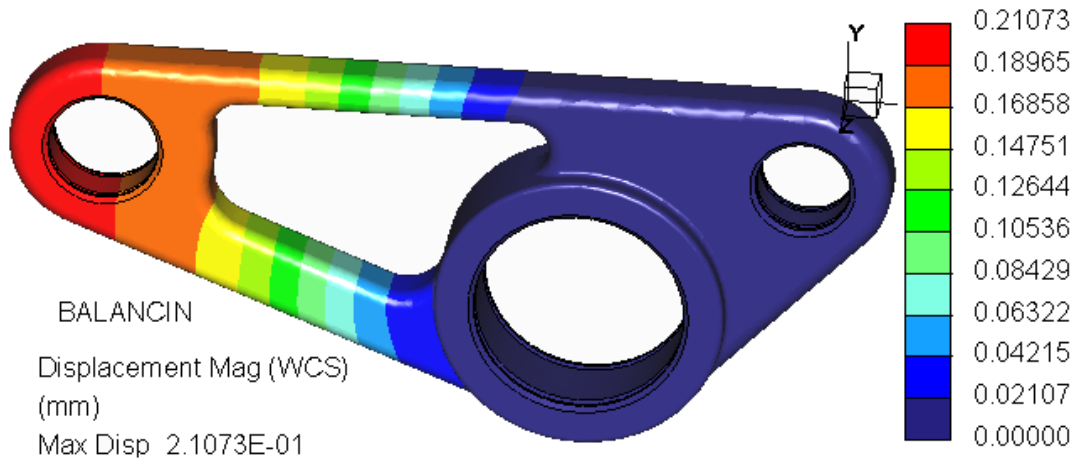


Figura 92. Deformaciones en el triángulo de suspensión final. (Con restricciones).

En el análisis de deformaciones, estas llegan casi a la segunda decima de milímetro. Al igual que en el estudio de tensiones, los datos de deformación no son reales. En la realidad, la zona derecha del triángulo tendría deformaciones al estar sometida a fuerzas en los dos apoyos. En este estudio, no tienen movimiento debido a las dos restricciones que se han colocado. Los valores máximos se situarían por la decima de milímetro, por lo que podemos considerarlo como valido.

Como se puede ver, el análisis por Inertia relief ha pensado de la misma manera que el diseñador (servidor) a la hora de colocar las restricciones, puesto que los resultados en tensiones son casi completamente idénticos, exceptuando los puntos de colocación de las restricciones (consecuencia de unas condiciones de contorno completamente idealizadas) y los desplazamientos.

Para ahondar más en el tema de los estudios con restricciones ver el apartado 3.2.1.1.5., de cálculos.

Una vez diseñado el triángulo de suspensión se diseña la bieleta. Esta está condicionada por el diseño del triángulo por lo que era necesario su estudio.



### 8.5.2. Bieleta

Como se quiere conseguir una suspensión regulable, una de las maneras de lograrlo es mediante el uso de una bieleta regulable. Por ello, es necesario colocar solo una bieleta y no dos, ya que de poner dos, sería más complicado regular a la misma precisión las dos.

Sin embargo, la colocación de una sola bieleta lleva a otro problema. Como se ve en la figura inferior, la bieleta entra dentro del balancín en el momento más crítico y en las posteriores posiciones, por lo que su diseño va a estar condicionado por la distancia que esta se come al balancín. Afortunadamente, no llega a tocar el diámetro interior del rodamiento, donde está situado el eje del chasis.



Figura 93. Posición de la bieleta y balancín en la posición crítica.

En la siguiente figura nos podemos hacer a la idea de cómo es el tipo de bieleta. En ella se tienen una cabeza de articulación unida en el basculante, un tensor y una horquilla, la cual va unida al balancín. La idea es que el tensor se enrosque o desenrosque de manera que se obtenga la curva de rigidez y la progresividad que el piloto desee.

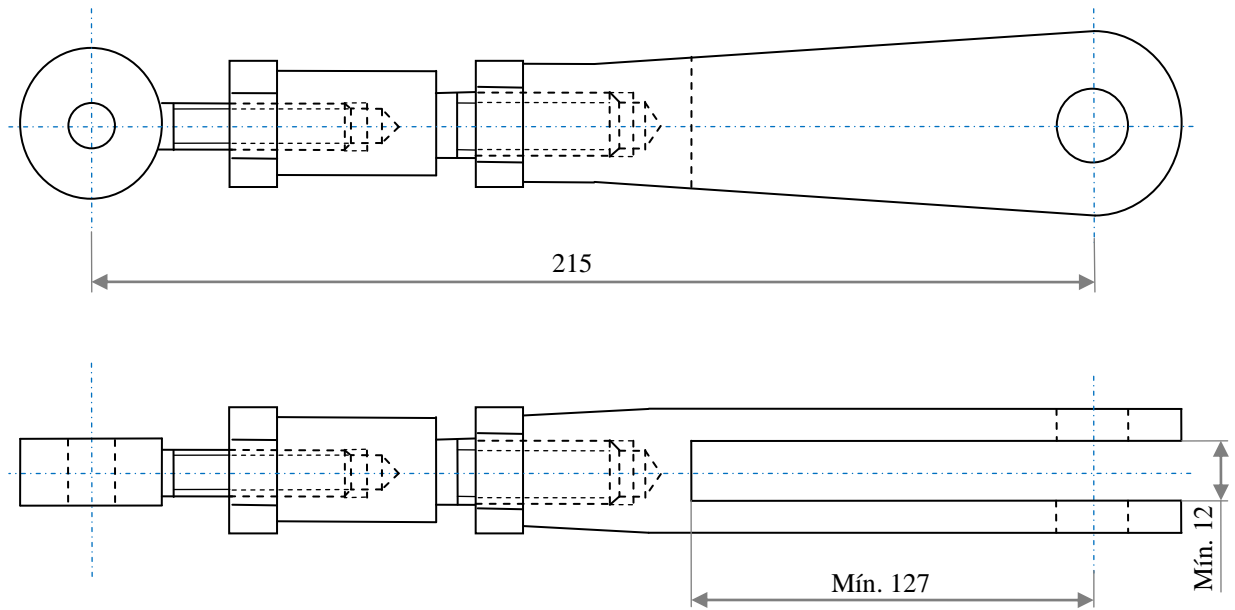


Figura 94. Ejemplo sencillo de la bieleta.

A continuación se van a determinar la cabeza de articulación necesaria en un extremo de la bieleta, las tuercas necesarias para la sujeción de los elementos entre sí, el dimensionamiento del pasador que se coloca en la unión del triángulo de suspensión con la bieleta y el cálculo por EF de las piezas que conforman la misma (horquilla y tensor).

#### 8.5.2.1. Selección de los elementos auxiliares de la bieleta

Para que la bieleta esté ligada al basculante es necesaria la colocación de una cabeza de articulación, tal y como se ve en la figura anterior, 94. Las cabezas de articulación están destinadas principalmente a soportar cargas radiales que actúen en la dirección del eje del vástago. Como en el caso de las rótulas, la cabeza de articulación no requiere grandes prestaciones, por lo que se va a utilizar una cabeza de articulación libre de mantenimiento, acero/compuesto bronce sinterizado con rosca macho y rosca a izquierdas.



Figura 95. Cabeza de articulación libre de mantenimiento, acero/compuesto bronce sinterizado con rosca macho.

Se tiene una fuerza radial  $F_r = 5673 \text{ N}$  y sabiendo que el valor de la relación  $\lambda$  es igual a 1, por considerar nula la fuerza axial, entonces se tiene:

$$P = y \cdot F_r$$

$$P = 1 \cdot 5663 = 5673$$

El valor de la relación C/P se obtiene de la siguiente tabla para cabezas de articulación.

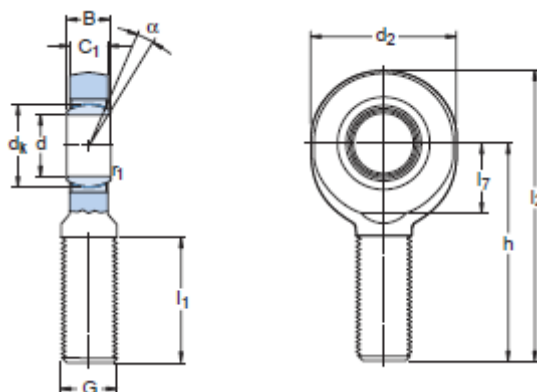
| Rótulas/cabezas de articulación con combinación de superficie de contacto | Relación de carga C/P |
|---|-----------------------|
| Acero/acero   | 2                     |
| Acero/bronce  | 2                     |
| Acero/compuesto bronce sinterizado  | 1,6                   |
| Acero/tejido PTFE   | 1,75                  |
| Acero/poliamida reforzada con fibra de vidrio                             |                       |
| GAC .. F  | 1,25                  |
| GX .. F   | 1,25                  |
| GEP .. FS   | 1,6                   |
| GEC .. FSA  | 1,6                   |
| Cabezas de articulación   | 1,25                  |

Tabla 18. Relación de carga C/P.

El valor correspondiente a este tipo de rótulas es 1,6. Por tanto:

$$C = P \cdot 1,6 = 5673 \cdot 1,6 = 9076,8 \text{ N}$$

Conocido el valor de C, puede seleccionarse una rótula adecuada en las tablas de productos.



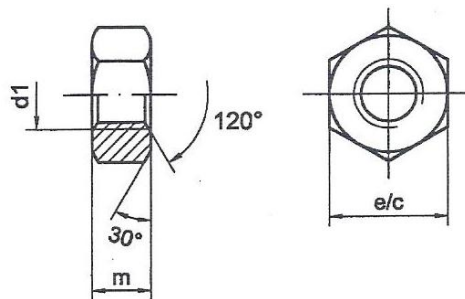
| Dimensiones principales |                    |      |    |                    |    |                    | Ángulo de inclinación | Capacidad de carga |          | Masa                  | Designaciones |   |
|-------------------------|--------------------|------|----|--------------------|----|--------------------|-----------------------|--------------------|----------|-----------------------|---------------|---|
| d                       | d <sub>2</sub> máx | G øg | B  | C <sub>1</sub> máx | h  | l <sub>1</sub> mín | l <sub>2</sub> máx    | α                  | dinám. C | estát. C <sub>0</sub> | kg            | Cabeza articulación rosca a derechas / rosca a izquierdas |
| mm                      |                    |      |    |                    |    |                    |                       | grados             | N        |                       |               | -   |
| 12                      | 35                 | M 12 | 10 | 8,5                | 54 | 28                 | 73                    | 10                 | 11 400   | 24 500                | 0,078         | SA 12 C / SAL 12 C  |

Tabla 19. Tabla de selección de cabezas de articulación.

Ya tenemos la cabeza de articulación definida. Estos son los datos más relevantes, muchos de los cuales influyen en la geometría de los elementos que constituyen la bieleta.

$$\text{Cabeza de articulación SAL 12 C} \left\{ \begin{array}{l} C_0 = 24500 \text{ N} \\ C = 11400 \text{ N} \\ d = 12 \text{ mm} \\ h = 54 \text{ mm} \\ B = 10 \text{ mm} \\ l_1 = 28 \text{ mm} \\ l_2 = 73 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Como se ve en la figura 92, la cabeza de articulación esta unida mediante rosca macho al tensor. Sin embargo, es necesario colocar entre ellos una tuerca para que la sujeción y apriete sea perfecto. Por ello se va a colocar una tuerca hexagonal baja de rosca a izquierdas según la norma DIN 936.



| Diámetro rosca $d_1$<br>(mm) | Distancia entre caras $e/c$ | Paso | Anchura tuerca $m$ |
|------------------------------|-----------------------------|------|--------------------|
| M 12                         | 19                          | 1,75 | 7                  |

Tabla 20. Tabla de selección de tuercas hexagonales.

Esta misma tuerca pero de rosca a derechas es la utilizada para unir el tensor con la horquilla por lo que el diámetro de la rosca macho del tensor, y el diámetro del agujero roscado de la horquilla están condicionados al diámetro de rosca  $d_1$  de la tuerca, es decir, M 12.

$$\text{Tuerca hexagonal} \left\{ \begin{array}{l} d_1 = M 12 \text{ mm} \\ m = 7 \text{ mm} \\ \text{Paso} = 1,75 \end{array} \right.$$

Tal y como vemos en la figura 92, la bieleta está formada por una horquilla y un tensor por lo que se deben de analizar las dos piezas. Una vez que sabemos las medidas geométricas de la cabeza de articulación y la anchura de las tuercas, podemos definir una serie de medidas fijas, para comenzar a definir las piezas para la simulación. A la hora de editar alguna medida, estas que están definidas en la figura inferior no se retocan. Se pueden retocar las demás medidas, como algunos diámetros, espesores, etc., pertenecientes a la horquilla y al tensor.

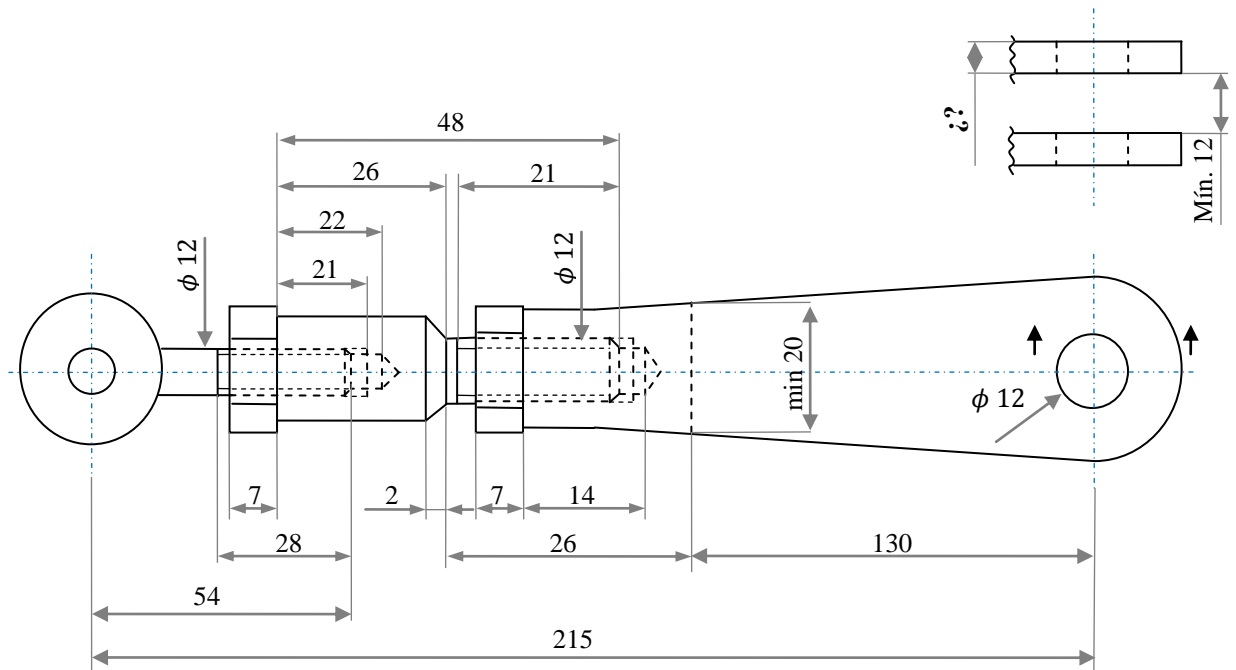


Figura 96. Medidas definidas de la bieleta.

### 8.5.2.2. Simulación de la horquilla de la bieleta

El material elegido para la horquilla es una aleación de acero ST-35. Este tiene las siguientes características físicas y mecánicas.

$$\text{Acero ST - 35} \left\{ \begin{array}{l} \text{Densidad: } 7,827 \text{ g/cm}^3 \\ \text{Módulo de elasticidad: } 210000 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Resistencia a la tracción: } 340 - 470 \text{ Mpa} \\ \text{Límite elástico 0,2\%: } 235 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

El análisis por elementos finitos se realiza en la posición más desfavorable, apartado 8.3., donde la fuerza que se aplica en la rueda es de 2500 N. En esta posición, la horquilla está sometida a una fuerza de compresión de 5673 N por ambos lados.

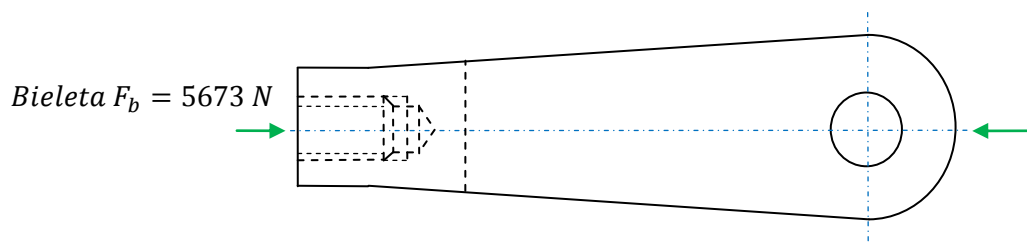


Figura 97. Fuerzas (N) en la horquilla cuando están aplicados 2500 N en la rueda trasera.

Antes de simular la horquilla y encontrar cual es la geometría más favorable, es necesario estudiar el pandeo de las orejas y calcular un espesor mínimo para que no pandeen.

8.5.2.2.1. Estudio pandeo de la horquilla

Como se puede apreciar en las distintas figuras anteriores, la horquilla presenta unas orejas de más de 130 mm de largura, predominando esta dimensión sobre las otras dos. Sabiendo que está sometida a un esfuerzo de compresión de 5700 N entre las dos orejas, el equilibrio entre las fuerzas interiores y las exteriores se toma inestable, produciéndose deformaciones conocidas como Pandeo. A continuación se procede a calcular el espesor mínimo 'e' de una de las orejas, sabiendo que la fuerza vertical a la que está sometida son 2850 N.

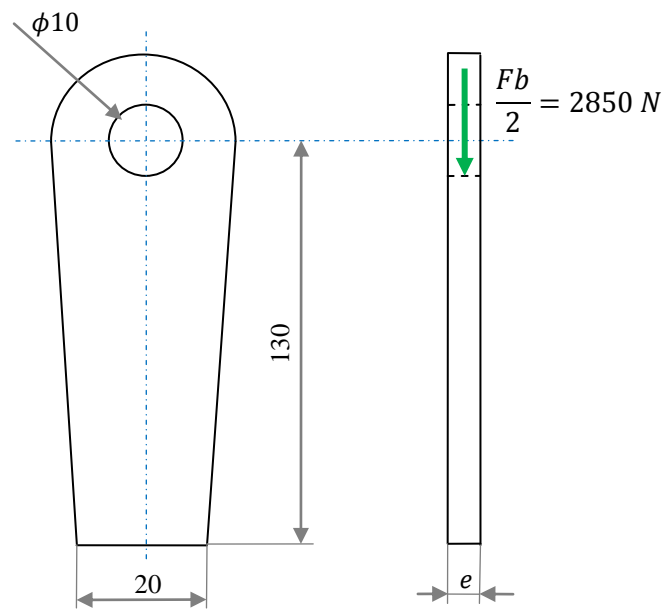


Figura 98. Sección de la oreja.

Se suponen las siguientes hipótesis:

- Para empezar, la oreja puede ser de sección variable a lo largo de su longitud. Por ello, se decide estudiarla considerando una sección uniforme de mínimo la medida menor, es decir, se considera una anchura mínima de la oreja de 20 mm. De esta manera, si la sección es variable, se está por el lado de la seguridad.
- Como longitud, no se considera toda la oreja ya que la fuerza esta aplicada en la curva inferior de la circunferencia. Además, no se conoce el radio exterior ya que es una de las variables en el estudio por elementos finitos. Por todo ello, se escoge una longitud de 130 mm, correspondiente a la distancia entre la base de la oreja y el centro de la circunferencia.
- Se toma la oreja como el caso de una ménsula: empotrada en un extremo (base) y libre en el otro. Por tanto, la longitud crítica de pandeo  $L_k$  es el doble que la longitud  $L$ .

$$L_k = 2 \cdot L \quad (\text{Ecuación 53})$$

$$L_k = 2 \cdot 130 = 260 \text{ mm}$$

Finalmente, el estudio se realiza siguiendo la siguiente figura:

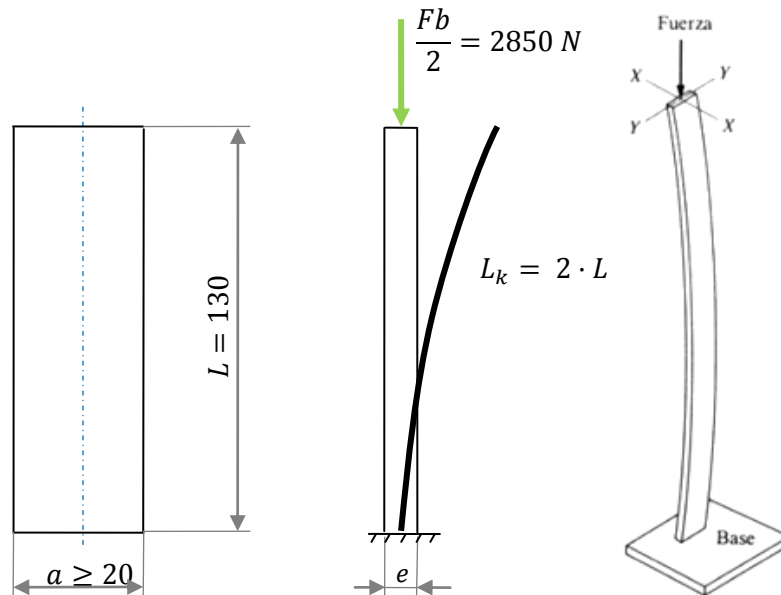


Figura 99. Sección de la oreja hipotética.

El pandeo, se va a calcular según el método de los coeficientes Omega. Consiste sencillamente en multiplicar la tensión nominal de trabajo de la columna por un coeficiente denominado coeficiente de pandeo  $\omega$ , superior a la unidad, de tal forma que el producto resultante sea inferior al límite elástico, o la tensión de diseño del material.

Por lo tanto, en el límite antes de producirse el pandeo se debe cumplir:

$$\omega \cdot \frac{N}{A} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{Ecuación 54})$$

Donde,

$\sigma_{adm}$ , es la tensión de límite elástico del material.

$$\sigma_{adm-aceroST.35} = 235 \text{ MPa}$$

$N$ , es la fuerza de compresión; En este caso,

$$N = \frac{F_b}{2} = 2850 \text{ N} \quad (\text{Ecuación 55})$$

$A$ , el area de la sección;

$$A = e \cdot a = e \cdot 20 \quad (\text{Ecuación 56})$$

$\omega$ , es el coeficiente de pandeo. En vez de ir realizando ensayos de prueba - error cambiando el espesor  $e$  y obteniendo  $\omega$  de tablas, se utiliza la siguiente expresión, función de la esbeltez y del material:

$$\omega = 0,5 + 0,65 \cdot \frac{\sigma_F}{\sigma_E} + \sqrt{\left(0,5 + 0,65 \cdot \frac{\sigma_F}{\sigma_E}\right)^2 - \frac{\sigma_F}{\sigma_E}} \quad (\text{Ecuación 57})$$

Donde,

$\sigma_F$ , es la tensión de fluencia del material. Se considera a la tensión de fluencia igual a la tensión de límite elástico 0,2%.  $\sigma_F = 235 \text{ MPa}$ ;

$\sigma_E$ , es la tensión normal crítica de pandeo. Tiene la siguiente expresión:

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (\text{Ecuación 58})$$

Donde,

$E$ , es el módulo de elasticidad del material. Para el acero,  $E = 2,1 \cdot 10^5$ ;

$\lambda$ , es la esbelted del elemento, relación entre la longitud de pandeo y el radio de giro:

$$\lambda = \frac{L_k}{i} \quad (\text{Ecuación 59})$$

Donde,

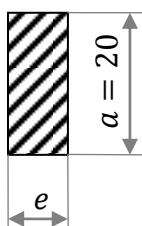
$L_k$ , es la longitud de pandeo, previamente calculada,  $L_k = 2 \cdot L = 260 \text{ mm}$ ;

$i$ , es el radio de giro.

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad (\text{Ecuación 60})$$

Donde,

$I_{min}$ , es el momento de inercia mínimo de la sección. En nuestro caso, la sección es un rectángulo de dimensiones ' $e \cdot a$ ', donde ' $e$ ' es la distancia pequeña de la sección, y ' $a$ ' la grande, en este caso,  $a = 20 \text{ mm}$ . Por ello, el momento de inercia mínimo es el siguiente:



$$I_{min} = \frac{1}{12} \cdot e^3 \cdot a \quad (\text{Ecuación 61})$$



$$I_{min} = \frac{1}{12} \cdot e^3 \cdot 20 = \frac{5}{3} \cdot e^3$$

Una vez que conocemos todos los parámetros, calculamos el espesor mínimo necesario para que la oreja no rompa a pandeo.

Calculamos el radio de giro  $i$ , mediante la combinación de las ecuaciones 56, 60 y 61.

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}}$$

$$i = \sqrt{\frac{\frac{5}{3} \cdot e^3}{e \cdot 20}} = \frac{e}{2\sqrt{3}}$$

Una vez calculado el radio de giro, se calcula la esbeltez:

$$\lambda = \frac{L_k}{i}$$

$$\lambda = \frac{260}{\frac{e}{2\sqrt{3}}} = \frac{900,67}{e}$$

Utilizando el método de los coeficientes Omega, la esbeltez debe de encontrarse dentro de unos determinados valores, para poder estudiar el pandeo mediante este método.  $\lambda \in (20, 250)$ . Una vez que sepamos el valor de  $e$ , se comprobará.

Y con ello la tensión crítica de pandeo  $\sigma_E$ :

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{\left(\frac{900,67}{e}\right)^2} = 2,56 \cdot e^2 \text{ MPa}$$

A continuación, se calcula el coeficiente de pandeo  $\omega$ . Este queda en función de la anchura de la oreja ' $e$ '.

$$\omega = 0,5 + 0,65 \cdot \frac{235}{2,56 \cdot e^2} + \sqrt{\left(0,5 + 0,65 \cdot \frac{235}{2,56 \cdot e^2}\right)^2 - \frac{235}{2,56 \cdot e^2}}$$

Determinados todos los valores, únicamente queda por obtener el valor de 'e' de la ecuación 54, igualando el primer término a la tensión admisible:

$$\omega \cdot \frac{N}{A} = \sigma_{adm}$$

$$\left( 0,5 + 0,65 \cdot \frac{235}{2,56 \cdot e^2} + \sqrt{\left( 0,5 + 0,65 \cdot \frac{235}{2,56 \cdot e^2} \right)^2 - \frac{235}{2,56 \cdot e^2}} \right) \cdot \frac{2850}{e \cdot 20} = 235$$

$$e_{\min} = 4,22 \text{ mm}$$

Para seguros que el cálculo está bien determinado,  $\lambda \in (20, 250)$ , luego una vez conocido e:

$$\lambda = \frac{900,67}{e} = \frac{900,67}{4,22} = 213,27$$

Luego entra dentro de los valores límites.

Así, se tiene calculado el espesor mínimo que deben de tener las orejas de la horquilla. Si se desea aumentar el valor de 'a', las orejas no romperían a pandeo ya que el espesor mínimo para el nuevo 'a' sería menor. Para estar aún más por encima del lado de la seguridad, se va a considerar que el espesor mínimo en los estudios por elementos finitos sea de 5 mm.

#### 8.5.2.2.2. Resultado final de la simulación de la horquilla

En el apartado 3.2.2.1., de anexo de cálculos se describe el proceso de mallado y las condiciones de contorno y se muestran varias simulaciones de la horquilla. Además, se describe el análisis por pandeo realizado en el programa.

Finalmente, la horquilla elegida es la que se muestra en la siguiente figura. En el anexo de planos se pueden ver sus dimensiones finales.

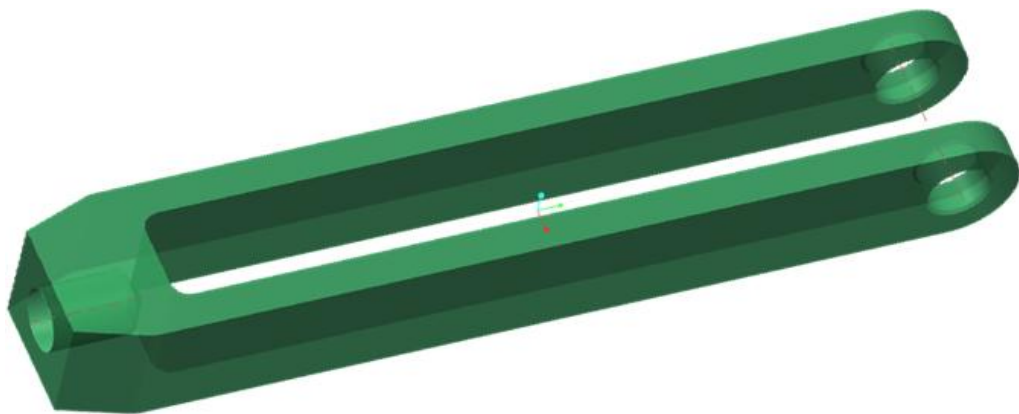


Figura 100. Horquilla final de la bieleta.

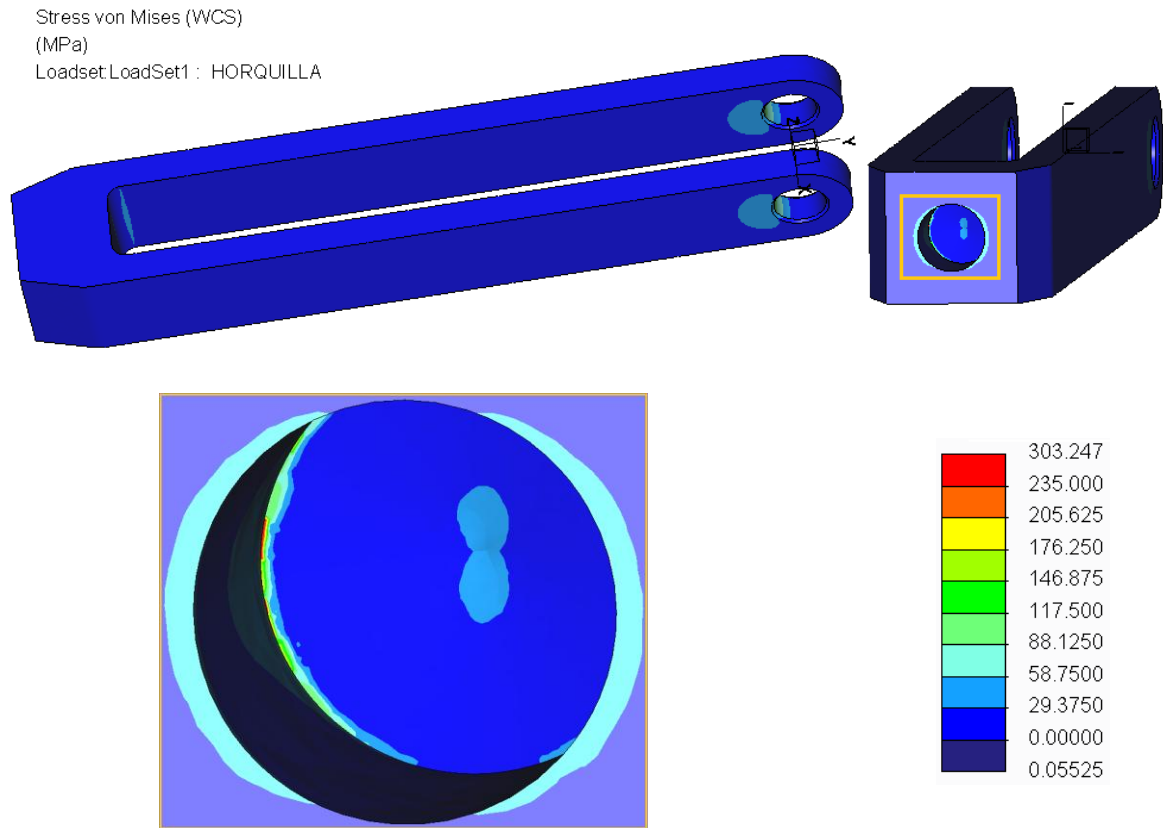


Figura 101. Tensiones de Von mises en la horquilla final.

Como se puede observar, hay zonas donde las tensiones quedan por encima de la tensión de fluencia  $\sigma_F = 235 \text{ MPa}$  y por tanto, se supone que la horquilla no cumple las propiedades mecánicas del acero y no es idónea como elemento estructural. Sin embargo, no es así, y todas las cargas están por debajo del límite de fluencia.

En la realidad, las cargas no se aplican sobre un único punto donde se concentran todas las tensiones (una fuerza aplicada en un punto daría tensiones infinitas), sino que se aplican en zonas, provocando una distribución de tensiones sobre dichas. Lo mismo ocurre en la horquilla: La carga de 5700 N que se aplica sobre esta, provoca una distribución de tensiones homogénea en toda la horquilla. Al tener la rosca hembra restringida hasta la arista interna del fondo de la misma (el agujero entero), la carga hace que las tensiones se acumulen sobre la arista. Sin embargo, la restricción en la realidad no está aplicada sobre toda la superficie del agujero, sino que está restringido hasta el final de la superficie roscada, y las tensiones se distribuyen por los dientes de la rosca, evitando la acumulación de tensiones y dando por ello valores permitidos de tensión.

Además, en caso de estar por encima de 235 MPa, las zonas expuestas a esas tensiones son muy pequeñas y aunque plastifiquen no ocurre nada.

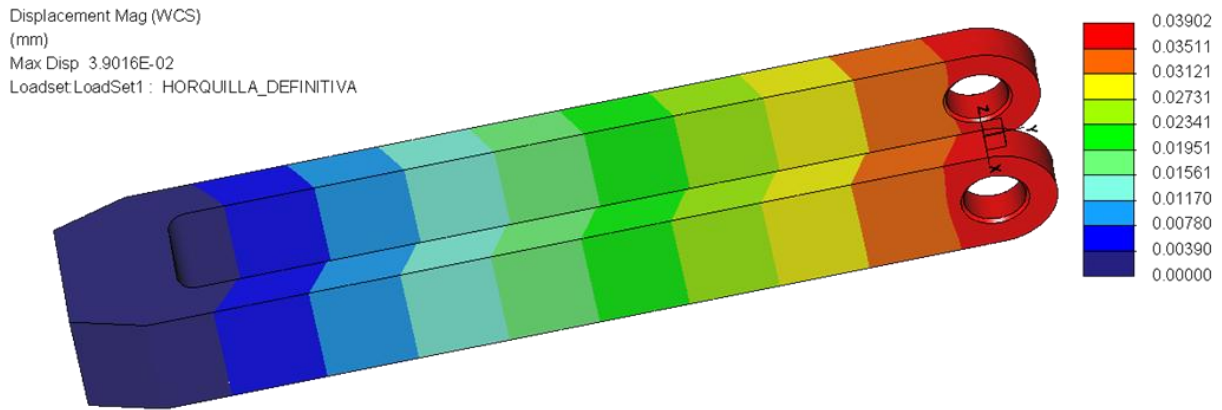


Figura 102. Deformaciones en la horquilla final.

En cuanto a las deformaciones, están todas por debajo de la décima de milímetro, lo que no genera grandes desplazamientos.

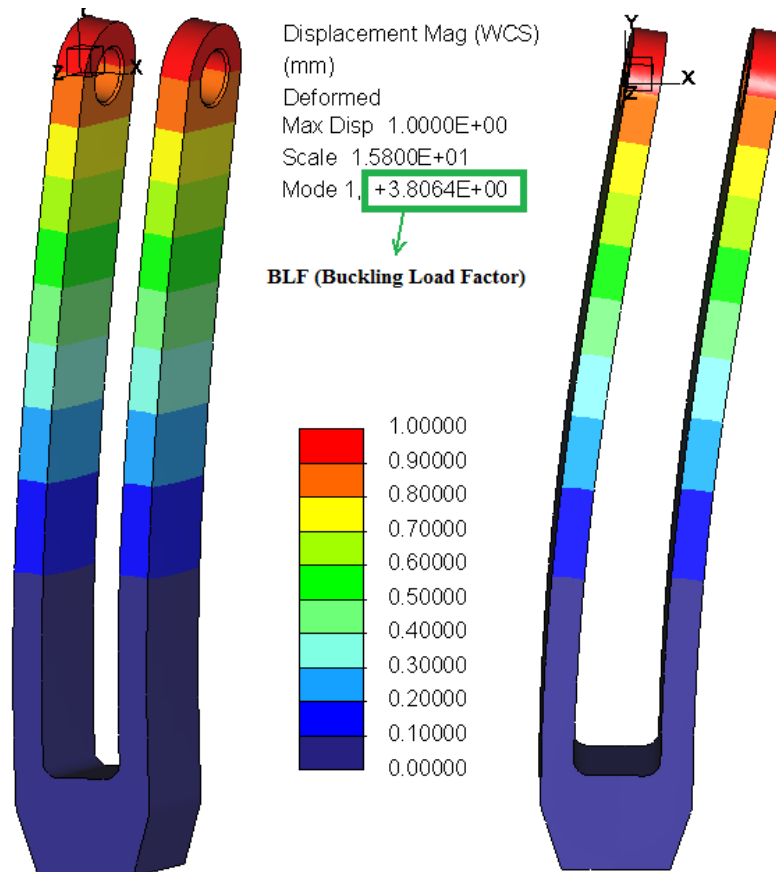


Figura 103. Pandeo en la horquilla final.

Realizando en el programa Creo Parametric un estudio de pandeo (Buckling) en la horquilla, para el modo 1, se puede ver como esta entra dentro de los límites de desplazamiento y el valor de BLF es mayor que uno, por lo que no se predice pandeo. "Obviamente, la horquilla no se deforma como en la figura, sino que el programa simula el símil del modo que estudia".

### 8.5.2.3. Simulación del tensor de la bieleta

Como para la horquilla, el material elegido para el tensor es una aleación de acero ST-35.

$$\text{Acero ST - 35} \left\{ \begin{array}{l} \text{Densidad: } 7,827 \text{ g/cm}^3 \\ \text{Módulo de elasticidad: } 210000 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Resistencia a la tracción: } 340 - 470 \text{ MPa} \\ \text{Límite elástico 0,2\%: } 235 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

La función del tensor es la de ofrecer regulabilidad a la suspensión, de modo que roscándolo o desenroscándolo en la cabeza de articulación o en la horquilla, la bieleta es más corta o más larga, dotando a la suspensión de mayor o menor rigidez, a gusto del piloto.

El análisis por elementos finitos se realiza en la posición más desfavorable, apartado 8.3., donde la fuerza que se aplica en la rueda es de 2500 N. En esta posición, el tensor está sometido a una fuerza de compresión de 5673 N por ambos lados.

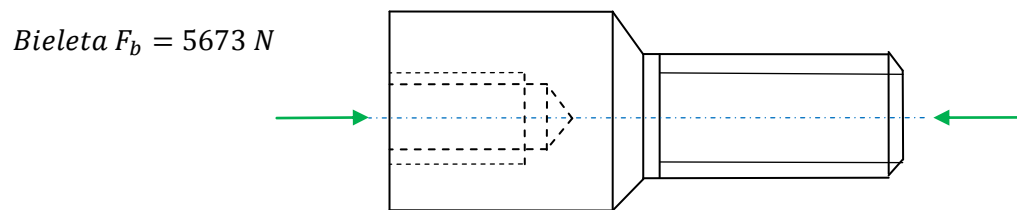


Figura 104. Fuerzas (N) en el tensor cuando están aplicados 2500 N en la rueda trasera.

En el apartado 3.2.2.4., de anexo de cálculos se describe el proceso de mallado y las condiciones de contorno y se muestran varias simulaciones del tensor.

Finalmente, el tensor elegido es el que se muestra en la siguiente figura. En el anexo de planos se pueden ver sus dimensiones finales.

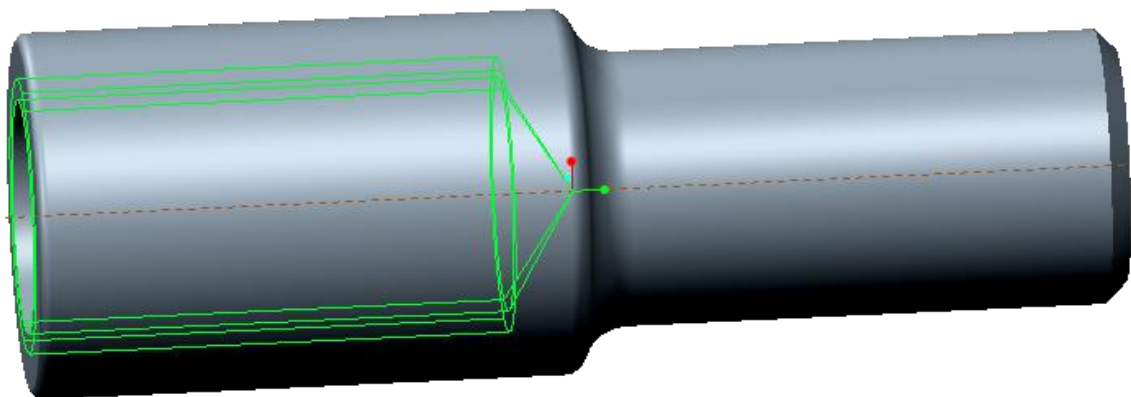


Figura 105. Tensor final de la bieleta.

Las tensiones de Von mises se muestran en la figura siguiente, y debajo de ella se muestran los desplazamientos.

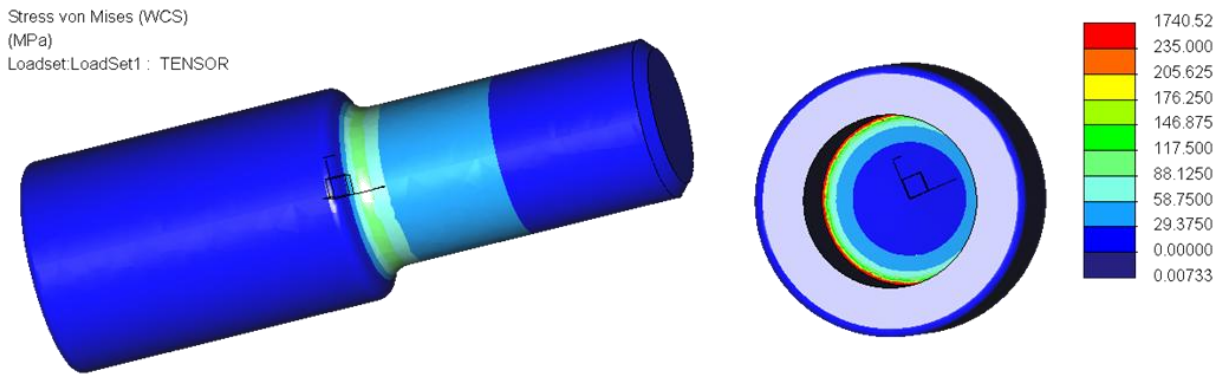


Figura 106. Tensiones de Von mises en el tensor final.

Según el análisis, hay zonas por encima de 235 MPa que o están plastificadas o rotas, en caso de sobrepasar del límite de rotura. Sin embargo, estos valores se deben a que los apoyos finalizan en una arista viva y provoca un efecto erróneo, ya que en la realidad, el apoyo finalizaría antes de llegar a la arista viva (final de la rosca de la cabeza de articulación). En cualquier caso, podría producirse una plastificación mínima del acero en estas zonas que no acarrea ninguna consecuencia estructural.

En cualquier caso, en el resto del tensor las tensiones de Von mises  $\sigma_{VM}$  alcanzadas son mínimas, menores que el límite elástico del acero ST-35 que es de 235 MPa y aún más menores a la resistencia a tracción que es de 340-470 MPa, por lo tanto no rompe.

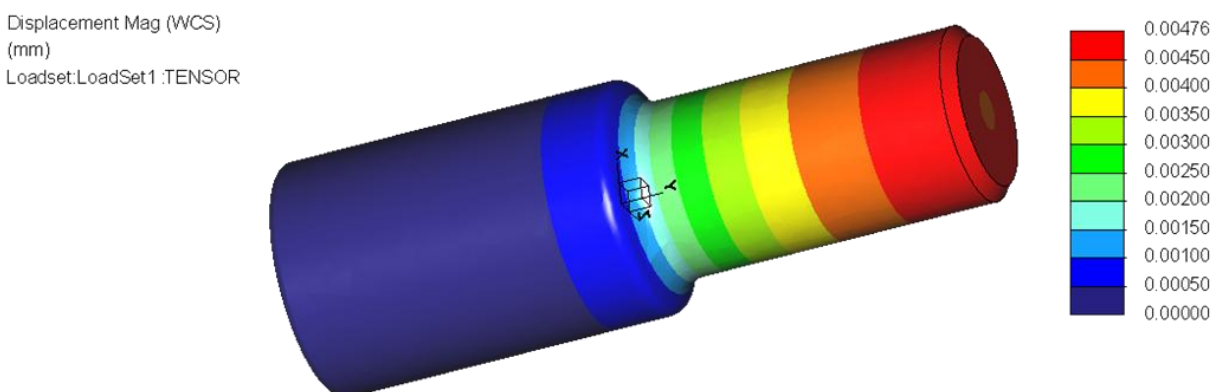


Figura 107. Deformaciones en tensor final.

En cuanto a las deformaciones  $\epsilon$ , son todas menores a la décima de milímetro por lo que no es demasiada deformación.

La bieleta, compuesta por la cabeza de articulación, el tensor, la horquilla y las dos tuercas queda de la siguiente manera.

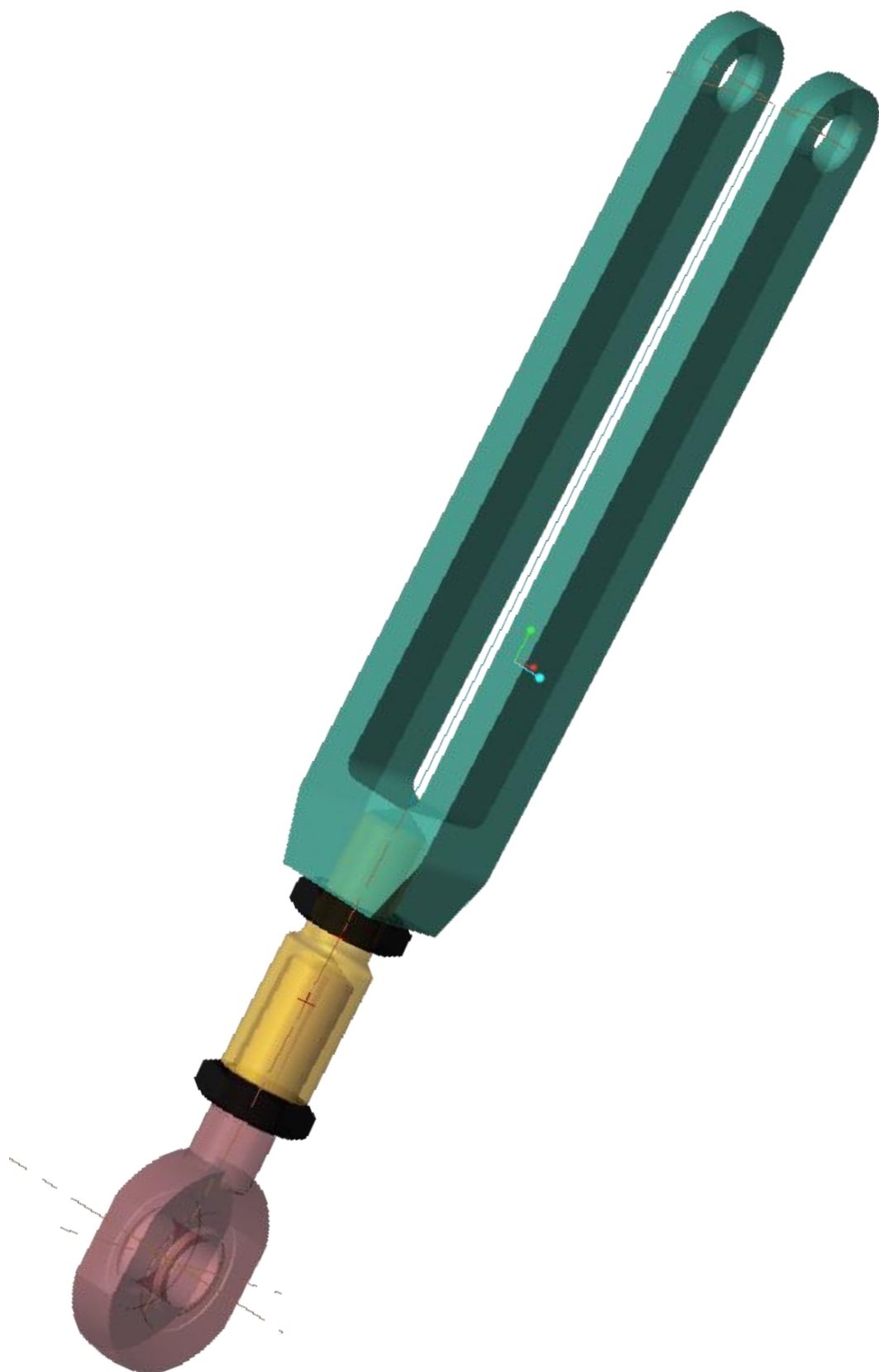


Figura 108. Bieleta.

#### 8.5.2.4. Dimensionamiento de la unión bieleta – balancín

En la unión entre la bieleta (Horquilla) y el triángulo de suspensión, se debe de colocar una ensambladura empernada, es decir, un perno compuesto por un conjunto tuerca - tornillo, de tal manera que este fije su posición y permita el movimiento giratorio de la bieleta y del triángulo. La siguiente ilustración muestra el caso en cuestión.

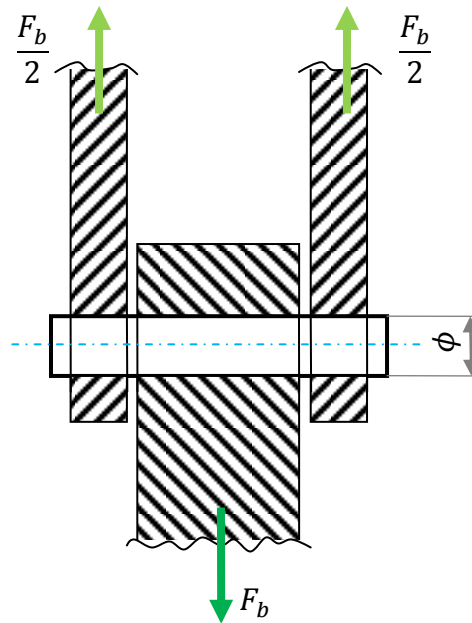


Figura 109. Unión entre la bieleta y el triángulo.

La fuerza  $F_b$  de la bieleta provoca que el tornillo esté sometido a un esfuerzo de cortante. La ecuación de la tensión cortante queda de la siguiente manera:

$$\tau_{cortante} = \frac{F_b}{2 \cdot A} \quad (\text{Ecuación 62})$$

Donde,

$\tau_{cortante}$ , es la tensión cortante,  $N/mm^2$  o MPa;

$F_b$ , es la fuerza en la bieleta, 5700 N;

$A$ , es el área de la sección expuesta a la cortante, área de la sección del pasador.

$$\tau_{cortante} = \frac{F_b}{2 \cdot A} = \frac{5700}{2 \cdot \frac{\pi \cdot \phi^4}{4}} = 0,3629 \text{ MPa}$$

Para que el elemento auxiliar sea adecuado para su uso, se debe de cumplir que la tensión de cortante sea menor que la tensión tangencial de fluencia del material  $\tau_{yp}$  o  $\tau_F$ .



$$\tau_{cortante} < \tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} \quad (\text{Ecuación 63})$$

En nuestro caso, el pasador es un tornillo hexagonal de acero de clase 8,8. Este tiene las siguientes propiedades mecánicas.

$$CLase\ 8,8 \begin{cases} \sigma_U = 830\ MPa \\ \sigma_F = 660\ MPa \end{cases}$$



Luego entonces:

$$\tau_{cortante} < \tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2}$$

$$0,3629 < \frac{660}{2} = 330\ MPa \quad OK \ \checkmark$$

Por tanto se demuestra que el tipo de tornillo con diámetro de 10 mm es capaz de soportar el esfuerzo cortante en la unión.

Finalmente, la unión queda como se muestra en la siguiente figura, donde se puede observar que está compuesta además de por la horquilla, el triángulo, la rótula y el tornillo, por una arandela y una tuerca, elementos necesarios para mantener bien sujeta la unión.

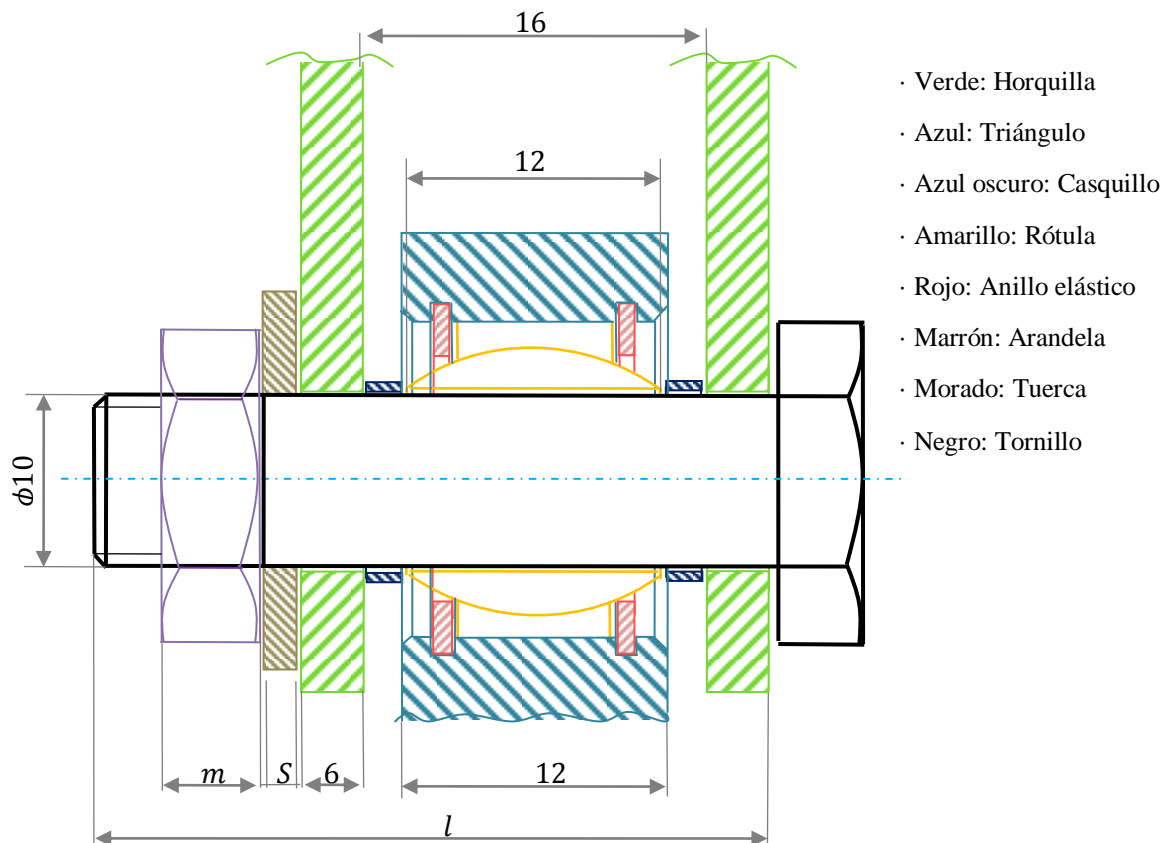
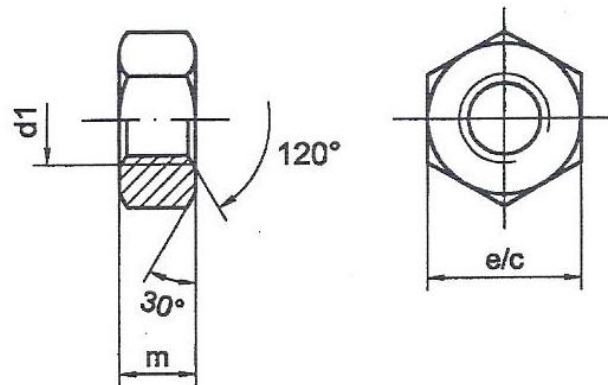


Figura 110. Unión Bieleta - Triángulo.

Es necesario colocar al final del tornillo una tuerca para que la sujeción y apriete sea perfecto. Por ello se va a colocar una tuerca hexagonal según la norma DIN 934.

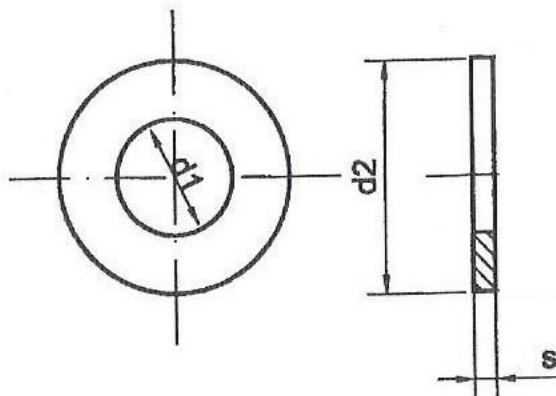


| Diámetro rosca $d_1$<br>(mm) | Distancia entre caras $e/c$ | Anchura tuerca $m$ |
|------------------------------|-----------------------------|--------------------|
| M 10                         | 17                          | 8                  |

Tabla 21. Tabla de selección de tuercas hexagonales.

$$\text{Datos más relevantes} \begin{cases} d_1 = M 10 \text{ mm} \\ m = 8 \text{ mm} \end{cases}$$

Para evitar el rozamiento entre la tuerca y la horquilla y favorecer la sujeción, se coloca entre ellos una arandela. Esta es una arandela plana sin bisel pulida según norma DIN 125.

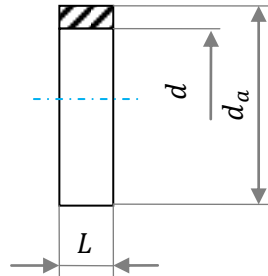


| Diámetro tornillo $d$ | Diámetro interior arandela $d_1$ | Diámetro exterior arandela $d_2$ | Anchura $S$ |
|-----------------------|----------------------------------|----------------------------------|-------------|
| M 10                  | 10,5                             | 21                               | 2           |

Tabla 22. Tabla de selección de arandelas.

$$\text{Datos más relevantes} \begin{cases} d_1 = 10,5 \text{ mm} \\ d_2 = 21 \text{ mm} \\ S = 2 \text{ mm} \end{cases}$$

Para evitar el rozamiento entre las orejas de la horquilla y el triángulo de suspensión, y para sujetar el anillo de la rótula, es necesaria la colocación de unos casquillos cilíndricos, a ambos lados del triángulo. Estos serán de las siguientes medidas:



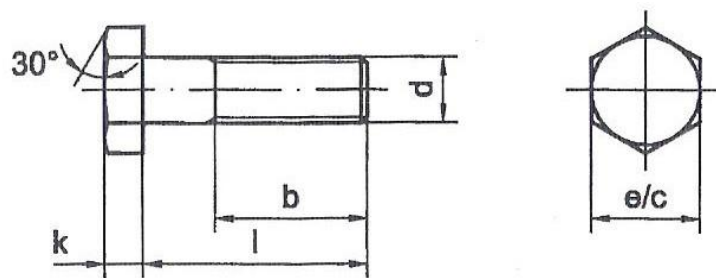
| Diámetro tornillo | Diámetro exterior $d_a$ | Diámetro interior $d$ | Anchura casquillo $L$ |
|-------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|
| M 10              | 12.5                    | 10                    | 2                     |

Tabla 23. Tabla de selección de casquillos.

Una vez que conocemos todos los espesores: orejas de horquilla (6), triángulo de suspensión en la unión a la bieleta (12 mm), arandela (2 mm), casquillos (2) y tuerca (8 mm), se halla el valor total mínimo de longitud  $l$ .

$$l > 16 + 2 \cdot 6 + 2 + 8 = 38 \text{ mm}$$

El tornillo, es un tornillo hexagonal según DIN 931. Este es de acero de clase 8,8.



| Diámetro rosca $d$<br>(mm) | Distancia entre caras $e/c$ | Distancia roscada $b$ | Longitud $l$ | Anchura cabeza $k$ |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------|--------------|--------------------|
| M 10                       | 17                          | 26                    | 56           | 6,4                |

Tabla 24. Tabla de selección de tornillos hexagonales.

Por tanto, el tornillo que hace de unión en la unión entre la bieleta y el triángulo de suspensión es el siguiente. Su longitud de rosca se puede mecanizar hasta los 10 mm, lo justo para la tuerca.

*Tornillo hexagonal M10 x 56 DIN 931 – mg 8.8*

De esta manera, se tiene la unión bieleta - triángulo de suspensión completamente definida, quedando como se muestra en la figura siguiente.

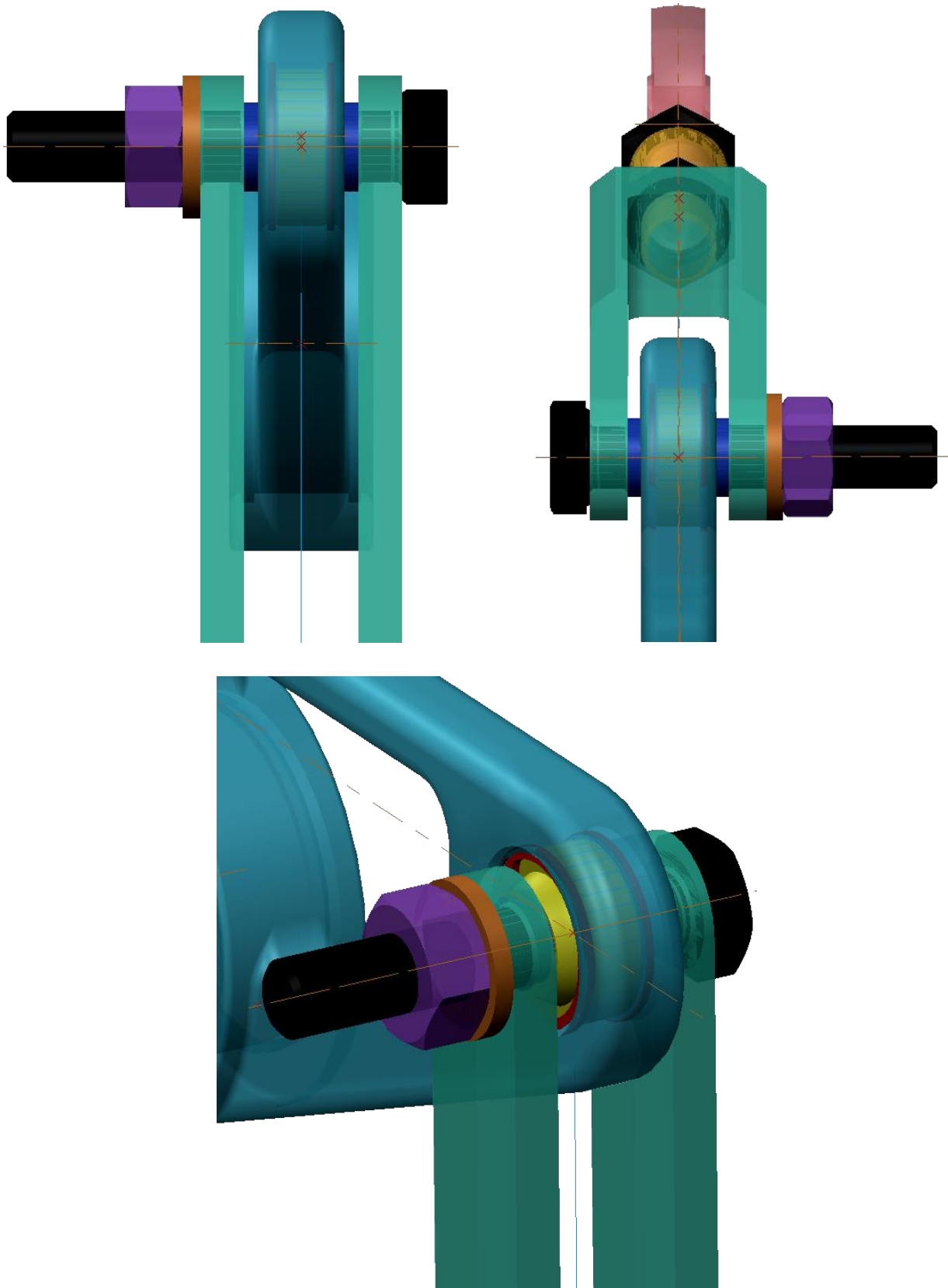


Figura 111. Unión Bieleta - Triángulo de suspensión.

### 8.5.3. Muelle

El muelle es un elemento definido y suministrado por la organización. Tal y como se ve en la figura siguiente, la unidad resorte – amortiguador lleva incorporado una cabeza de articulación en un extremo y en el otro una horquilla. Es a nuestra elección posicionar la cabeza de articulación en el basculante y la horquilla en el balancín, o viceversa.

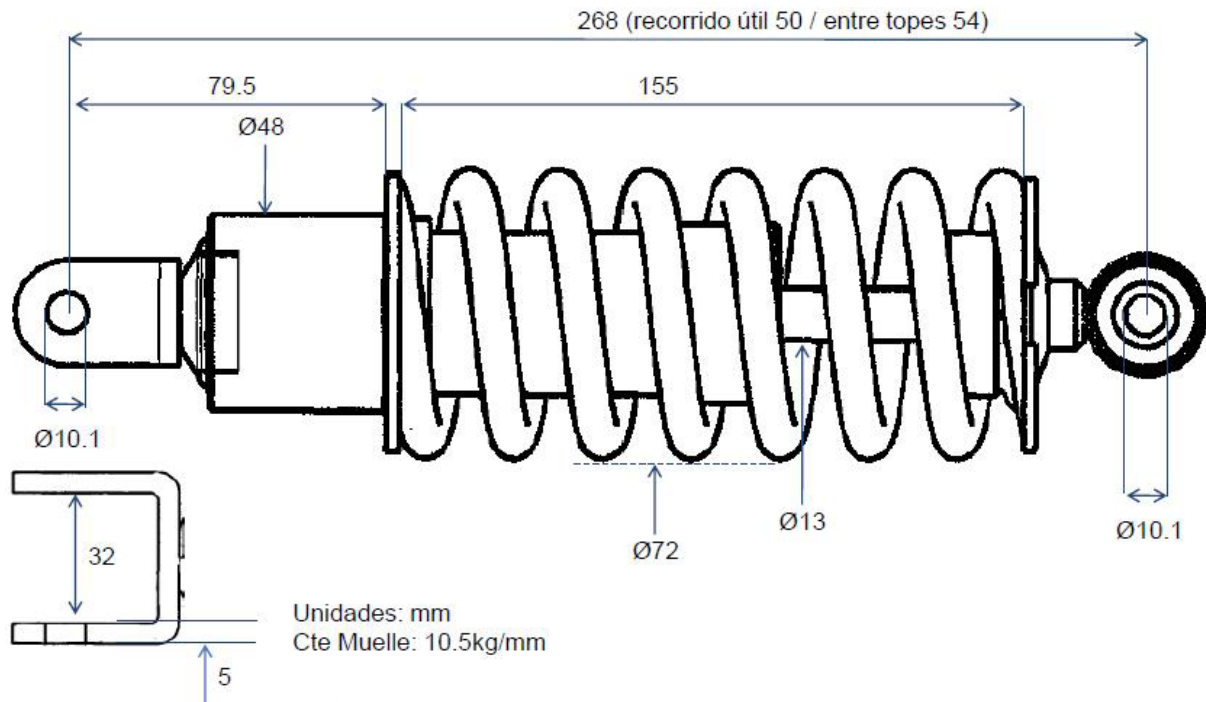


Figura 112. Unidad Muelle - Amortiguador trasero.

La cabeza de articulación de este elemento tiene un diámetro interior de 10,1 mm. En este trabajo se decide colocar la cabeza de articulación en el basculante (punto P), mientras que la horquilla se coloca en el balancín (punto D).

#### 8.5.3.1. Dimensionamiento de la unión muelle – balancín

El dimensionamiento de la unión se realiza de la misma manera que el procedimiento para la unión bieleta - balancín, ya que se tienen los mismos elementos auxiliares.

En este estudio, no es necesario calcular el pasante a cortante ya que su diámetro coincide con el estudio de la unión bieleta - balancín y en el ya daba la tensión cortante por debajo de la tensión de fluencia, indicando con ello que el pasador tiene una sección adecuada para soportar los esfuerzos.

Finalmente, la unión queda como se muestra en la siguiente figura, donde se puede observar que esta está compuesta por el triángulo de suspensión o balancín, la horquilla de la unidad resorte -

amortiguador, una rótula con sus respectivos anillos elásticos de sujeción, un tornillo hexagonal haciendo de pasador, una tuerca, una arandela y dos casquillos, todo ello para mantener bien sujeta la unión.

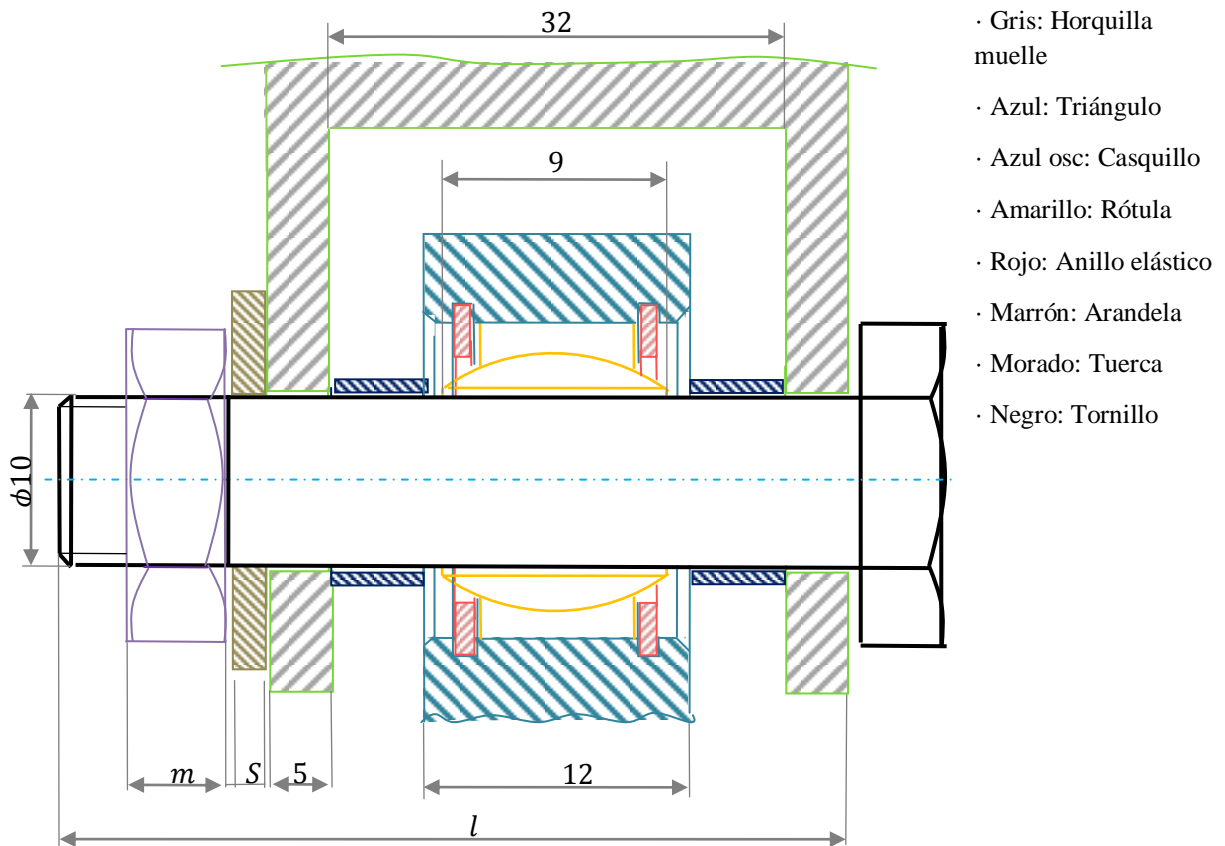
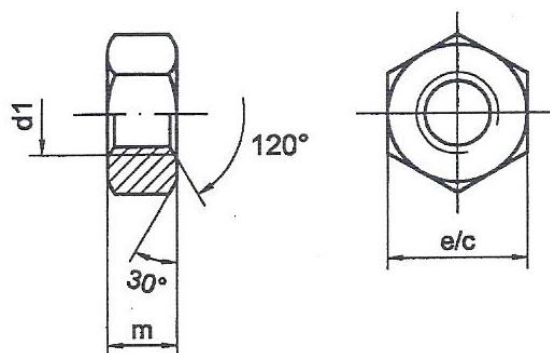


Figura 113. Unión Muelle - Triángulo.

Es necesario colocar al final del tornillo una tuerca para que la sujeción y apriete sea perfecto. Por ello se va a colocar una tuerca hexagonal según la norma DIN 934.

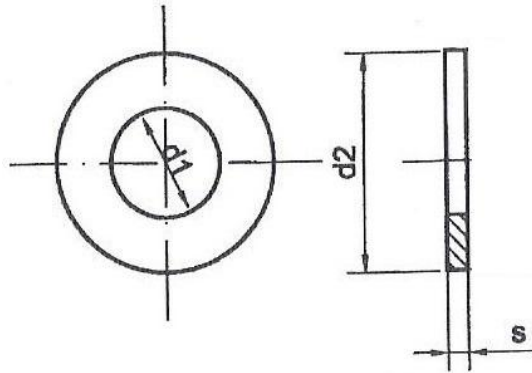


| Diámetro rosca $d_1$<br>(mm) | Distancia entre caras e / c | Anchura tuerca m |
|------------------------------|-----------------------------|------------------|
| M 10                         | 17                          | 8                |

Tabla 25. Tabla de selección de tuercas hexagonales.

$$\text{Tuerca hexagonal} \begin{cases} d_1 = M 10 \text{ mm} \\ m = 8 \text{ mm} \end{cases}$$

Para evitar el rozamiento entre la tuerca y la horquilla del amortiguador y favorecer la sujeción, se coloca entre ellos una arandela. Esta es una arandela plana sin bisel pulida según norma DIN 125.

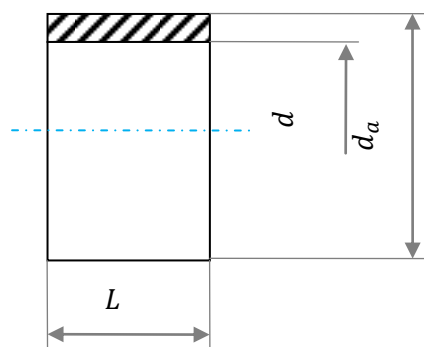


| Diámetro tornillo d | Diámetro interior arandela d <sub>1</sub> | Diámetro exterior arandela d <sub>2</sub> | Anchura S |
|---------------------|---|---|-----------|
| M 10                | 10,5                                      | 21  | 2         |

Tabla 26. Tabla de selección de arandelas.

$$\text{Arandela plana} \begin{cases} d_1 = 10,5 \text{ mm} \\ d_2 = 21 \text{ mm} \\ S = 2 \text{ mm} \end{cases}$$

Para evitar el rozamiento entre las orejas de la horquilla del amortiguador y el triángulo de suspensión, y para sujetar el anillo interior de la rótula, es necesaria la colocación de unos casquillos cilíndricos, a ambos lados del triángulo. Estos serán de las siguientes medidas:



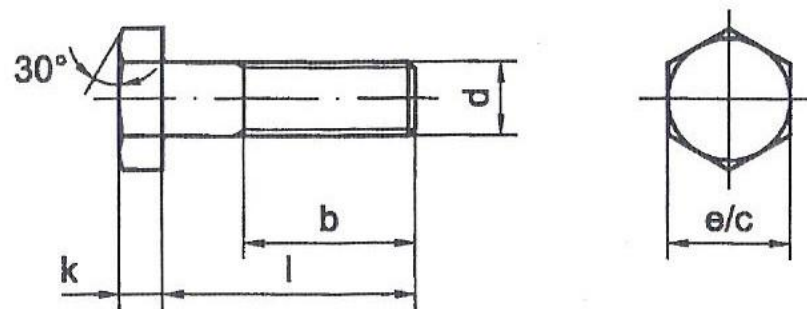
| Diámetro tornillo | Diámetro exterior d <sub>a</sub> | Diámetro interior d | Anchura casquillo L |
|-------------------|----------------------------------|---------------------|---------------------|
| M 10              | 12,5                             | 10                  | 11,5                |

Tabla 27. Tabla de selección de casquillos.

Una vez que conocemos todos los espesores: orejas de horquilla del amortiguador (5), triángulo de suspensión en la unión a la bieleta (12 mm), arandela (2 mm), casquillos (11,5) y tuerca (8 mm), se halla el valor total mínimo de longitud  $l$ .

$$l > 32 + 2 \cdot 5 + 2 + 8 = 52 \text{ mm}$$

El tornillo, es un tornillo hexagonal según DIN 931. Este es de acero de clase 8,8.



| Diámetro rosca d<br>(mm) | Distancia entre caras e / c | Distancia roscada b | Longitud l | Anchura cabeza k |
|--------------------------|-----------------------------|---------------------|------------|------------------|
| M 10                     | 17                          | 26                  | 70         | 6,4              |

Tabla 28. Tabla de selección de tornillos hexagonales.

Por tanto, el tornillo que hace de unión en la unión entre el amortiguador y el triángulo de suspensión es el siguiente:

*Tornillo hexagonal M10 x 70 DIN 931 – mg 8.8*

La rosca de este tornillo se puede mecanizar hasta tener una longitud de rosca de 10 mm, lo justo para el espesor de la tuerca.

De esta manera, se tiene la unión triángulo de suspensión - amortiguador completamente definida, quedando como se muestra en las figuras de la página siguiente.



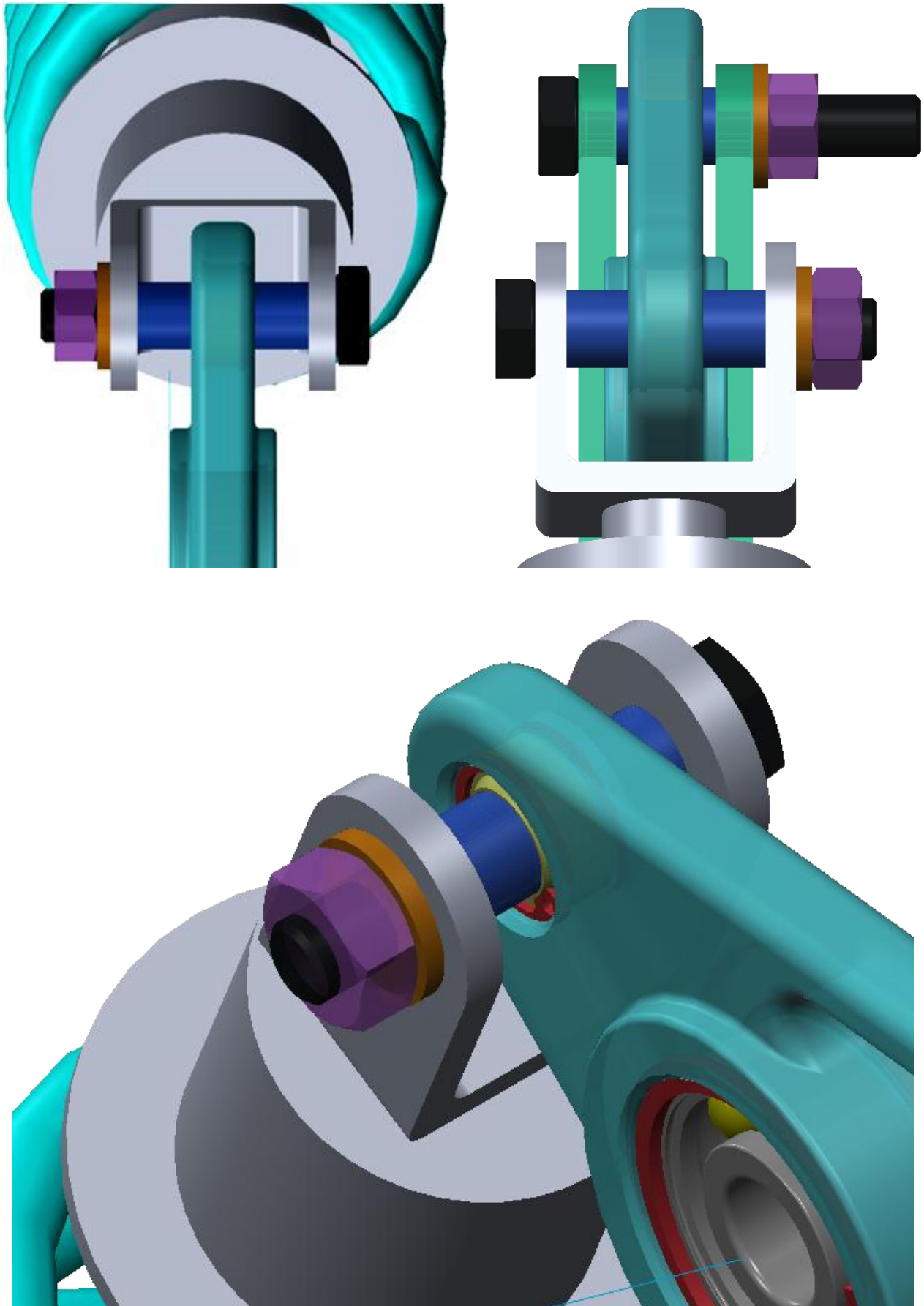


Figura 114. Unión Muelle - Triángulo de suspensión.

8.5.4. Ilustración final bieleta – triángulo – muelle

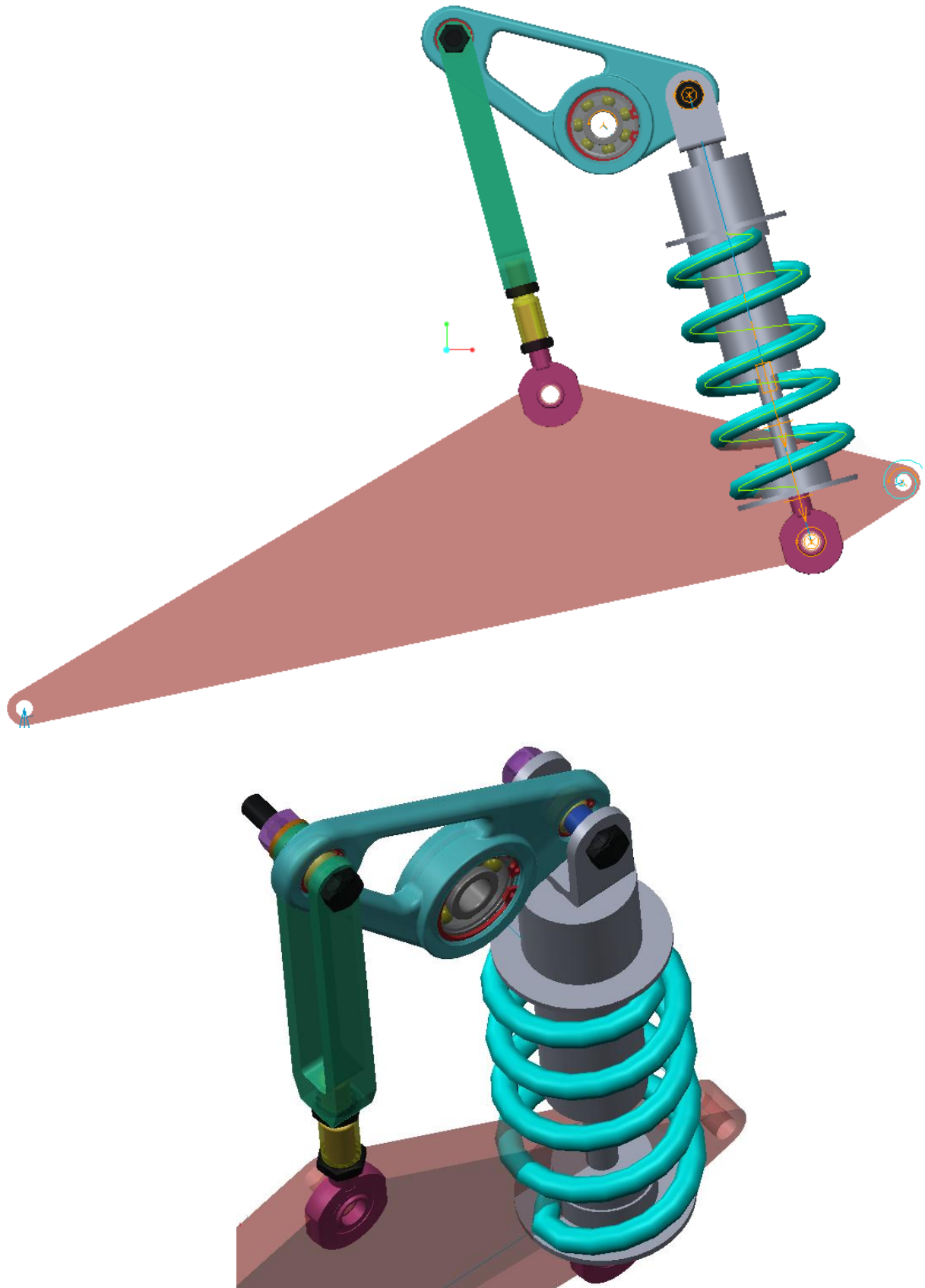


Figura 115. Suspensión Full Floater sin basculante diseñado.

## 9. EL BASCULANTE

### 9.1. Introducción

El brazo oscilante trasero (comúnmente conocido como basculante) se ha impuesto totalmente como elemento estructural de una moto y en consecuencia, también de la suspensión trasera.

La función principal del basculante es la de unir la rueda trasera con el chasis, permitiendo un giro circular alrededor del punto de anclaje del basculante con el chasis. El basculante debe ser muy robusto, ya que debe de soportar todos los esfuerzos a los que le somete la rueda trasera, siendo una de las funciones principales de la estructura chasis-basculante la de mantener siempre alineadas las ruedas en todo momento.

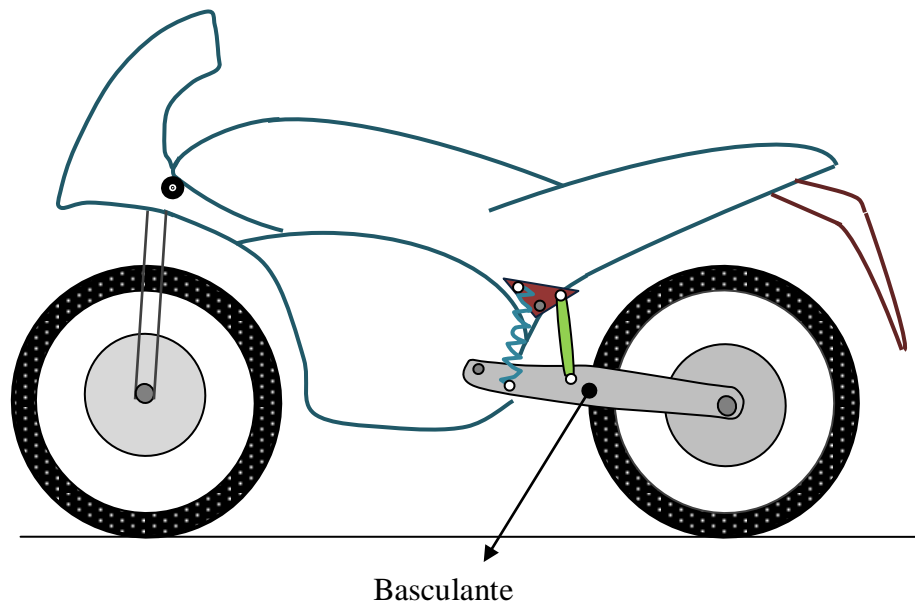
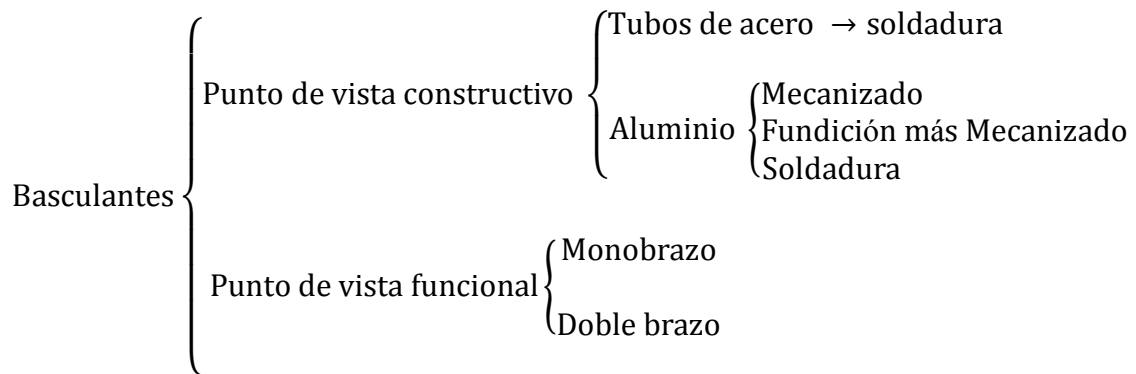


Figura 116. Prototipo de moto.

## 9.2. Tipos de basculante

A la hora de escoger un basculante se debe de pensar en el material y en la geometría. Por ello, se tienen dos puntos de vista diferentes: el constructivo y el funcional.



### 9.2.1. Punto de vista funcional

Desde el punto de vista funcional, se encuentran el basculante Monobrazo y el Doble brazo.

#### 9.2.1.1. Basculante Monobrazo

En el caso de los basculantes Monobrazo el eje está sujeto al basculante por uno solo de sus extremos y el brazo oscilante solo rodea la rueda por uno de sus lados, es decir, el basculante es de estructura asimétrica.



Figura 117. Basculante Monobrazo de secciones variables.

Por ello, está bajo acción de un momento torsor, el cual está presente incluso en línea recta y crece cuando aumenta el valor de las cargas verticales que actúan sobre el basculante (al tomar una curva o al pasar sobre un bache). Por lo tanto, resulta necesario tener una rigidez a torsión elevada para evitar inclinaciones indeseadas de la rueda que causarían variaciones en la trayectoria de la misma, provocando momentos giroscópicos que tienen un efecto negativo en la maniobrabilidad de la

moto. Por esta razón, este tipo de basculantes no valen para competición. Su utilización es puramente estética.

Como ventaja se encuentra el fácil cambio de rueda.

### 9.2.1.2. Basculante Doble brazo

El basculante doble brazo es de estructura simétrica. Para aumentar la rigidez a flexión, se dota a ambos brazos de una estructura triangular, con las modificaciones adecuadas para permitir el paso de la cadena por uno de los lados. Al colocar la cadena, esta se debe de tensar, y a diferencia del Monobrazo, se deben de ajustar los dos brazos para que la rueda no se tuerza, lo que complica su colocación y manejabilidad. El refuerzo triangular puede ir tanto hacia arriba (Figura 118) como hacia abajo.



Figura 118. Basculante Doble brazo con sección triangular.

Por otro lado, al aumentar la distancia entre ambos brazos aumentará la rigidez a torsión de la estructura mejorando la maniobrabilidad de la moto, en detrimento de un aumento de peso de la masa no suspendida y, por lo tanto, de un peor comportamiento de la suspensión.

### 9.2.2. Punto de vista constructivo

Es importante conocer bien que tipos de materiales son aptos para las motos y sobre todos cuales son mejor para motos cuyo servicio es competir. Desde el punto de vista constructivo se tienen basculantes de acero y basculantes de aluminio. También se podrían emplear materiales como el titanio o la fibra de carbono, pero estos quedan descartados desde un primer momento debido a que el primero está prohibido por la organización y las propiedades estructurales del segundo son muy poco conocidas, sobre todo su comportamiento a fatiga.

### 9.2.2.1. Basculante con tubos de acero soldados

Un tipo de material a utilizar es el acero. Este es una aleación de hierro y carbono, donde el carbono no supera el 2,1% en peso de la composición, alcanzando normalmente porcentajes entre el 0,2% y el 0,3%. Tiene una densidad de 7800 kg/m<sup>3</sup>. La dureza de los aceros varía entre la del hierro y la que se puede lograr mediante su aleación.

Su manipulación es relativamente sencilla. Uno de los aspectos que más nos interesa es que se puede soldar con facilidad y permite una buena mecanización en máquinas herramientas. Además se puede conseguir una rigidez muy buena con poco peso.

La corrosión es la mayor desventaja de los aceros ya que el hierro se oxida con suma facilidad incrementando su volumen y provocando grietas superficiales que posibilitan el progreso de la oxidación hasta que se consume la pieza por completo. Además, únicamente se puede utilizar si el basculante está fabricado mediante tubos soldados unos con otros.

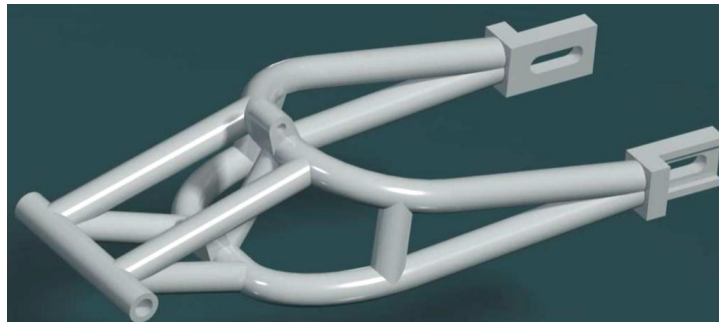
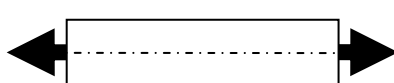


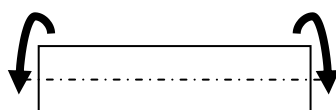
Figura 119. Basculante doble brazo tubular de acero.

### 9.2.2.2. Basculante de aluminio: mecanizado

El aluminio posee una combinación de propiedades que lo hacen muy útil en ingeniería mecánica, tales como su baja densidad (2.700 kg/m<sup>3</sup>) y alta resistencia a la corrosión. Como ventaja respecto del acero es que el peso del primero es mucho menor, lo que hace que a ciertos estados de cargas, como la flexión, el aluminio sea mejor ya que no se pierde gran material.



A tracción - compresión, trabajan todas las líneas de la sección. El aluminio no parte con ventaja.



A flexión, únicamente trabajan las zonas exteriores. El aluminio pesa menos y de derrocha menos. Tiene ventaja frente al acero.

Sin embargo, el acero es más elástico que el aluminio, por lo que tiende a recuperar su forma tras la deformación provocada por el esfuerzo sometido, aguanta más esfuerzos sin tener deformación permanente; el aluminio es un material más plástico tiende a la deformación permanente con un menor esfuerzo, medida de ello es el módulo elástico del acero 210000 MPa y el del aluminio 70000 MPa. Por lo tanto en rigidez pierde ventaja respecto del acero.

Uno de los posibles tipos de basculantes de aluminio es aquel cuyo proceso de fabricación sea el mecanizado. El aluminio se mecaniza con facilidad debido a su baja dureza.

### **9.2.2.3. Basculante de aluminio: fundición más mecanizado**

Otra forma de construir el basculante es mediante un proceso de fundición más un mecanizado posterior. Este proceso permite obtener por molde la pieza entera sin tener necesidad de soldar las piezas, etc. Para dar un acabado a la pieza se la somete a un mecanizado.



Figura 120. Basculante de aluminio hecho en fundición.

Sin embargo las propiedades mecánicas y de integridad estructural que queremos se pierden con la fundición.

### **9.2.2.4. Basculante de aluminio: soldado**

La última manera es mediante soldadura de las piezas que conforman el basculante. Un buen método de soldadura es denominado soldadura TIG, el cual se explica en el proceso de fabricación.



Figura 121. Basculante de aluminio soldado.

### 9.3. Tipos de diseño

Según las condiciones de carga que pueden tener lugar en la estructura del basculante, se tienen dos tipos de diseño, el global y el de detalle.

$$\text{Diseño} \left\{ \begin{array}{l} \text{Global} \rightarrow \text{Rigidez} \\ \text{A detalle} \rightarrow \text{Resistencia} \end{array} \right.$$

Antes de explicar cada uno de los diseños, se definen los términos de rigidez y resistencia.

- Rigidez

La rigidez está relacionada con la deformación temporal que sufre la estructura cuando se carga y posteriormente se descarga. Se mide en términos de flexión lineal o angular en función de la fuerza o el momento aplicado.

Los coeficientes de rigidez son magnitudes físicas que cuantifican la rigidez de un elemento resistente bajo diversas configuraciones de carga. Normalmente las rigideces se calculan como la razón entre una fuerza o momento aplicado y el desplazamiento o giro obtenido por la aplicación de esa fuerza o momento.

$$K_i = \frac{F_i}{\delta_i} \qquad K_i = \frac{M_i}{\theta_i} \qquad \text{(Ecuación 64 y 65)}$$

Donde,

$K_i$ , es el valor de la rigidez; N/mm;

$F_i$  y  $M_i$ , es la fuerza estática o momento aplicado sobre el cuerpo, N o Nmm;

$\delta_i$  y  $\theta_i$ , es el desplazamiento y giro producido debido a la fuerza aplicada, mm o grados °.

La rigidez coincide con la pendiente de la curva de tensión - deformación, en la zona elástica.

- Resistencia

La resistencia es la medida de la carga que podemos aplicar antes de que exista un fallo estructural. Este fallo puede ser la rotura de alguna pieza o una deformación permanente que permanece aun después de que desaparezca la carga. Esto puede ser debido a una sobrecarga de sus componentes más allá de su límite elástico, por el pandeo de los mismos ya sea por compresión o cizalladura, o por un fallo de las uniones.



### 9.3.1. Diseño global

El diseño global consiste en un diseño a rigidez.

El basculante debe ser lo suficientemente rígido como para soportar las fuerzas a las que está sometida sin que se vea alterada su geometría. Es importante optimizar el valor de rigidez que nos proporcione un buen comportamiento dinámico.

A continuación se analizan las posibles fuerzas que actúan sobre el mismo. Estas son: fuerza longitudinal, fuerza vertical o de flexión, fuerza lateral y un momento torsor.

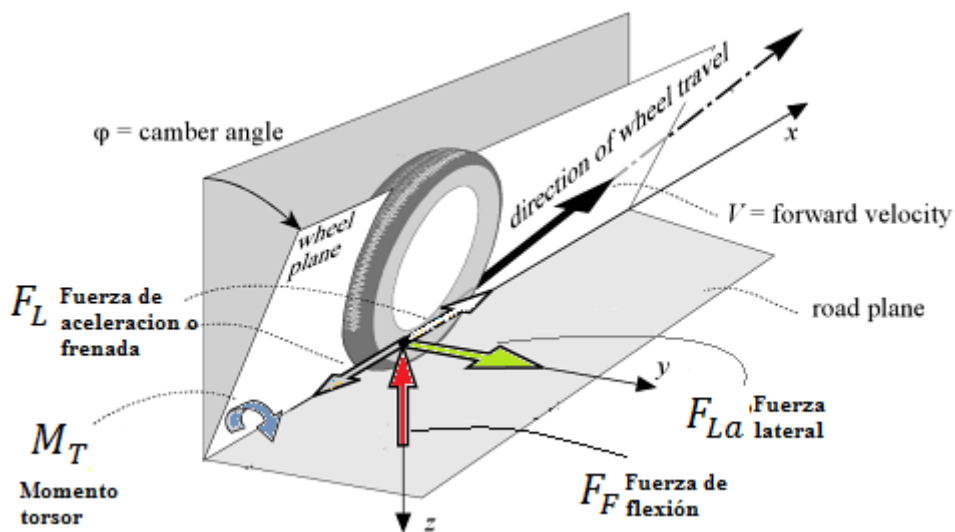
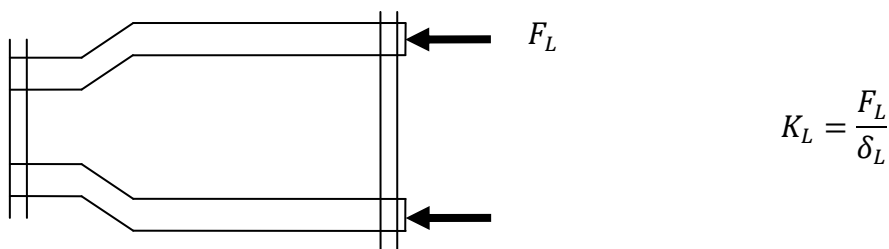


Figura 122. Fuerzas sobre el neumático. Estas se trasladan al basculante.

#### 9.3.1.1. Rigidez longitudinal

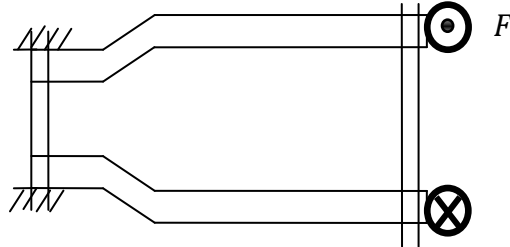
La fuerza longitudinal o axial es una medida de la capacidad del cuerpo para resistir intentos de alargamiento o acortamiento por la aplicación de cargas según su eje o dirección axial.



La fuerza longitudinal se produce por frenada y/o aceleración. Esta no provoca grandes tensiones sobre el basculante. Esto se debe a que el basculante únicamente debe de soportar la fuerza de inercia provocada por el tren trasero.

### 9.3.1.2. Rigidez torsional

La rigidez torsional es la relación entre el momento torsor aplicado en uno de sus extremos y el ángulo  $\theta$  girado por el extremo, al mantener fijo el extremo opuesto del modelo.



$$K_T = \frac{M_T}{\theta_T}$$

El momento torsor que actúa tanto sobre el chasis de la moto como sobre el basculante se produce, debido al ancho de la rueda y al estilo del piloto a la hora de trazar una curva.

Como se observa en las siguientes figuras, el estilo del piloto a la hora de trazar una curva provoca el movimiento del centro de gravedad, de manera que la resultante total puede no pasar por el plano de simetría de la moto, provocando un momento sobre el basculante.

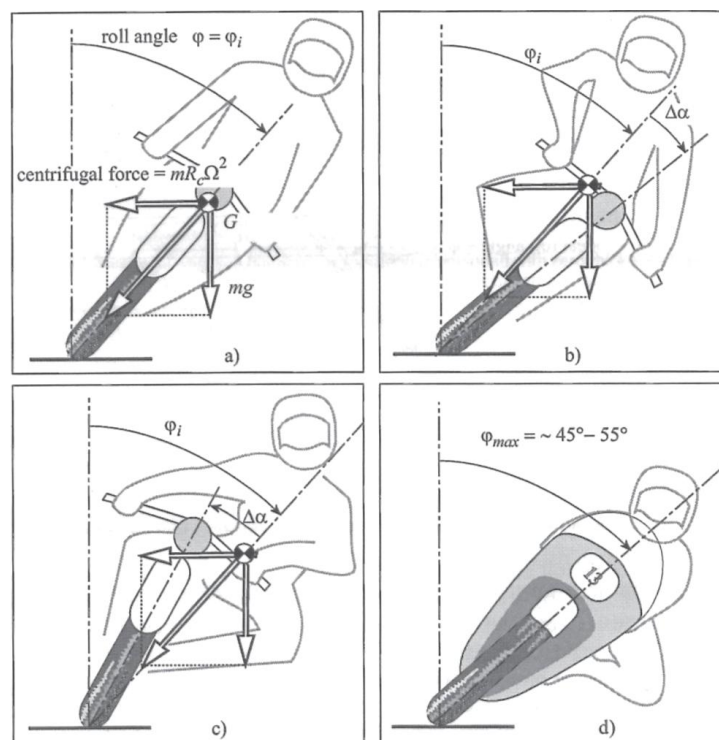


Figura 123. Posturas del piloto en curva.

Por otro lado, el ancho de la rueda también influye en la dirección de la resultante. Al considerar la rueda un elemento de cierto espesor, el punto de contacto entre la rueda y el suelo no se encuentra en el plano de simetría, si no que se ve desplazado, por lo que la resultante, que tiene la dirección de

la línea de unión entre el centro de gravedad y el punto de contacto rueda-suelo, no está contenida en el plano de simetría de la rueda, provocando de esta manera un momento torsor sobre el basculante.

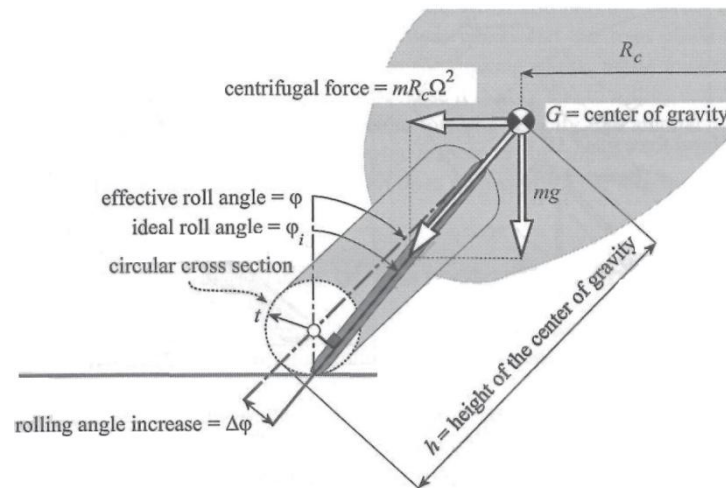
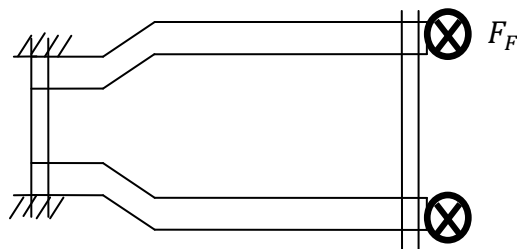


Figura 124. Posición del neumático.

A la hora de frenar, el momento torsor es mayor en la parte delantera de moto que en la trasera; la disminución desde la parte delantera hasta la trasera depende de la distribución de masas. Al acelerar en cambio, el momento torsor es mayor en la parte trasera, es decir, en el basculante, y nulo en el eje delantero.

### 9.3.1.3. Rigidez a flexión

La rigidez flexional es la relación entre el momento flector  $M_F$  surgido de la aplicación de una fuerza en el extremo de unión a la rueda trasera, y el ángulo girado por ese extremo al deformarse cuando el basculante está empotrado en el otro extremo.



$$K_F = \frac{M_F}{\theta_F} = \frac{F_F}{\delta_F}$$

El momento flector que se crea aparece debido a las cargas verticales cuando la moto pasa por encima de un bache o un resalte de la carretera. Estas fuerzas son muy grandes por lo que la estructura de la moto debe de ser lo suficientemente rígida para evitar deformaciones demasiado grandes.

En el basculante, el momento flector varía con la posición del amortiguador. El diagrama de momento tiene forma triangular con el pico máximo en la posición en la que se engancha el amortiguador en el basculante. Debido a esto, para que las tensiones sobre el basculante no sean excesivas y poder aumentar la rigidez a flexión, se dota a ambos brazos de una estructura triangular.

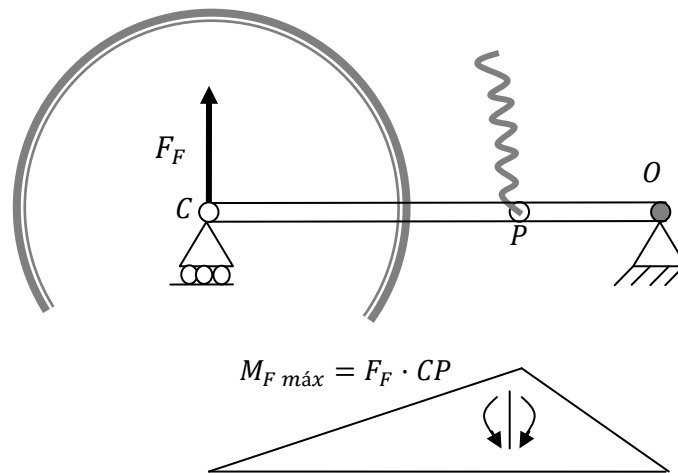
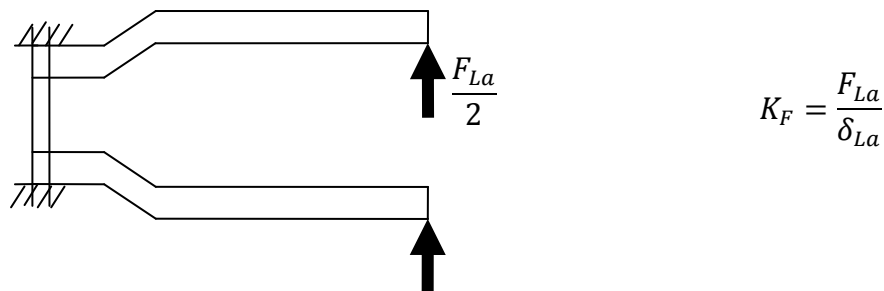


Figura 125. Triangulación del basculante.

#### 9.3.1.4. Rigidez lateral

Las fuerzas laterales aparecen cuando al trazar una curva la moto pasa por un bache o resalte de la carretera. Esto provoca una fuerza transversal que tiende a flectar el basculante.



#### 9.3.2. Diseño a detalle

El diseño a detalle consiste en un diseño a resistencia, estudiando los esfuerzos que deben de aguantar los anclajes, zonas de soldadura o el propio basculante.

Normalmente la resistencia no supone un problema si los componentes del basculante se han diseñado para ser suficientemente rígidos y el diseño de detalle se ha llevado a cabo de forma acertada.

## 9.4. Diseño preliminar del basculante

### 9.4.1. Elección del basculante

La elección del basculante está condicionada a diferentes factores que se detallan a continuación.

- Peso reducido: El basculante es una pieza de la motocicleta, integrante de la suspensión, lo cual lo incluye en el grupo de masas no suspendidas. Cualquier reducción de peso en este grupo de elementos de la motocicleta redundará de forma directa sobre la sensibilidad de la suspensión, mejorará el confort de conducción en la moto y además mejorará su agilidad al reducir las fuerzas inerciales de estos componentes.

Otra ventaja que nos aportaría una reducción de peso es un aprovechamiento mayor del par y potencia del motor, que producirían aceleraciones mayores. Así mismo una reducción de peso en la moto podría tener repercusiones en las deceleraciones de la misma y en casos extremos en el sistema de frenado. Un peso aceptable son 6 kg.

- Rigidez del basculante: Es de vital importancia que el basculante tenga la rigidez adecuada que evite deformaciones elevadas durante el funcionamiento de la motocicleta. Estas deformaciones provocarían movimientos durante su funcionamiento que podrían comprometer su estabilidad y variar su trayectoria respecto a la deseada por el usuario, comprometiendo de este modo también la seguridad del mismo.

Por otra parte la existencia de deformaciones elevadas comprometería la transferencia de cargas entre el tren posterior y anterior (y viceversa) de la motocicleta condicionando el comportamiento dinámico de todo el conjunto, incluso si el chasis de la motocicleta y el resto de sus componentes fueran excelentes. De ahí la importancia del diseño adecuado del basculante trasero, ya que un mal funcionamiento del mismo comprometerá el trabajo realizado en el resto de la motocicleta en su conjunto.

- Facilidad de montaje - desmontaje: Teniendo en cuenta que el diseño del basculante objeto de este proyecto, se destina a motocicletas deportivas de carretera, y que estas son utilizadas en multitud de campeonatos regionales, nacionales e internacionales de velocidad, es útil prever la rapidez de las operaciones asociadas a este elemento, que puedan producirse con más frecuencia. Estas operaciones incluyen desde el cambio del neumático trasero de la motocicleta o la sustitución de la cadena de transmisión, hasta la colocación del caballete trasero externo, muy habitual en esta clase de competiciones.

De todas maneras, esta condición es la menos importante en este estudio.

- La cadena: La elección del basculante y su forma está condicionado a la cadena de transmisión. Se debe de disponer del hueco necesario para el paso de la cadena.
- La suspensión: La suspensión está estrechamente ligada al basculante. Esta tiene dos elementos (muelle y bieleta) que deben de estar en una posición concreta para dar la curva de rigidez deseada, la anteriormente estudiada.

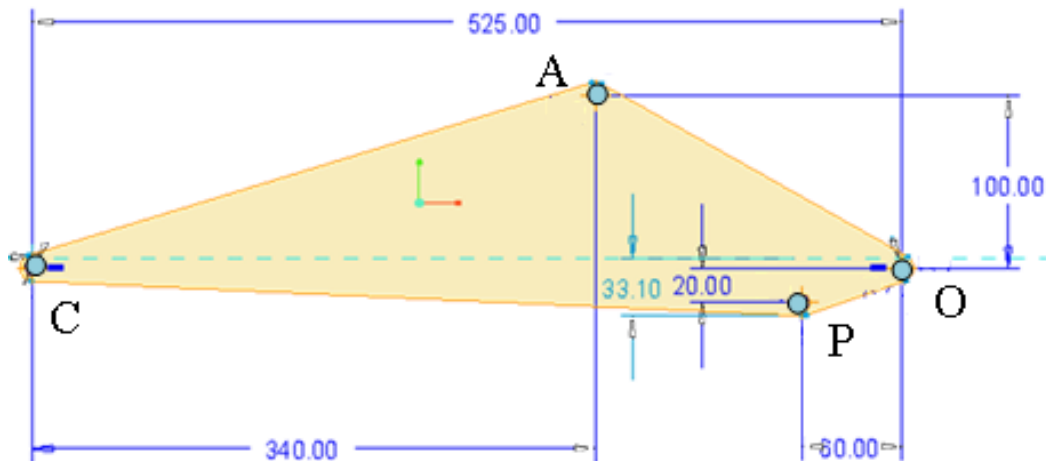


Figura 126. Medidas iniciales del basculante.

El punto A definido en la imagen, corresponde con la unión a la bieleta, mientras que el punto P, con la unión al muelle. En esas uniones se deben de enganchar unas orejas de modo que la bieleta y el muelle se enganchan a ellas.

- Fabricación: se debe de tener en cuenta en todo momento el hecho de que el nuevo diseño pueda fabricarse, es decir, hay que buscar el modo en que el proceso de fabricación asociado al mismo no entrañe dificultades técnicas insalvables o demasiado costosas, que invalidarían el diseño desde un punto de vista comercial.

Una vez que sabemos los condicionantes a la hora de elegir un basculante u otro, el basculante que se procede a diseñar a continuación es el basculante doble brazo de aluminio soldado.

El aluminio elegido es Al 5083 el cual tiene las siguientes propiedades:

$$\text{Aluminio 5083} \left\{ \begin{array}{l} \text{Densidad: } 2,7 \text{ g/cm}^3 \\ \text{Módulo de elasticidad: } 71000 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Soldabilidad TIG: muy buena} \\ \text{Límite de fatiga: } 280 \text{ MPa} \\ \text{Límite elástico } 0,2\%: 110 - 130 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

Sin embargo, en el programa informático Creo Parametric, no existe este material en la biblioteca, por lo que se utiliza para el estudio el Aluminio 6061, de propiedades bastante parecidas.

$$\text{Aluminio 6061} \left\{ \begin{array}{l} \text{Densidad: } 2,7 \text{ g/cm}^3 \\ \text{Módulo de elasticidad: } 69000 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Resistencia a la corrosión: muy bueno} \end{array} \right.$$

El diseño se define como "preliminar" ya que en el basculante se realizan varios estudios (estudio del basculante a rigidez y a resistencia y el dimensionamiento de las uniones a la bieleta y al amortiguador) y se abstienen otros (estudio de modos y frecuencias, diseño del tensor de la cadena y el dimensionamiento de las uniones al chasis y a la rueda).

Por otra parte, para el análisis del basculante, se han comenzado definiendo unas medidas, de modo que estas no se puedan variar, teniendo que variar las demás. Una medida bastante importante es la distancia en horizontal entre el brazo trasero del basculante y el delantero, ya que entre ellos dos pasa la cadena de la moto, lo cual se debe de dejar una distancia de 40 mm, obtenido de la siguiente resta:

$$\frac{245}{2} - 15 - \frac{111}{2} - 12 = 40 \text{ mm}$$

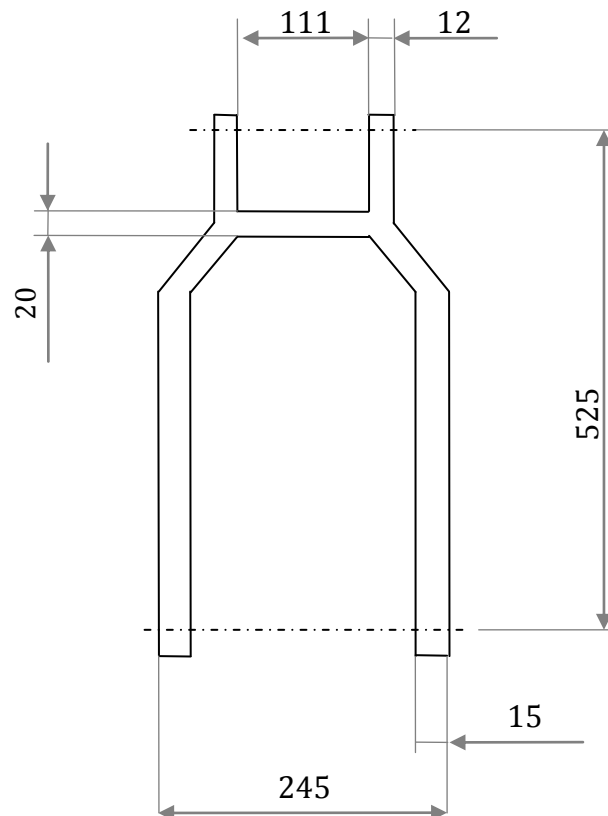


Figura 127. Medidas iniciales del basculante.

### 9.4.2. Estudio de rigideces

En el cálculo de las rigideces, se trata de lograr unas rigideces adecuadas con la menor masa posible.

La manera de calcular la rigidez es la siguiente. Se aplica una fuerza (o momento) genérica en una dirección a convenir, de forma que una vez deformado el elemento se mide el desplazamiento (o rotación) para saber cuál es la rigidez en esa dirección.

Matemáticamente se expresa según las ecuaciones 64 y 65 explicadas anteriormente.

$$K_i = \frac{F_i}{\delta_i} \quad K_i = \frac{M_i}{\theta_i}$$

Por ello, la rigidez se mide en unidades de fuerza entre unidades de longitud siendo habitual para piezas del sector de la automoción medir en  $kN/mm$  y  $kNm/^\circ$  para el caso de la rigidez torsional.

En el apartado 4.1.1., del documento de cálculos se puede ver la formación de la geometría, el mallado, fuerzas, restricciones, etc., medición de rigideces y variaciones en la geometría. La geometría del pre-diseño del basculante definitivo es la siguiente. Este basculante tiene un peso final de 5,26 kg.

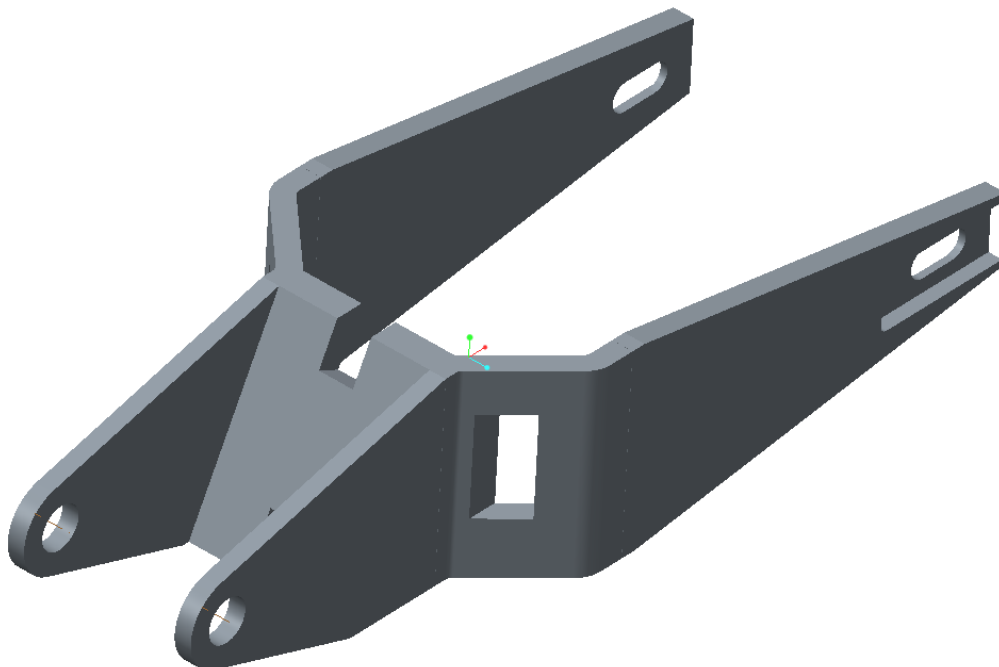


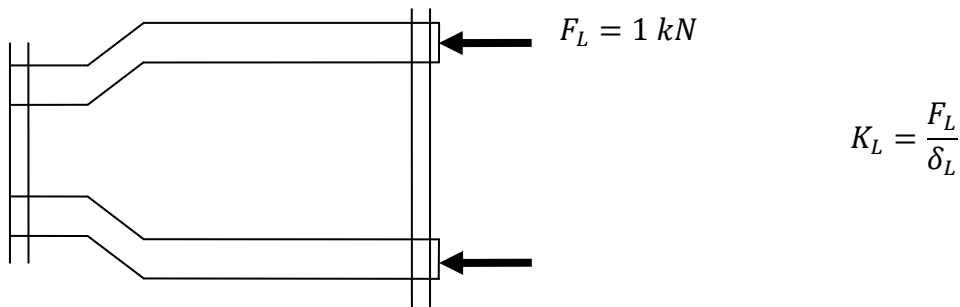
Figura 128. Basculante pre-diseño definitivo.

A continuación se visualizan los resultados de los estudios de rigidez para el diseño del basculante definitivo.



### 9.4.2.1. Rigidez longitudinal

Para el cálculo de la rigidez longitudinal, se aplican un conjunto de fuerzas equivalentes de 1 kN cuya dirección sea la del eje de inclinación de la motocicleta. Para ello, se aplican una serie de restricciones de movimiento en el basculante, de forma que se simule que el punto de unión entre el chasis y el brazo oscilante es fijo y no pueda existir ningún desplazamiento o rotación.



Para que los resultados sean los correctos, se debe de considerar el efecto que otros componentes unidos al basculante aportan en la rigidez. Para tener este efecto en cuenta, y no sacar conclusiones erróneas, se debe de incluir una unión ficticia, denominada Rigid Link, que asegura que no exista ni desplazamiento ni rotación entre dos superficies seleccionadas.

Como se ha mencionado en el apartado 4.4., de normativa, se debe de cumplir que la rigidez longitudinal  $K_L$  sea como mínimo de 30 kN/mm. Por ello, el desplazamiento debe de ser como máximo el siguiente:

$$K_L = \frac{F_L}{\delta_L} \quad \rightarrow \quad 30 \left[ \frac{kN}{mm} \right] = \frac{1 [N]}{\delta_{L \text{ máx}}}$$

$$\delta_{L \text{ máx}} = \frac{1}{30} = 0,0\overline{33} \text{ mm}$$

El resultado de los desplazamientos en el basculante al aplicar la carga longitudinal es el que se muestra en la siguiente página, figura 129.

Como se puede ver, el desplazamiento absoluto producido con esta aplicación de cargas, es de  $\delta_L = 0,0194$  mm, lo que es menor que 0,033 mm, por lo que se cumple el requisito y por tanto, el basculante es lo suficientemente rígido longitudinalmente para que valga. La rigidez longitudinal es la siguiente:

$$K_L = \frac{F_L}{\delta_L} = \frac{1}{0,0194} = 51,6 \frac{kN}{mm}$$

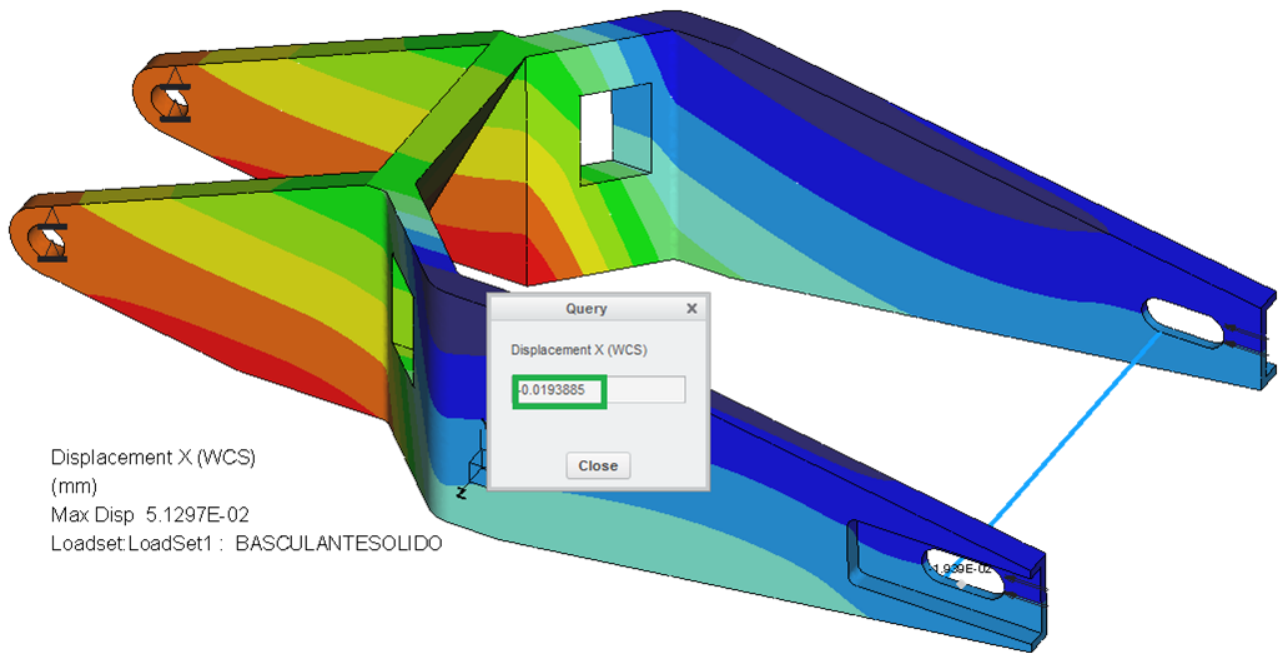


Figura 129. Desplazamiento longitudinal del basculante final.

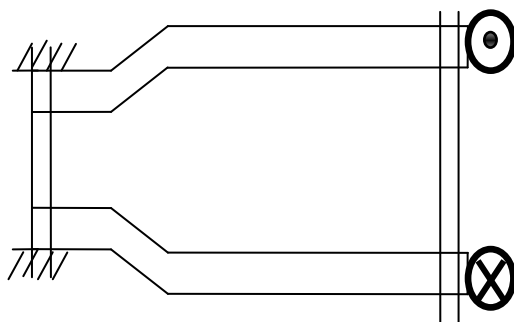
#### 9.4.2.2. Rigidez torsional

Para el cálculo de la rigidez torsional, es necesario aplicar un par de fuerzas que hagan las veces de un momento aplicado en el eje de inclinación de la moto. Dado que el basculante tiene una anchura máxima de 245 mm, las fuerzas a aplicar que se han considerado son las siguientes:

Haciendo un equilibrio de fuerzas para aplicar un momento  $M_T$  en el centro de  $1 \text{ kN} \cdot \text{m}$ , se tiene que el par de fuerzas resultante para producir el efecto deseado es de:

$$\left(F_T \cdot \frac{0,245}{2}\right) + \left(F_T \cdot \frac{0,245}{2}\right) = 1000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Despejando F, se obtiene un valor de 4081 N, valor de la fuerza necesaria para analizar la rigidez torsional.



$$F_T = 4081 \text{ N}$$

$$K_T = \frac{M_T}{\theta_T}$$

Para conocer el valor del giro producido por la aplicación de las fuerzas, se introduce una barra Beam de forma que el programa muestre la rotación que experimenta al correr el análisis.

Como se ha mencionado en el apartado 4.4., de normativa, se debe de cumplir que la rigidez torsional  $K_T$  este comprendida entre valores de 1 y 1,6  $kNm/^\circ$ . Por ello, el giro máximo y mínimo permitido es el siguiente:

$$K_T = \frac{M_T}{\theta_T} \quad \rightarrow \quad 1 \div 1,6 \left[ \frac{kNm}{^\circ} \right] = \frac{1}{\theta_{T \text{ mín } \div \text{ máx}}}$$

$$\theta_{T \text{ máx } \div \text{ mín}} = 1^\circ \div 0,625^\circ$$

El resultado del giro en el basculante al aplicar el momento torsor es el siguiente, figura 130.

Como se puede ver, el elemento ha rotado  $\theta_T = 0,8708^\circ$  para una carga equivalente a un momento de  $1 \text{ kN} \cdot \text{m}$  en el centro, lo que está comprendido entre  $1^\circ$  y  $0,625^\circ$  por lo que se ajusta a lo establecido por la normativa, lo que hace que el basculante sea válido en cuanto a rigidez torsional se refiere. La rigidez a torsión es la siguiente:

$$K_T = \frac{M_T}{\theta_T} = \frac{1}{0,8708} = 1,15 \frac{kNm}{^\circ}$$

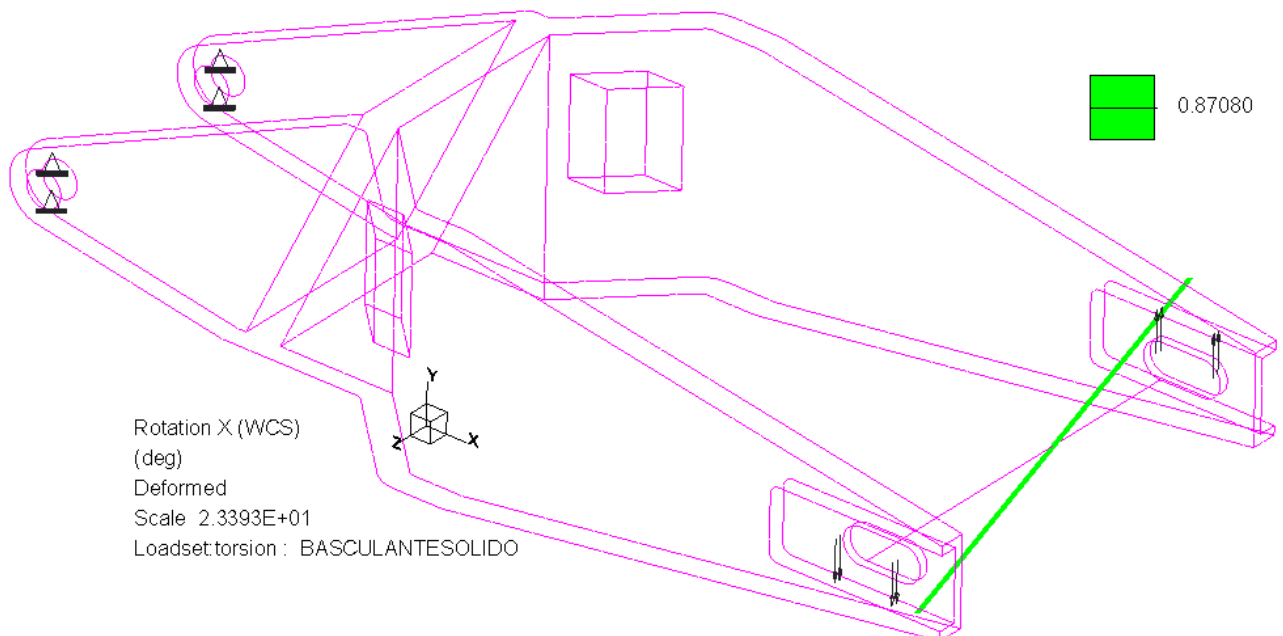
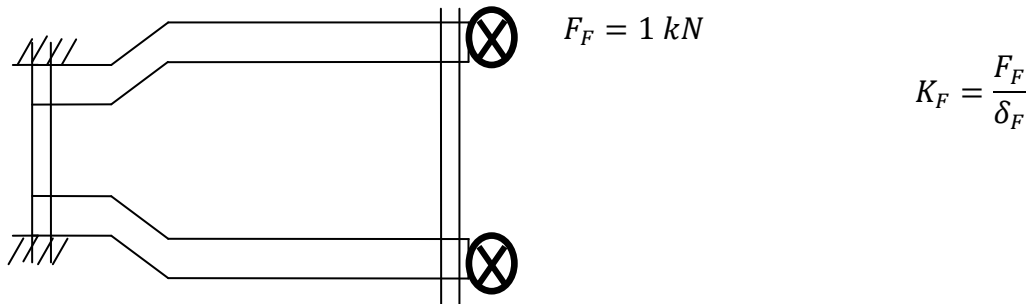


Figura 130. Giro a torsión del basculante final.

### 9.4.2.3. Rigidez a flexión

Para el cálculo de la rigidez a flexión, se aplican dos fuerzas verticales de 1 kN en la unión a la rueda trasera, manteniendo las restricciones de traslación en la unión al chasis.



Como se ha mencionado en el apartado 4.4., de normativa, se debe de cumplir que la rigidez a flexión  $K_F$ , sea lo más grande posible.

El resultado del giro en el basculante al aplicar el momento flector es el siguiente, figura 131.

Como se puede ver, el elemento se ha desplazado  $\delta_F = 1,2586 \text{ mm}$  para una carga vertical de 1 kN, por lo que se ajusta a lo establecido por la normativa, lo que hace que el basculante sea válido en cuanto a rigidez flexional se refiere. La rigidez a flexión es la siguiente:

$$K_F = \frac{F_F}{\delta_F} = \frac{1}{1,2586} = 0,8 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

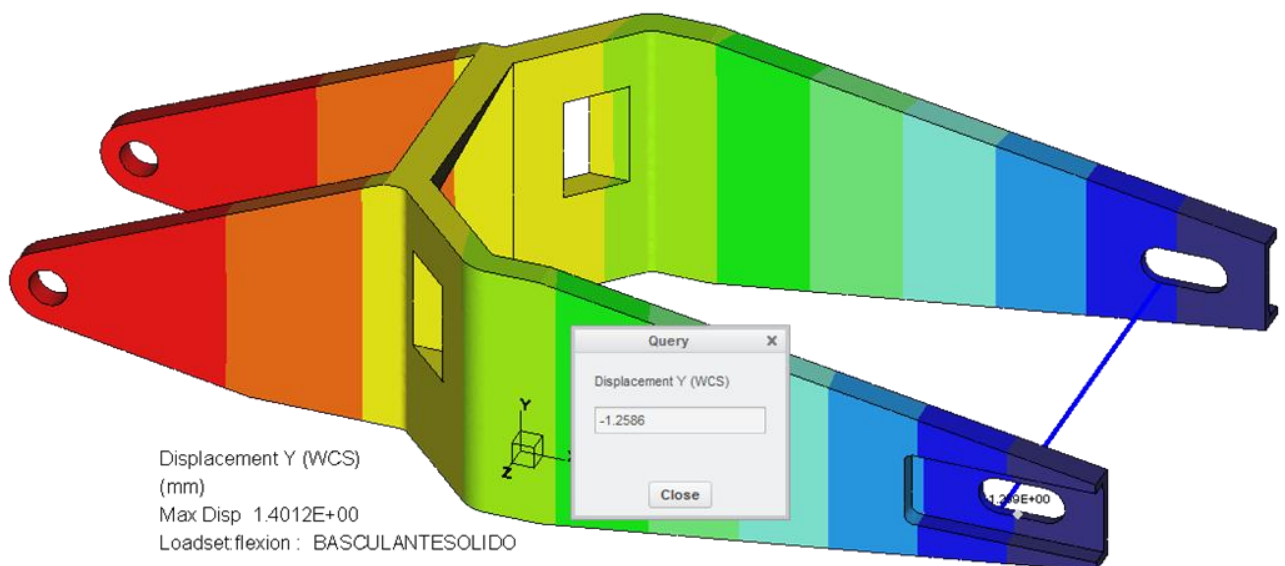
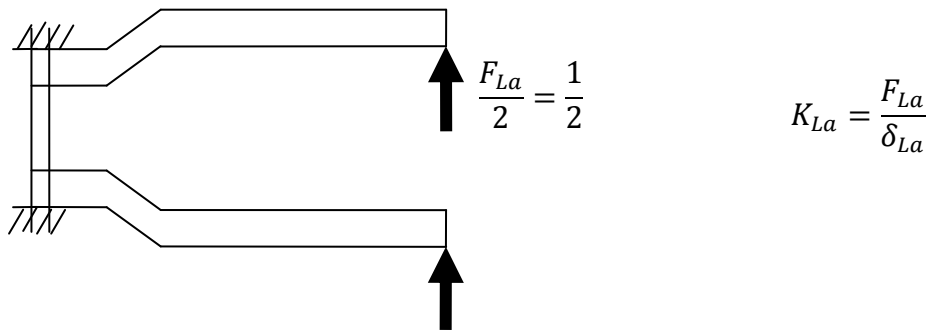


Figura 131. Giro a flexión del basculante final.

#### 9.4.2.4. Rigidez lateral

Para el cálculo de la rigidez lateral es necesario aplicar una fuerza en la dirección del eje de cabeceo de la moto para medir la deformación del basculante a aplicar dicha fuerza. Los empotramientos y los Rigid Links se mantienen igual que para hallar la rigidez lateral.

La fuerza aplicada es de  $F_{La} = 1 \text{ kN}$  repartida en los dos apoyos del eje de la rueda trasera.



Como se ha mencionado en el apartado 4.4., de normativa, se debe de cumplir que la rigidez lateral  $K_{La}$  sea como máximo de  $0,9 \text{ kN/mm}$ . Por ello, el desplazamiento lateral mínimo del punto de aplicación debe ser el siguiente:

$$K_{La} = \frac{F_{La}}{\delta_{La}} \quad \rightarrow \quad 0,9 \left[ \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right] = \frac{1}{\delta_{La \text{ mín}}}$$

$$\delta_{La \text{ mín}} = 1,11 \text{ mm}$$

El resultado de los desplazamientos en el basculante al aplicar la carga lateral es el que se muestra en la siguiente página, figura 132.

Como se puede ver, la zona que más se ha desplazado en la dirección de la fuerza es donde se aplica esta. Con una fuerza  $F_{La}$  de  $1 \text{ kN}$ , el desplazamiento absoluto causado es de  $\delta_{La} = 1,92369 \text{ mm}$ , por encima de  $1,11 \text{ mm}$  y por tanto, el basculante es lo suficientemente rígido lateralmente para que valga. La rigidez lateral del basculante es por tanto:

$$K_{La} = \frac{F_{La}}{\delta_{La}} = \frac{1}{1,92369} = 0,52 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

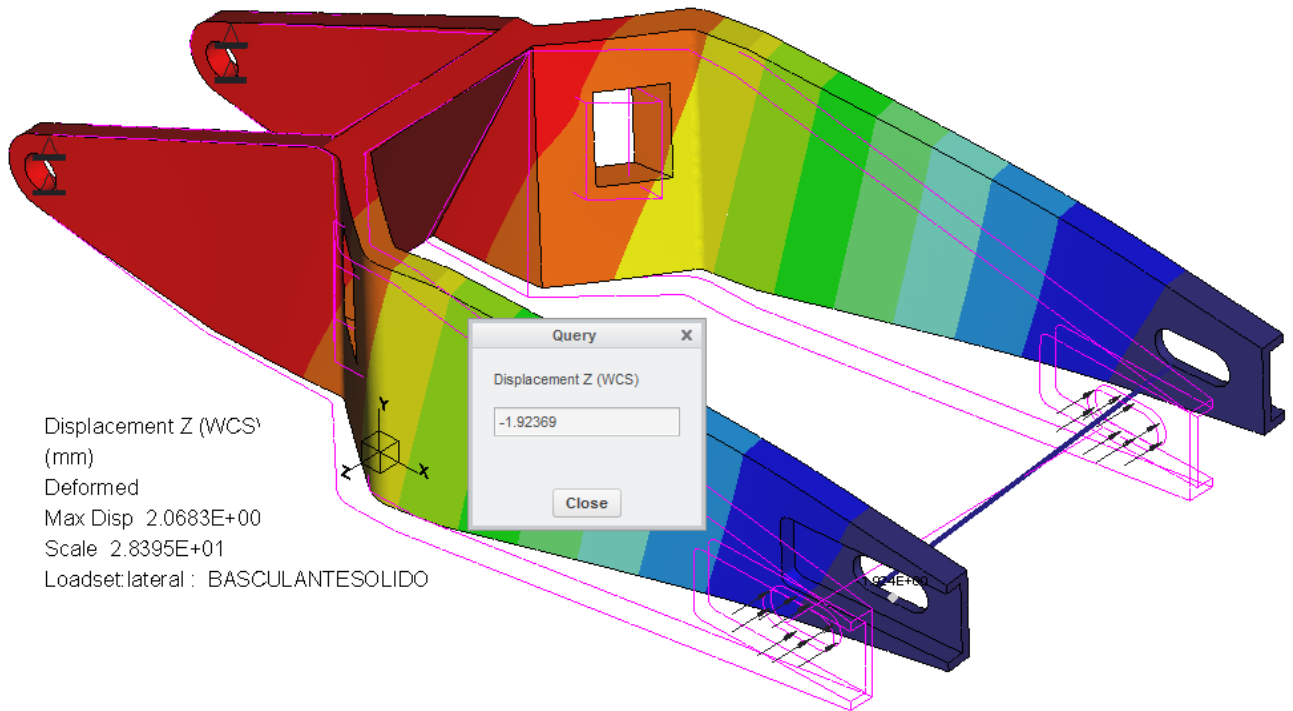


Figura 132. Desplazamiento lateral del basculante final.

Finalmente, las rigideces del basculante son las siguientes.

| R. Longitudinal $K_L$ | R. Torsional $K_T$              | R. Flexión $K_F$    | R. Lateral $K_{La}$  | Peso    |
|-----------------------|---------------------------------|---------------------|----------------------|---------|
| $51,6 \frac{kN}{mm}$  | $1,15 \frac{kN \cdot m}{\circ}$ | $0,8 \frac{kN}{mm}$ | $0,52 \frac{kN}{mm}$ | 5,26 kg |

Tabla 29. Resultados de rigideces para el basculante final.

Esta geometría, es tal que da unos valores de rigidez y de peso validos.

### 9.4.3. Estudio de las orejas

Para que tanto la bieleta como el muelle estén unidos al basculante, es necesario solapar (soldar) en él unos salientes u orejas de modo que mediante un perno se fijen las cabezas de articulación con ellas. Estas orejas son de aluminio 5083, ya que van soldadas al basculante, que es del mismo material. Este tiene las siguientes propiedades físicas y mecánicas.

$$\text{Aluminio 5083} \left\{ \begin{array}{l} \text{Densidad: } 2,7 \text{ g/cm}^3 \\ \text{Módulo de elasticidad: } 71000 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Soldabilidad TIG: muy buena} \\ \text{Límite de fatiga: } 280 \text{ MPa} \\ \text{Límite elástico 0,2\%: } 110 - 130 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

Como se ha visto en el anterior apartado, y más concretamente en el apartado 4.2., del documento de cálculos, se realizan unos vaciados a la zona central del basculante. Estos vaciados coinciden con los alojamientos para las orejas.

Para calcular las tensiones que estas soportan, se sueldan las dos al basculante y se realiza un análisis de resistencia por elementos finitos.

#### 9.4.3.1. Oreja final para la unión a la bieleta

Las orejas finales que unen la bieleta con el basculante son las mostradas en la siguiente figura.

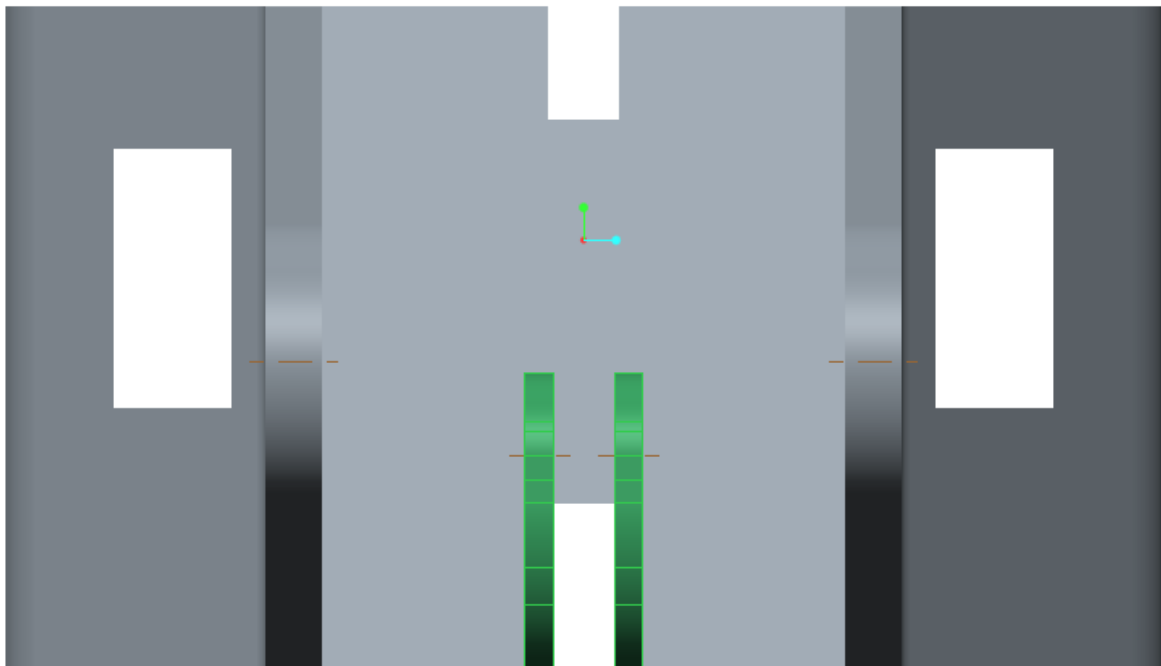


Figura 133. Orejas de unión a la bieleta.

Esta debe de tener una geometría tal que el eje de su agujero coincida con el punto definido en el estudio de la curva de rigidez, es decir, el punto P de la figura 126.

A continuación se muestra la geometría de la oreja. El diámetro interior está condicionado por el diámetro interior de la cabeza de articulación de la unidad resorte – amortiguador, 10,1 mm. Su espesor es de 6 mm, realizando un vaciado de 27 mm en el basculante.



Figura 134. CAD de las orejas de unión a la bieleta.

#### 9.4.3.2. Oreja final para la unión al muelle

Las orejas finales que unen la unidad resorte - amortiguador con el basculante son las mostradas en la siguiente figura.

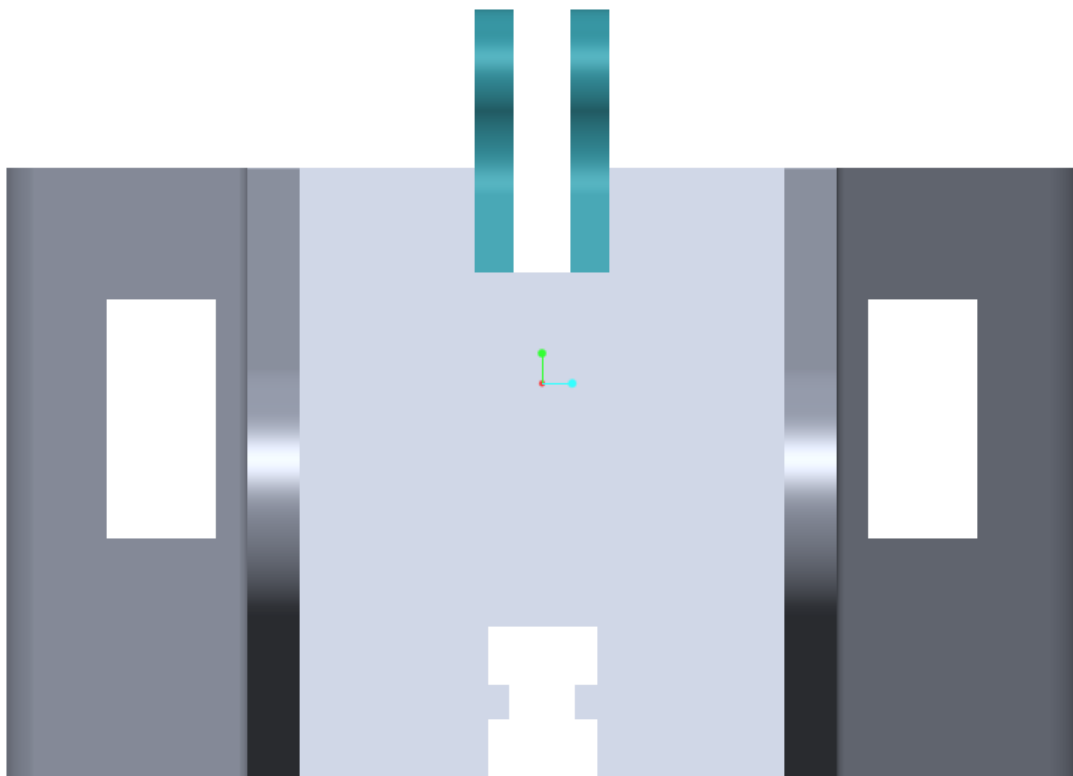


Figura 135. Orejas de unión al resorte - amortiguador



Esta debe de tener una geometría tal que el eje de su agujero coincida con el punto definido en el estudio de la curva de rigidez, es decir, el punto A de la figura 126.

A continuación se muestra la geometría de la oreja. El diámetro interior está condicionado al diámetro interior de la cabeza de articulación de la bieleta, 12 mm. Su espesor es de 9 mm, realizando un vaciado de 31 mm en el basculante.

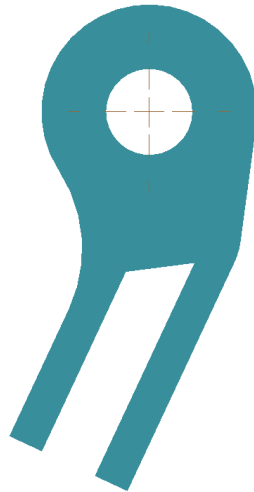


Figura 136. CAD de las orejas de unión al resorte - amortiguador.

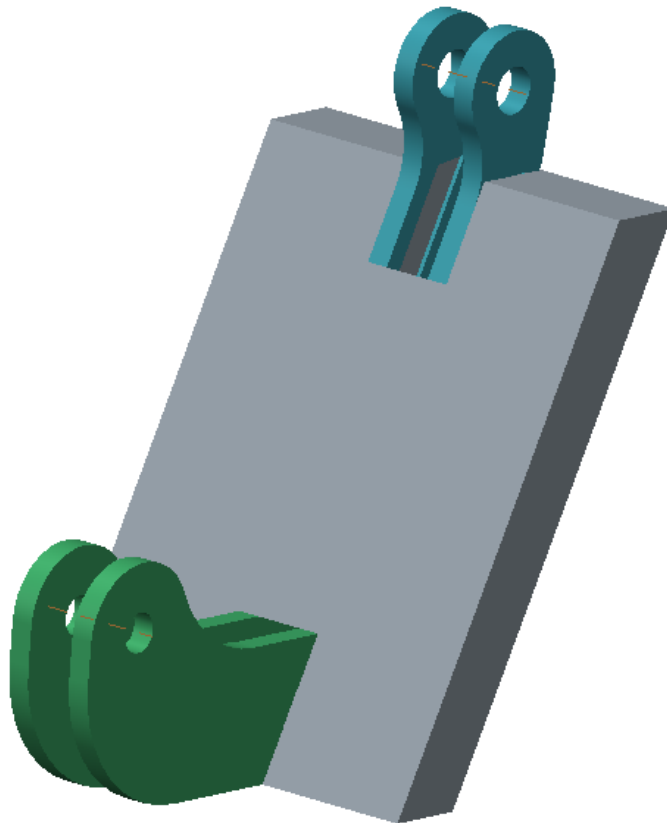


Figura 137. Orejas acopladas al basculante.

### 9.4.3.3. Resultado del análisis final

Finalmente, el basculante queda como se muestra en la figura siguiente. Al ser un estudio preliminar, no se conoce el diámetro del agujero de unión al chasis, ni la forma del mecanizado realizado en la unión a la rueda. Sin embargo, se han supuesto unas medidas cualesquiera para darle forma al resto del modelo.

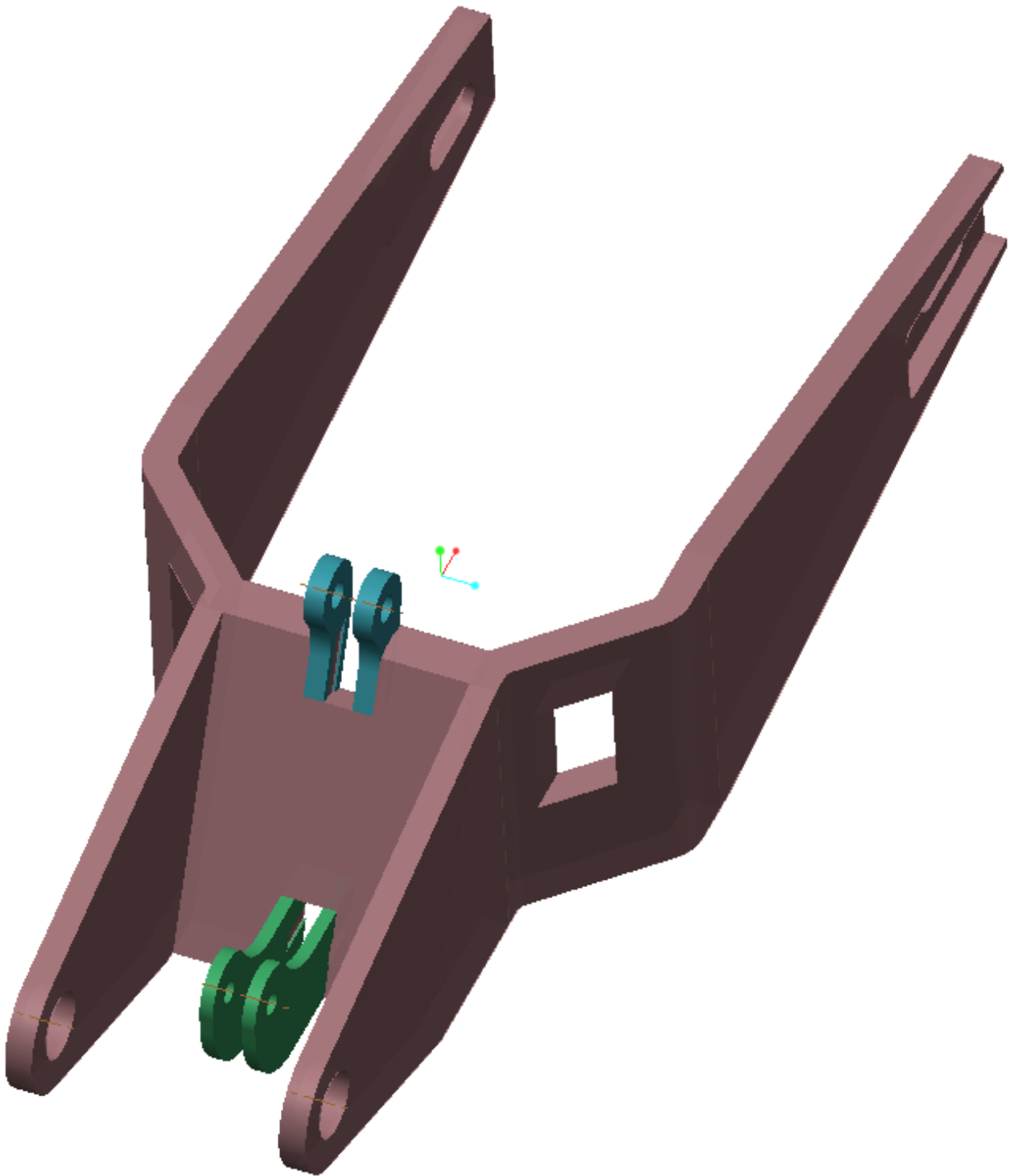


Figura 138. Basculante preliminar con las orejas.

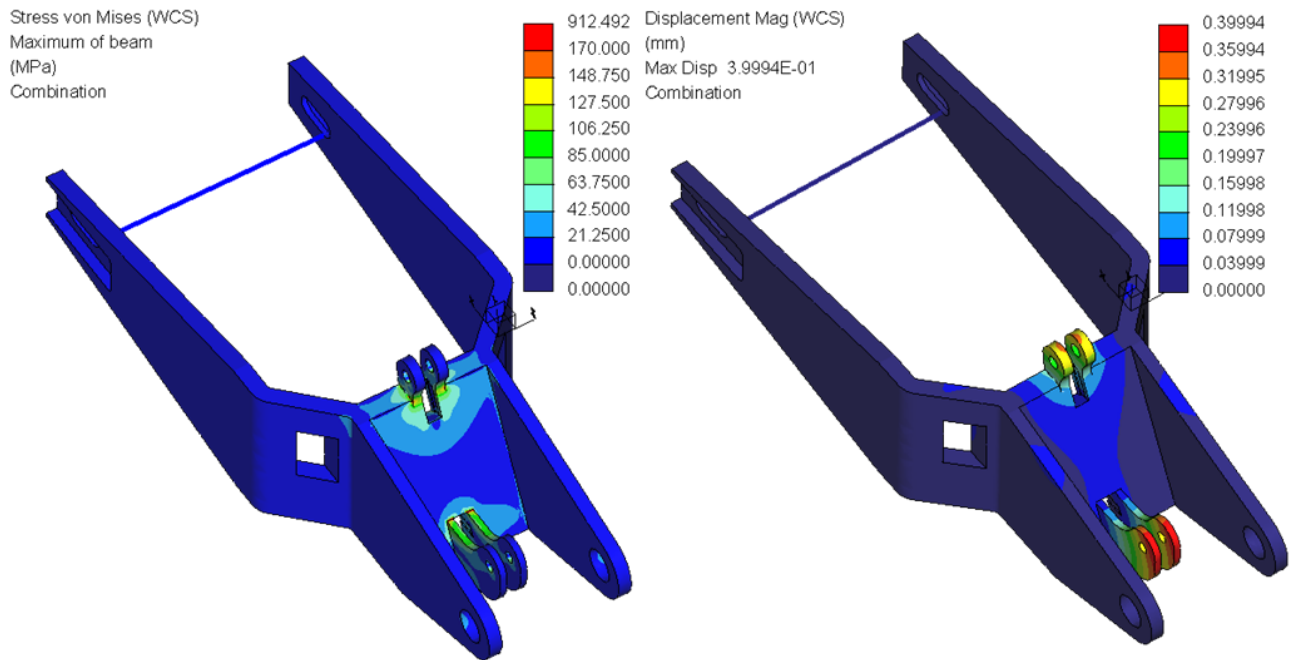


Figura 139. Tensiones y deformaciones en el basculante con orejas.

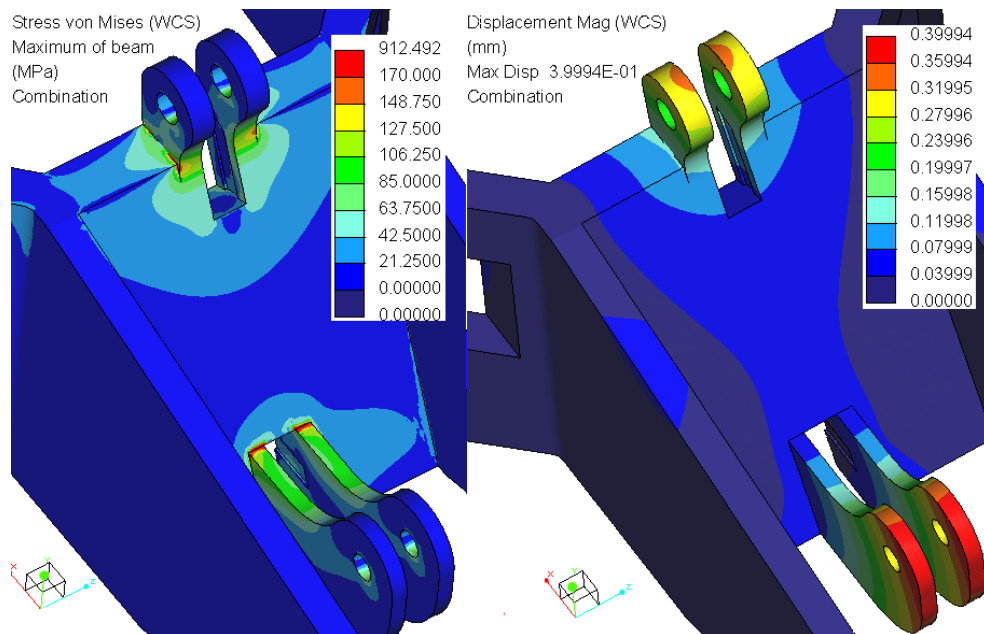


Figura 140. Tensiones de Von Mises y desplazamientos para el basculante con orejas.

Como se aprecia en la figura, las tensiones están por debajo del límite elástico, y también por debajo del de fatiga, exceptuando pequeños puntos como aristas vivas, las cuales en el proceso de fabricación van a estar cubiertas por soldadura, por lo que en la realidad no hay tensiones mayores a los límites, pudiendo estar algunas pequeñas zonas por encima del límite de fluencia que plastifican sin causar ningún problema. En cuanto a los desplazamientos, son todos menores de medio milímetro, lo cual tampoco causa una gran deformación.

#### 9.4.4. Uniones

Para terminar con el diseño, se van a estudiar las uniones con el basculante. Estas son: la unión con la bieleta, y la unión con el muelle. Como se ha especificado al inicio del trabajo, se realiza un diseño preliminar del basculante, lo que significa que hay partes del mismo que no se estudian. Estas partes son la unión con el chasis y la unión con la rueda, dejando estos dos estudios como líneas futuras.

##### 9.4.4.1. Dimensionamiento de la unión basculante - bieleta

El dimensionamiento de la unión se realiza de la misma manera que el procedimiento para la unión bieleta - triángulo de suspensión, y para el de el triángulo con el resorte - amortiguador, ya que se tienen los mismos elementos auxiliares.

Finalmente, la unión queda como se muestra en la siguiente figura, donde se puede observar que esta está compuesta por la cabeza de articulación de la bieleta, las orejas del basculante, un tornillo hexagonal haciendo de pasador, una tuerca y una arandela, todo ello para mantener bien sujeta la unión. No se colocan casquillos ya que la tuerca y la arandela van a apretar los 3 mm de hueco.

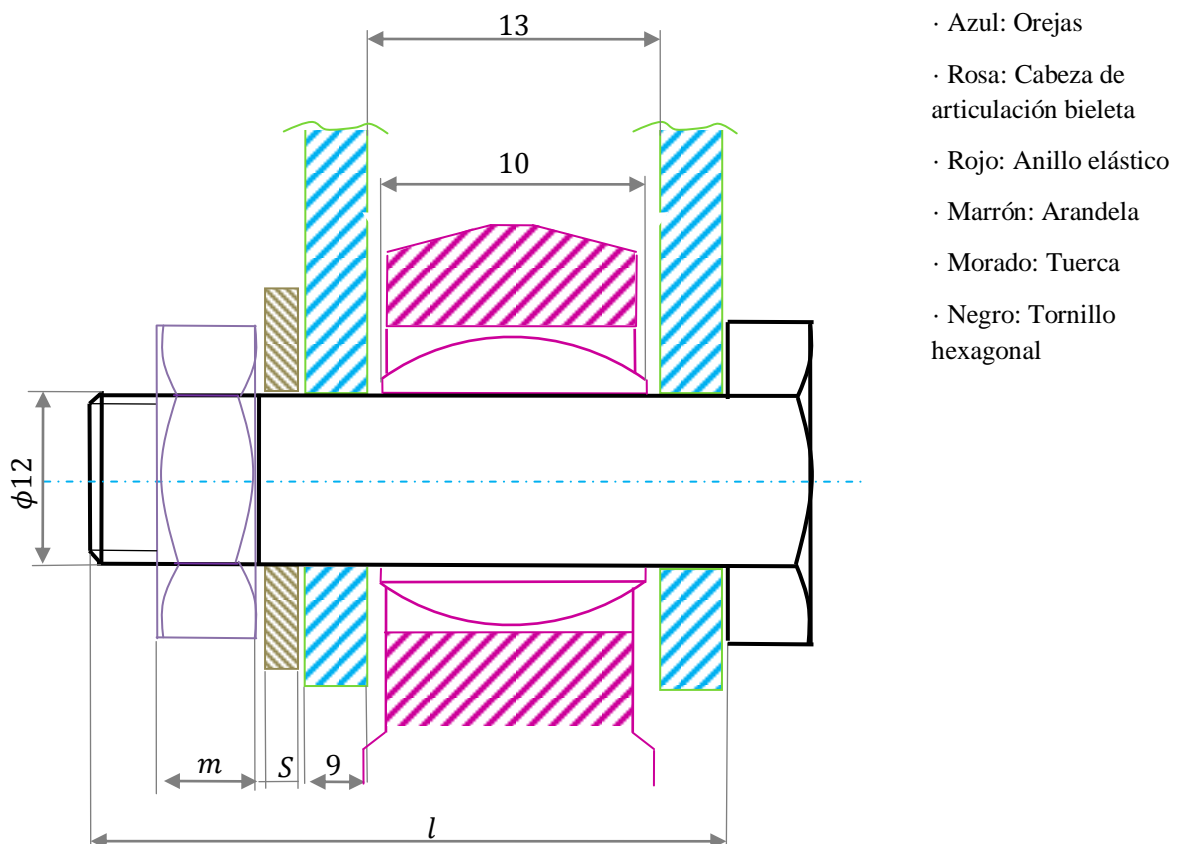
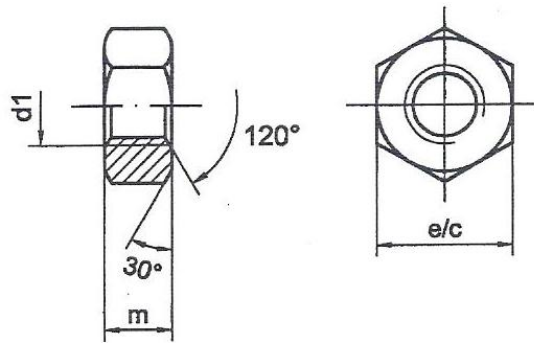


Figura 141. Unión Bieleta - Basculante.

Es necesario colocar al final del tornillo una tuerca para que la sujeción y apriete sea perfecto. Por ello se va a colocar una tuerca hexagonal según la norma DIN 934.

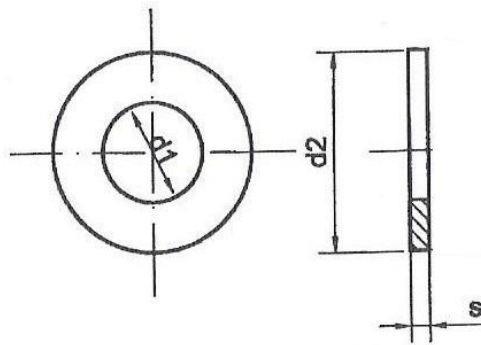


| Diámetro rosca $d_1$<br>(mm) | Distancia entre caras e / c | Anchura tuerca m |
|------------------------------|-----------------------------|------------------|
| M 12                         | 19                          | 10               |

Tabla 30. Tabla de selección de tuercas hexagonales.

$$\text{Tuerca hexagonal} \begin{cases} d_1 = M 12 \text{ mm} \\ m = 10 \text{ mm} \end{cases}$$

Para evitar el rozamiento entre la tuerca y las orejas y favorecer la sujeción, se coloca entre ellos una arandela. Esta es una arandela plana sin bisel pulida según norma DIN 125.



| Diámetro tornillo d | Diámetro interior arandela $d_1$ | Diámetro exterior arandela $d_2$ | Anchura S |
|---------------------|----------------------------------|----------------------------------|-----------|
| M 12                | 13                               | 24                               | 2,5       |

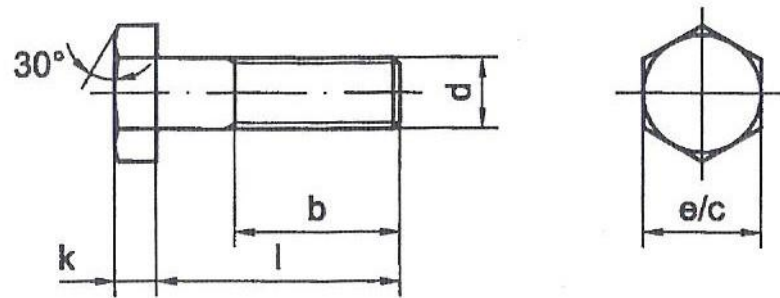
Tabla 31. Tabla de selección de arandelas.

$$\text{Arandela plana} \begin{cases} d_1 = 13 \text{ mm} \\ d_2 = 24 \text{ mm} \\ S = 2,5 \text{ mm} \end{cases}$$

Una vez que conocemos todos los espesores: orejas del basculante para la unión a la bieleta (9), cabeza de articulación de la bieleta (10 mm), arandela (2,5 mm) y tuerca (10 mm), se halla el valor total mínimo de longitud  $l$ .

$$l > 13 + 2 \cdot 9 + 2,5 + 10 = 43,5 \text{ mm}$$

El tornillo, es un tornillo hexagonal según DIN 931. Este es de acero de clase 8,8.



| Diámetro rosca d<br>(mm) | Distancia entre caras e / c | Distancia roscada b | Longitud l | Anchura cabeza k |
|--------------------------|-----------------------------|---------------------|------------|------------------|
| M 12                     | 19                          | 30                  | 63,5       | 7,5              |

Tabla 32. Tabla de selección de tornillos hexagonales.

Por tanto, el tornillo que hace de unión en la unión entre el basculante y la bieleta es el siguiente:

*Tornillo hexagonal M12 x 63,5 DIN 931 – mg 8.8*

La rosca de este tornillo se puede mecanizar hasta tener una longitud de rosca de 12 mm, lo justo para el espesor de la tuerca.

De esta manera, se tiene la unión bieleta - basculante completamente definida, quedando como se muestra en las figuras de la página siguiente.

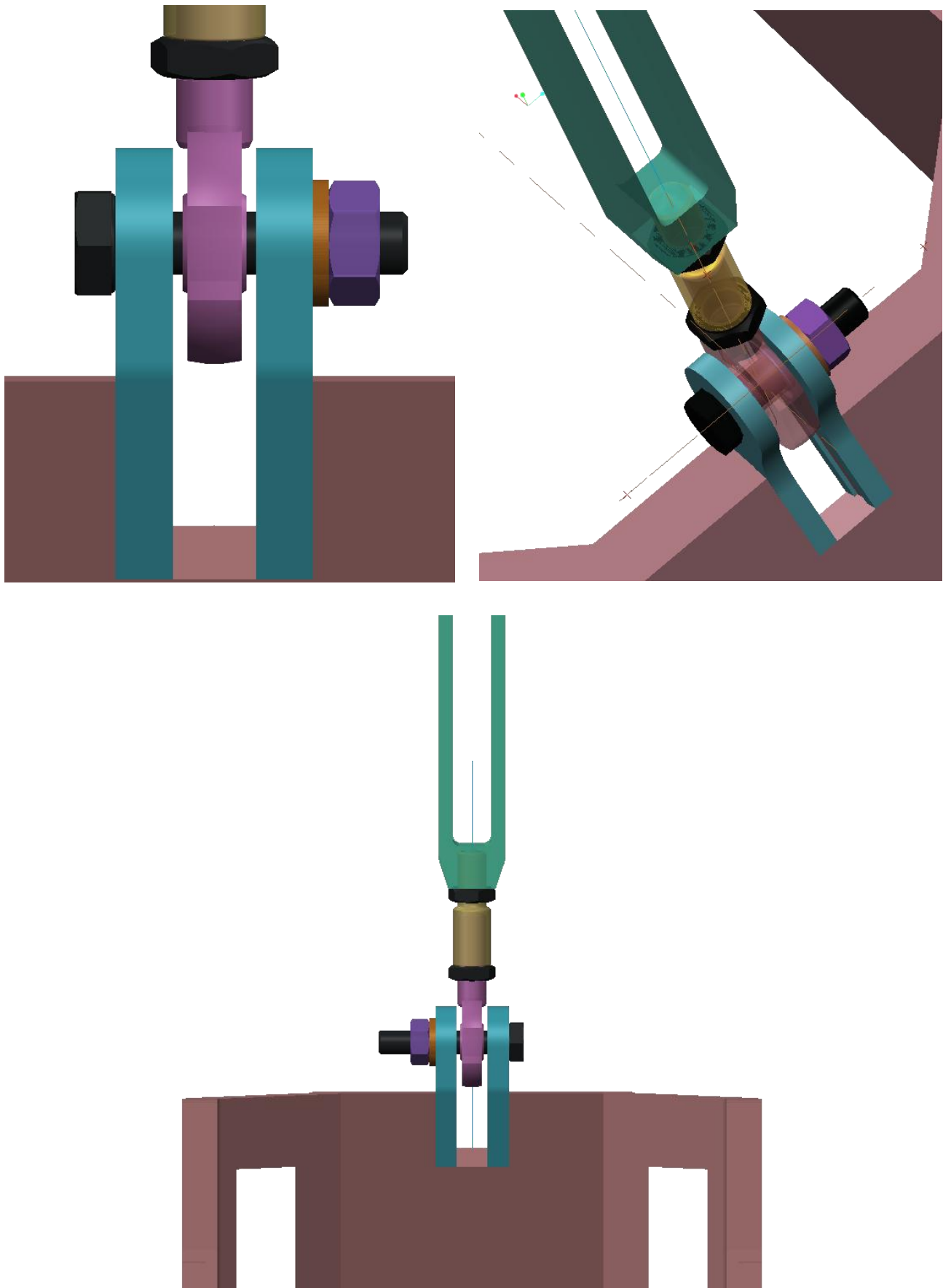


Figura 142. Unión basculante - bieleta.

#### 9.4.4.2. Dimensionamiento de la unión basculante - muelle

Como última unión queda la del resorte - amortiguador con el basculante. La unidad resorte - amortiguador lleva incorporado una cabeza de articulación, la cual tiene un diámetro interior de 10,1 mm.

La unión queda como se muestra en la siguiente figura, donde se puede observar que esta está compuesta por la cabeza de articulación del resorte - amortiguador, las orejas del basculante, un tornillo hexagonal haciendo de pasador, una tuerca, una arandela y dos casquillos, todo ello para mantener bien sujeta la unión. En este caso, al tener un hueco de 6 mm entre las orejas y la cabeza de articulación, es necesaria la colocación de casquillos para impedir el movimiento axial del muelle.

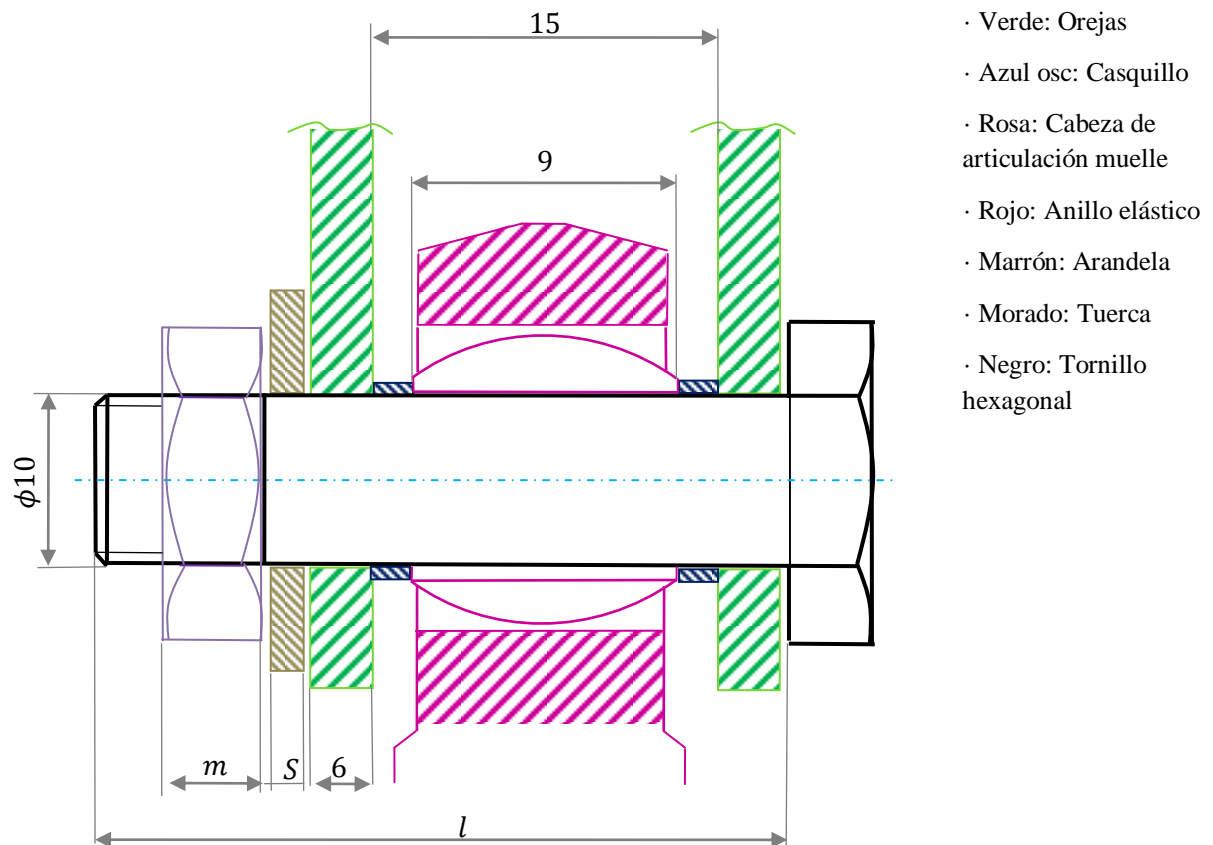
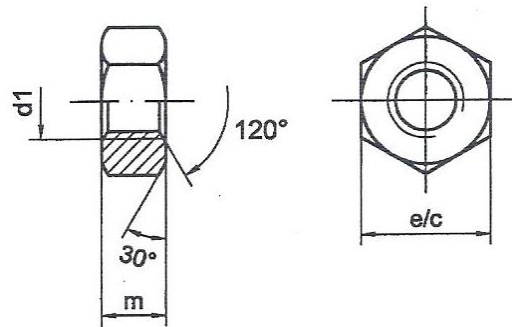


Figura 143. Unión Muelle - Basculante.



Es necesario colocar al final del tornillo una tuerca para que la sujeción y apriete sea perfecto. Por ello se va a colocar una tuerca hexagonal según la norma DIN 934.

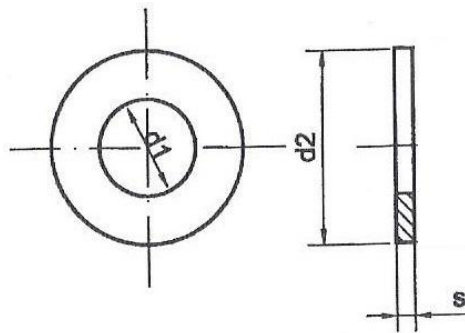


| Diámetro rosca $d_1$<br>(mm) | Distancia entre caras $e/c$ | Anchura tuerca $m$ |
|------------------------------|-----------------------------|--------------------|
| M 10                         | 17                          | 8                  |

Tabla 33. Tabla de selección de tuercas hexagonales.

$$\text{Tuerca hexagonal} \begin{cases} d_1 = M 10 \text{ mm} \\ m = 8 \text{ mm} \end{cases}$$

Para evitar el rozamiento entre la tuerca y las orejas y favorecer la sujeción, se coloca entre ellos una arandela. Esta es una arandela plana sin bisel pulida según norma DIN 125.

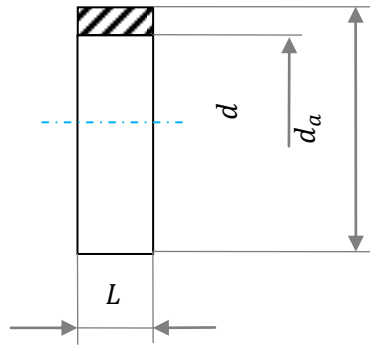


| Diámetro tornillo $d$ | Diámetro interior arandela $d_1$ | Diámetro exterior arandela $d_2$ | Anchura $S$ |
|-----------------------|----------------------------------|----------------------------------|-------------|
| M 10                  | 10,5                             | 21                               | 2           |

Tabla 34. Tabla de selección de arandelas.

$$\text{Arandela plana} \begin{cases} d_1 = 10,5 \text{ mm} \\ d_2 = 21 \text{ mm} \\ S = 2 \text{ mm} \end{cases}$$

Para evitar el rozamiento entre las orejas de unión al amortiguador y la cabeza de articulación del amortiguador, y para sujetar el anillo interior de la rótula, es necesaria la colocación de unos casquillos cilíndricos, a ambos lados. Estos serán de las siguientes medidas:



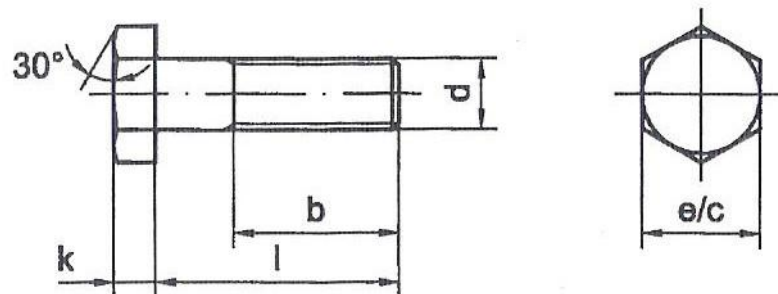
| Diámetro tornillo | Diámetro exterior $d_a$ | Diámetro interior $d$ | Anchura casquillo $L$ |
|-------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|
| M 10              | 12,5                    | 10                    | 3                     |

Tabla 35. Tabla de selección de casquillos.

Una vez que conocemos todos los espesores: orejas del basculante para la unión al muelle (6), cabeza de articulación del muelle (9 mm), arandela (2 mm), casquillos (2,5) y tuerca (8 mm), se halla el valor total mínimo de longitud  $l$ .

$$l > 15 + 2 \cdot 6 + 2 + 8 = 37 \text{ mm}$$

El tornillo, es un tornillo hexagonal según DIN 931. Este es de acero de clase 8,8.



| Diámetro rosca $d$<br>(mm) | Distancia entre caras $e/c$ | Distancia roscada $b$ | Longitud $l$ | Anchura cabeza $k$ |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------|--------------|--------------------|
| M 10                       | 17                          | 26                    | 55           | 6,4                |

Tabla 36. Tabla de selección de tornillos hexagonales.

Por tanto, el tornillo que hace de unión en la unión entre el amortiguador y el basculante es el siguiente:

*Tornillo hexagonal M10 x 55 DIN 931 – mg 8.8*

La rosca de este tornillo se puede mecanizar hasta tener una longitud de rosca de 10 mm, lo justo para el espesor de la tuerca.

De esta manera, se tiene la unión basculante - amortiguador completamente definida, quedando como se muestra en las figuras siguientes.

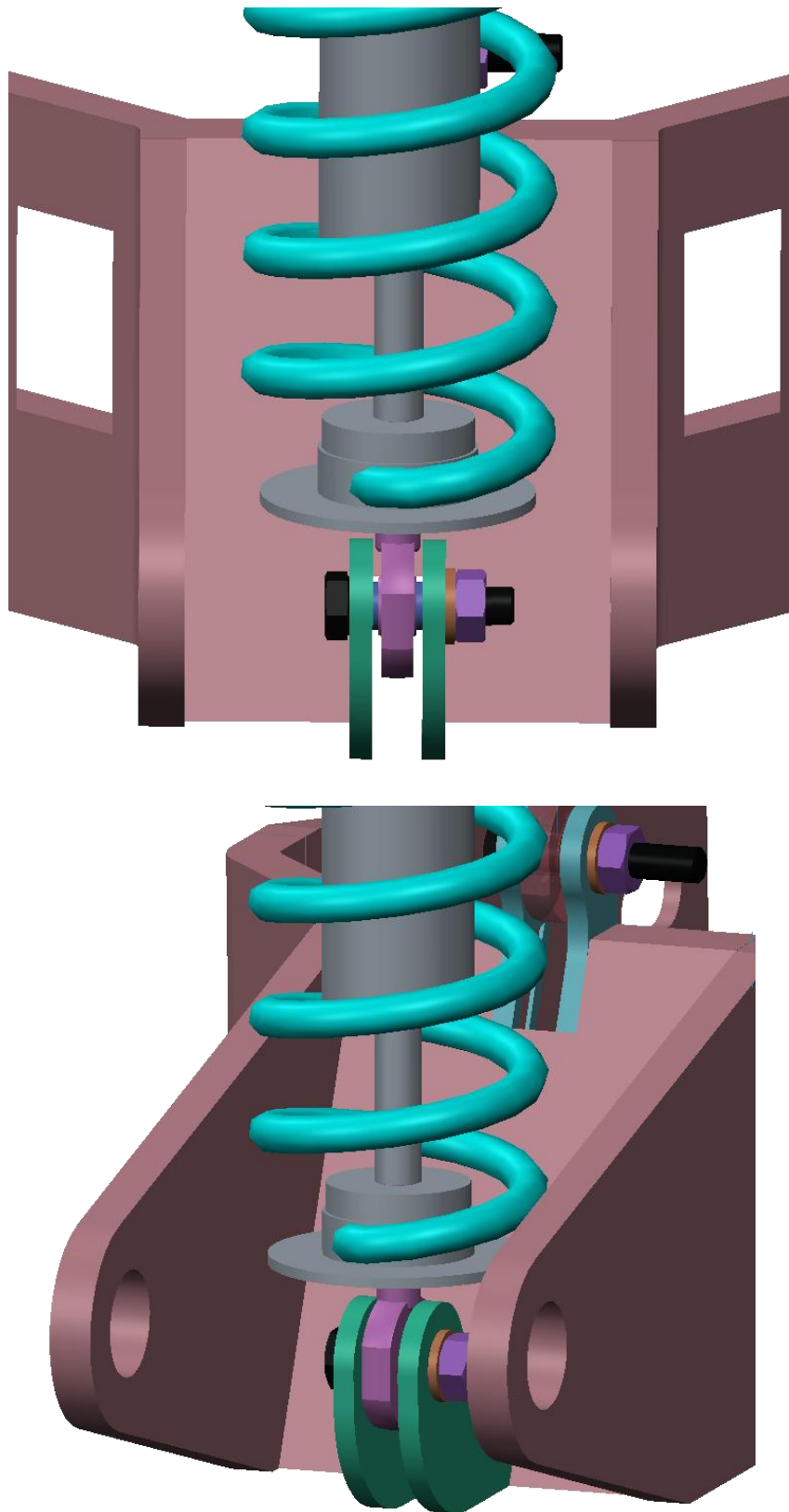


Figura 144. Unión basculante - resorte amortiguador.

## 10. PROCESO DE FABRICACIÓN

Una vez que se ha diseñado todo el sistema de suspensión junto con el basculante, se procede a comentar el posible modo de fabricación de los componentes. Antes de ello, se van a definir los sistemas de fabricación que tienen lugar para la fabricación de los mismos.

### 10.1. Procesos de fabricación

#### 10.1.1. Soldadura por arco TIG

Los procesos de soldadura por arco en atmosfera inerte se basan en aislar el arco y el metal fundido del aire ambiente para evitar la formación de óxidos, nitruros e hidruros, a pesar de la acción protectora de los revestimientos.

Con este fin se emplean los gases nobles de helio y argón, generalmente mezclados para aprovechar mejor sus características complementarias: densidad, energía de ionización, conductividad térmica, etc.

En la soldadura con electrodo no consumible TIG (Tungsten Inert Gas), el arco se hace saltar en una atmosfera inerte, entre las piezas a soldar y un electrodo refractario (no consumible) de tungsteno. El metal de aportación lo suministra una varilla de soldar sin recubrimiento y de composición similar a las de las piezas a unir. La misión del electrodo de tungsteno es únicamente la de mantener el arco sin aportar material al cordón de soldadura

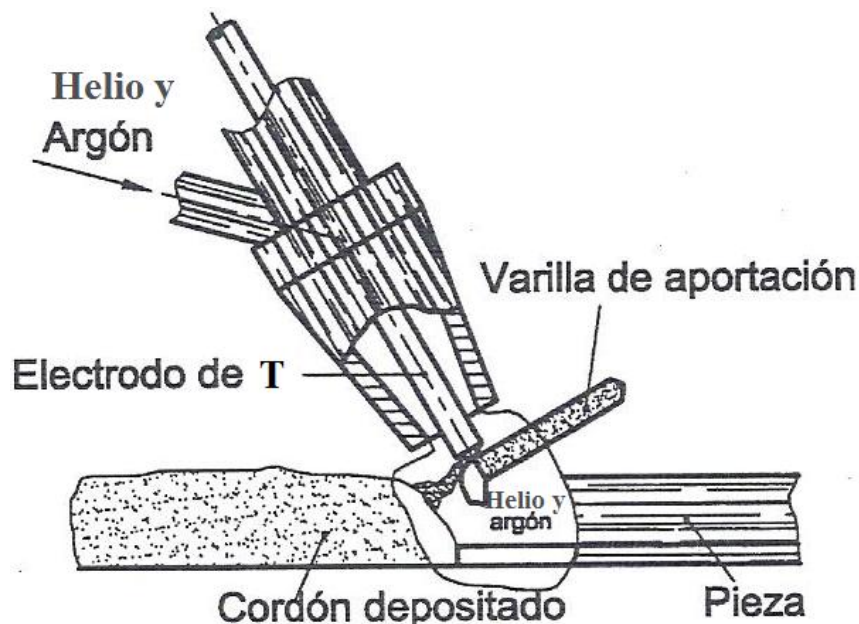


Figura 145. Proceso de soldadura TIG.

Sus principales ventajas respecto a otras soldaduras son:

- Obtención de cordones más resistentes, más dúctiles y menos sensibles a la corrosión que en resto de procedimientos, ya que el gas protector impide el contacto entre el oxígeno de la atmosfera y el baño de fusión.
- Permite obtener soldaduras limpias y uniformes debido a la escases de humos y proyecciones.
- La movilidad del gas que rodea al arco transparente permite al soldador ver claramente lo que está haciendo en todo momento, repercutiendo favorablemente en la calidad de la soldadura.
- Buen acabado superficial del cordón con menores deformaciones en las inmediaciones.

Un inconveniente es la necesidad de proporcionar un flujo de gas continuamente, con la subsiguiente instalación de tuberías, bombonas, etc. y el encarecimiento que supone. Además, se necesita mano de obra altamente cualificada.

### 10.1.2. Procesos de Mecanizado

El mecanizado es un proceso en el cual se produce arranque de material por medio de una herramienta con forma de cuña y filo recto, aprovechando el movimiento combinado de esta y la pieza a través de los métodos de generación proporcionados por las máquinas herramientas. En este proceso una capa fina de material es eliminada (separada) de la pieza en forma de viruta.

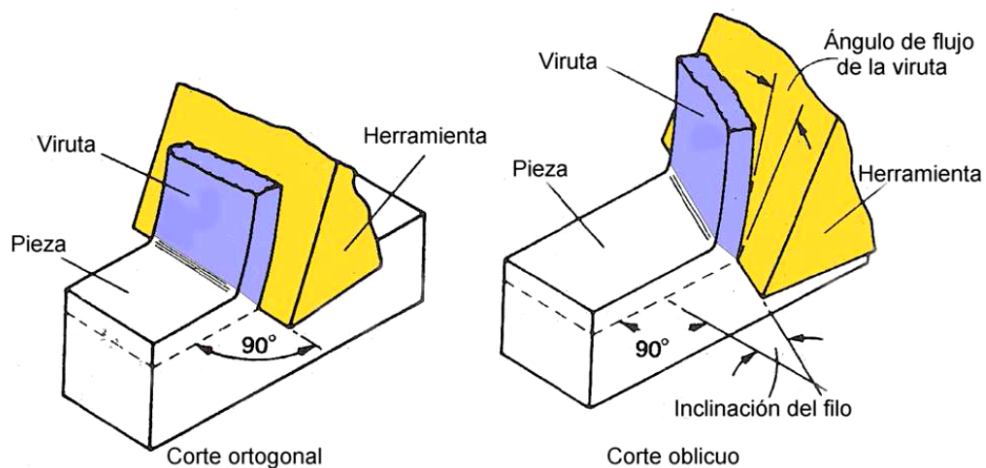


Figura 146. Arranque de material.

Estos procesos se basan en eliminar material de piezas que generalmente se han fabricado con otros procesos.

Los procesos de mecanizado más comunes son:

- Procesos con herramienta de filos cortantes: Torneado, Fresado, Taladrado, Limado, Mandrinado, Brochado, etc.;
- Procesos abrasivos: Rectificado, Pulido, Bruñido, etc.;
- Métodos no convencionales: Electroerosión, Corte por agua, Corte por laser, etc.

Dentro de los distintos tipos de mecanizado, los que se van a emplear en este proyecto son los siguientes: torneado, taladrado, fresado, corte por laser y corte por chorro.

#### 10.1.2.1. Torneado

El torno es una de las máquinas más versátiles que se utilizan en la fabricación de piezas permitiéndonos mecanizar todo tipo de piezas de revolución. En el torneado se combinan dos tipos de movimientos, el principal (o de corte) y el de avance.

- El movimiento principal o de corte viene dado por el giro de la pieza que está amarrada al cabezal giratorio de la máquina.
- El movimiento de avance consiste en la traslación de la herramienta a lo largo del eje de giro de la pieza y el eje perpendicular a él.

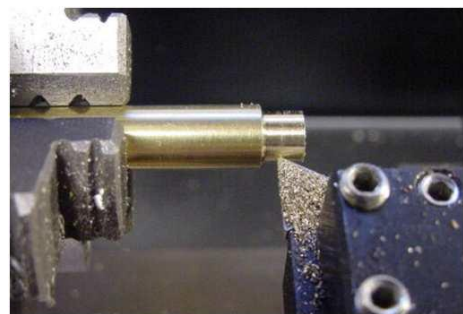
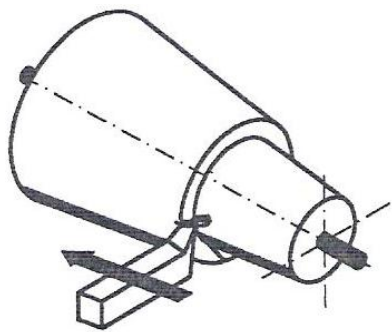


Figura 147. Proceso de torneado.

Para efectuar el torneado, los tornos disponen de accesorios adecuados para fijar las piezas en la máquina (mordaza y contrapunto) y de las herramientas adecuadas que permiten realizar todas las operaciones de torneado que cada pieza requiera.

Sus principales ventajas son las siguientes:

- Alta precisión y buen acabado superficial;
- Proceso versátil que se puede aplicar a cualquier tamaño de lote;
- Se puede utilizar con diferentes materiales (limitación de dureza).

La técnica de medición y verificación en la mecanización de piezas torneadas depende de la etapa de mecanizado (desbaste, acabado) como el grado de exactitud que se exija a la pieza o medida en cuestión.

Para precisiones pequeñas de decimas de milímetro empleamos el calibre o pie de rey tanto para medir diámetros exteriores o interiores como para profundidades.

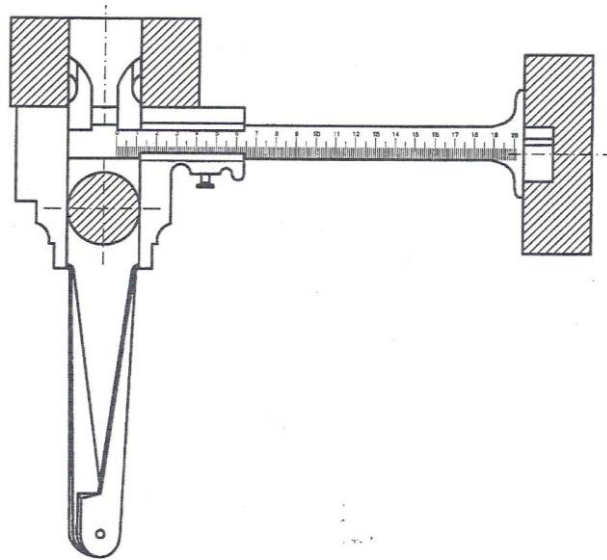


Figura 148. Calibre o Pie de Rey.

#### 10.1.2.2. Taladrado

El taladrado es un proceso orientado a la consecución de agujeros cilíndricos. Consiste en una herramienta (broca), con un número determinado de filos de corte, que gira a una determinada velocidad (movimiento principal o de corte) y se mueve linealmente con respecto a la pieza a mecanizar en la dirección paralela a la del eje de rotación de la herramienta (movimiento de avance).

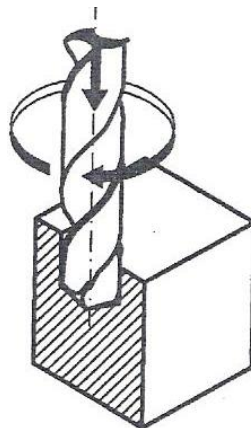


Figura 149. Proceso de taladrado.

Sus principales ventajas son:

- Se trata de una operación rápida, y por tanto, de gran productividad.
- Presenta una buena precisión y acabado superficial si se compara con forja o fundición. Sin embargo para determinadas aplicaciones no se consigue la precisión dimensional y superficial requerida, lo cual hace necesario un torneado o mandrinado posterior.
- Se puede utilizar para una amplia gama de materiales, limitación en muy duros o de baja maquinabilidad.

Al igual que para el torneado, el instrumento de medida que se emplea en la comprobación de los agujeros taladrados es principalmente el calibre o pie de rey.

### 10.1.2.3. Fresado

Se trata de un proceso de mecanizado para piezas de geometría diversa (piezas prismáticas, complejas, superficies inclinadas, etc. En este caso, una herramienta con un número definido de filos de corte gira a una determinada velocidad (movimiento principal o de corte) y se mueve linealmente con respecto a la pieza a mecanizar (movimiento de avance).

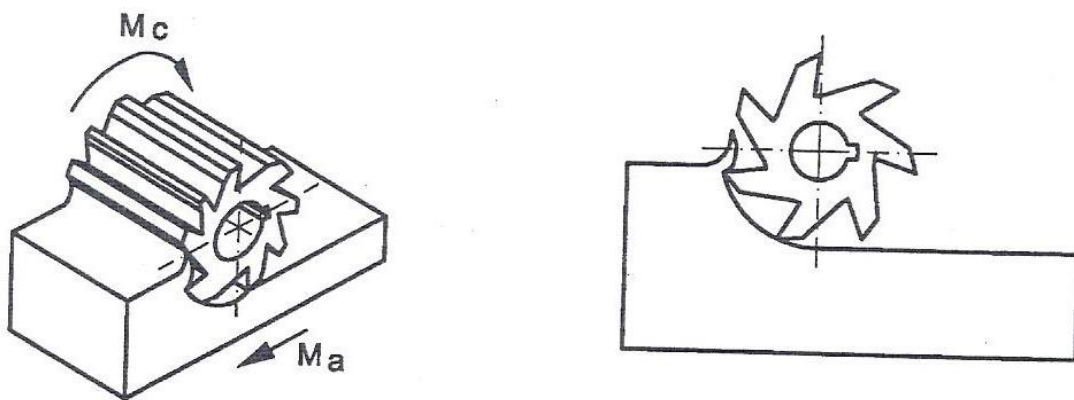


Figura 150. Proceso de fresado.

Sus principales ventajas son las siguientes:

- Es un proceso valido para general cualquier tipo de geometría;
- Se puede obtener una buena precisión y acabado superficial;
- Alta flexibilidad. Es un proceso valido para piezas unitarias como largas series;
- Se puede utilizar para una gran cantidad de materiales.

En general, el proceso de fresado se utiliza para piezas que no tengan ningún tipo de simetría de revolución



#### 10.1.2.4. Corte por laser

El mecanizado por laser es un proceso de mecanizado de índole térmica que no general viruta, en el que la eliminación de material se provoca por la fusión y vaporización del mismo al concentrar elevadas temperaturas, mediante un haz de laser, en zonas localizadas que se desean tratar.



Figura 151. Proceso de corte por laser.

Sus principales ventajas son las siguientes:

- Presenta una mejor precisión y acabado superficial (rugosidad) que los procesos de mecanizado convencionales.
- Se pueden obtener determinadas formas complejas no obtenibles por procesos convencionales;
- Se pueden mecanizar cualquier tipo de material, incluso materiales muy duros;
- Es rápido y productivo.

### 10.1.2.5. Corte por chorro de agua

El corte por chorro de agua (WJM) se trata de un proceso que se utiliza para el corte de diversos materiales, mayormente dúctiles no metálicos, utilizando un chorro de agua a alta presión y a una alta velocidad que hacen que se comporte como un sólido rígido.



Figura 152. Proceso de corte por agua.

Las principales ventajas de este proceso son las siguientes:

- Al tratarse de un arranque de material de carácter puramente mecánico, no se producen alteraciones térmicas ni químicas en la pieza;
- Se trata de un proceso ecológico y no tóxico.
- Permite cortar espesores mayores que el láser.

Además del corte por chorro común, existe el corte por chorro abrasivo, el cual utiliza partículas abrasivas junto con el agua para que sean las partículas y no el agua el que erosiona el material.

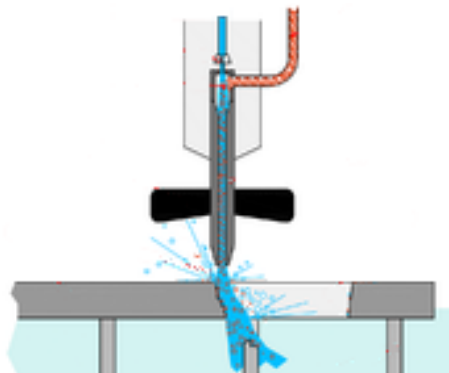


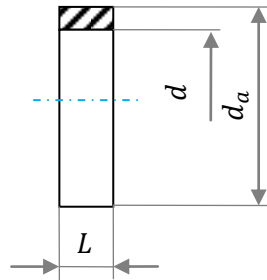
Figura 153. Esquema Corte por chorro abrasivo.

## 10.2. Fabricación de los componentes

A continuación se pasa a mencionar el posible proceso de fabricación de los componentes.

### 10.2.1. Casquillos

Lo primero que se puede fabricar son los casquillos necesarios para el conjunto. Estos son los siguientes:



| Diámetro exterior $d_a$ | Diámetro interior $d$ | Anchura casquillo $L$ | Cantidad |
|-------------------------|-----------------------|-----------------------|----------|
| 12,5                    | 10                    | 2                     | 2        |
| 12,5                    | 10                    | 11,5                  | 2        |
| 12,5                    | 10                    | 3                     | 2        |

Tabla 37. Tabla de selección de tornillos hexagonales.

Los casquillos se hacen partiendo de un tubo macizo de acero. En primer lugar se corta con una sierra el trozo necesario para trabajar a posteriori con el torno. Hay que tener en cuenta que este debe ser más grande que lo que se desee tornearse puesto que hay que agarrar bien la pieza a las mordazas.

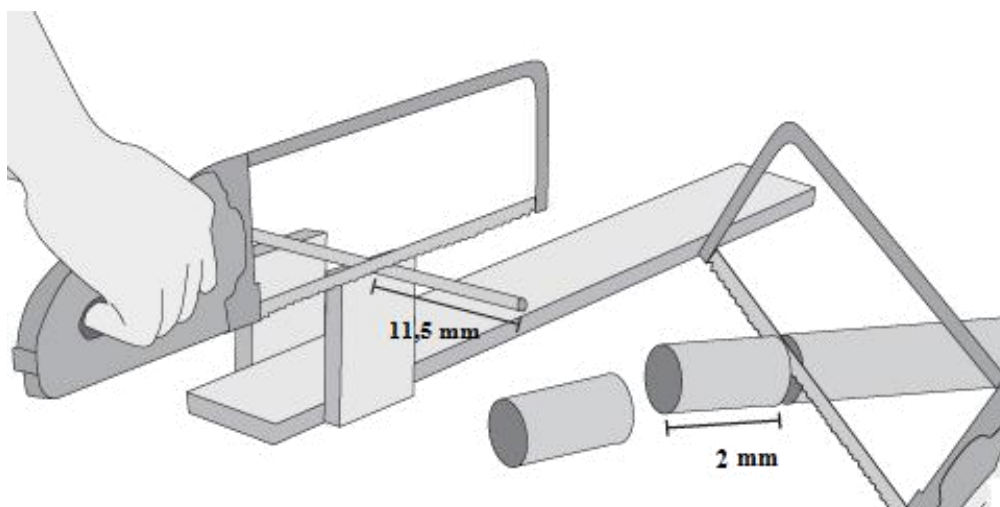


Figura 154. Corte de los casquillos.

Una vez cortado el trozo de tubo necesario, se procede a torneado y taladrar el tubo hasta el espesor necesario. Para empezar a torneado lo primero que se hace es hacerle un agujero con el punto para poder fijar el contrapunto y trabajar con mayor precisión. Para reducir el diámetro exterior se dan pasadas con una velocidad de corte de 30 m/min y pasadas de 0,5 mm cada vez hasta acercarnos al diámetro deseado, es decir, hacer la operación de desbaste, y cuando ya se esté cerca de dicho diámetro se hace la operación de acabado con una pasada de 0,2 mm.

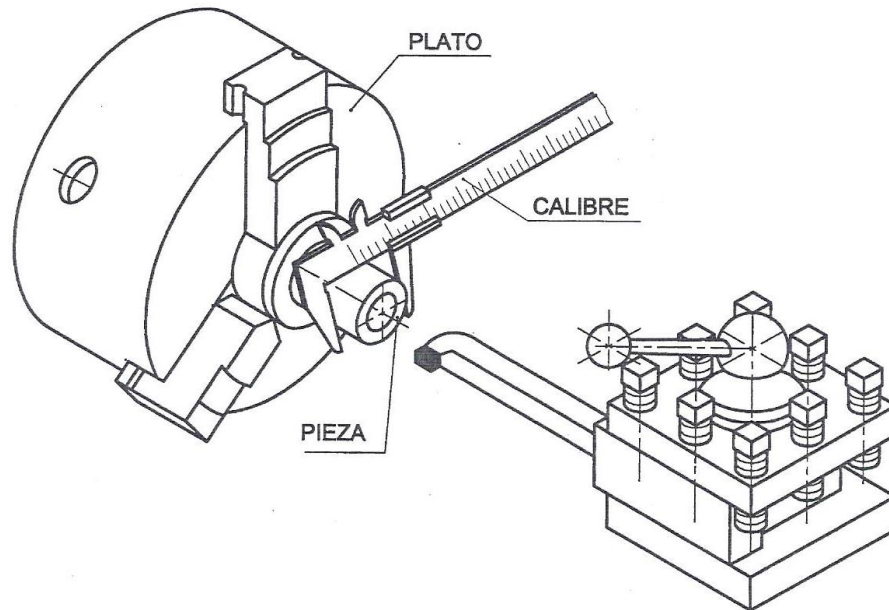


Figura 155. Torneado de un casquillo.

Una vez acabado esto se hacen los agujeros, primero un taladrado de la mitad del diámetro interior y luego un torneado para darle el acabado final y el diámetro requerido.

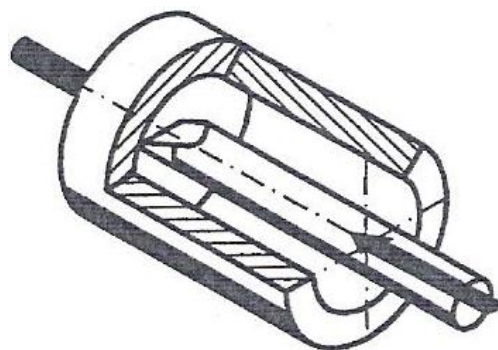


Figura 156. Torneado interior. Previo taladrado.

Una vez obtenidos los diámetros interiores y exteriores deseados, se corta con un cierto margen en la sierra el cacho de tubo correspondiente al casquillo y se lija hasta la distancia deseada.

### 10.2.2. Triángulo de suspensión

El triángulo de suspensión se mecaniza primero mediante un corte por chorro de agua. Se parte de una pieza gruesa de aluminio y se va cortando hasta obtener la forma del triángulo. Los agujeros donde van incorporados el rodamiento y las rótulas, se realizan con un diámetro menor al que deben de tener.

Mediante la fresadora, se realizan los diámetros finales de los agujeros. Con una fresa de disco, se realizan las ranuras para los anillos de sellado. Este tipo de fresas disponen de plaquitas con varios filos con perfiles que se adaptan a casi todos los tipos de ranuras pequeñas. Se debe de utilizar la fresadora ya que el triángulo es una pieza incapaz de girar por lo que es imposible mecanizarlos con torno.

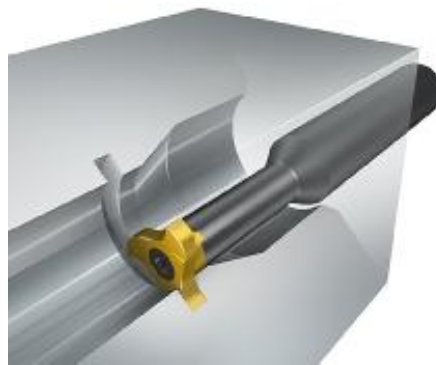


Figura 157. Ejemplo de mecanizado de las ranuras.

Mediante el uso de una lima se realizan los chaflanes y los radios de acuerdo.

El triángulo junto con las rótulas, el rodamiento y los anillos queda de la siguiente manera.

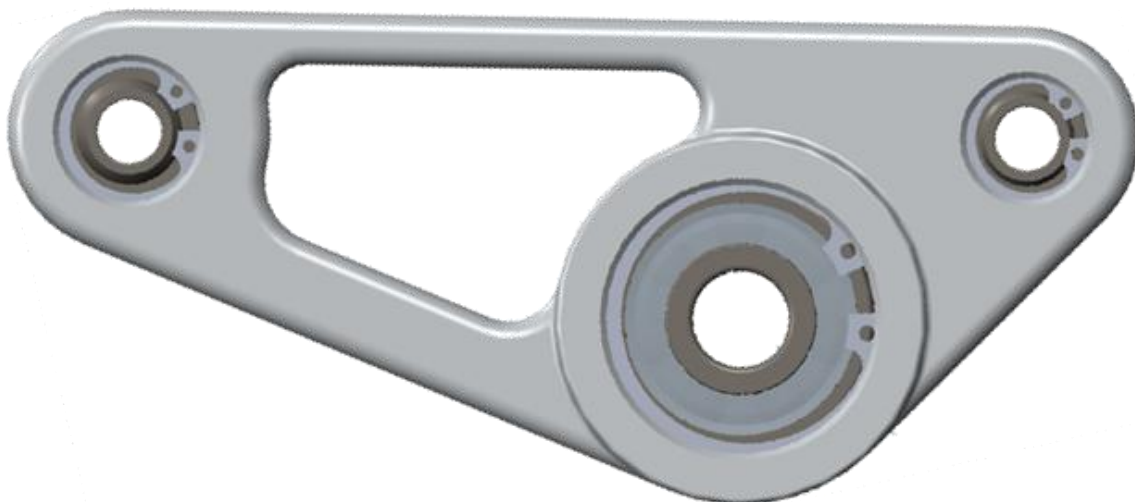


Figura 158. Triángulo de suspensión.

### 10.2.3. Tensor

Para la fabricación del tensor, se parte de un tubo macizo de acero de 20 mm de diámetro. Se corta en la sierra a la distancia de 100 mm, ya que el tensor mide 48 mm y se necesita que sobre un trozo para el amarre y para poder cortar bien con la sierra después de las operaciones.

Una vez cortado, se tornea la pieza hasta dejarla con 17 mm de diámetro. Los parámetros de torneado son 30 m/mín de velocidad de corte y pasadas de 0,5 mm para el desbastado y misma velocidad de corte con pasada de 0,2 mm para el acabado. Después, con los mismos parámetros de torneado anteriores, se tornea la parte fina de la pieza, es decir, la zona de la rosca macho en contacto con la horquilla, hasta 12 mm.

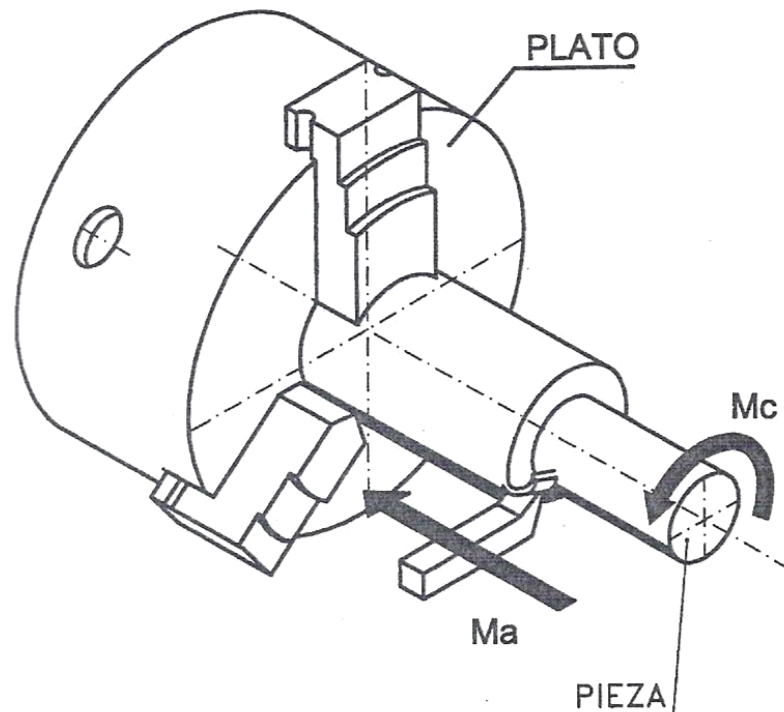


Figura 159. Torneado del tensor.

En la parte gruesa se hace un taladrado de 6 mm, con una profundidad de 24,1 mm, y a continuación un taladrado de 10,2 mm ya que para métrica M12 x 1,75 esta normalizado una broca de esa medida.

El siguiente paso es mecanizar la rosca macho de métrica M12 x 1,75. La rosca se realiza con una terraja de dicha métrica. Tanto para hacer esta rosca como para la siguiente, habrá que lubricar la pieza para que no se embote la terraja o los machos de roscar.



Figura 160. Terraaja de métrica M12 x 1,75.

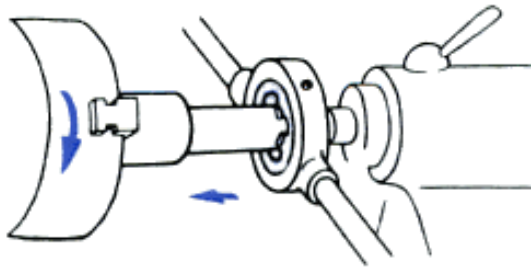


Figura 161. Roscado exterior con terraaja.

Para hacer la rosca hembra a izquierdas de métrica M12 x 1,75 se pasan sucesivamente tres machos de dicha métrica.



Figura 162. Macho métrica M12 x 1,75.

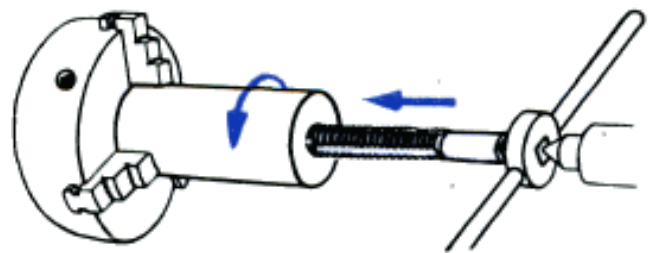


Figura 163. Roscado interior con macho.

Para finalizar, se corta la pieza en la sierra a una distancia de unos 50 mm, para después limar hasta los 48 mm que mide el tensor. Con la lima se pueden realizar también los radios de acuerdo y chaflanes que se deseen.

El tensor queda como se muestra en la figura siguiente.

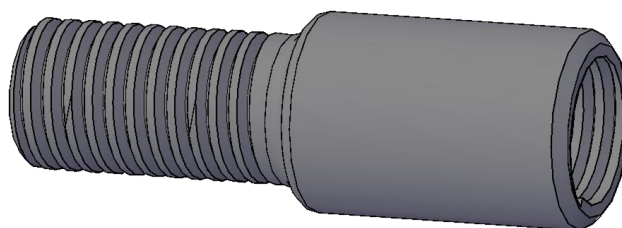


Figura 164. Ejemplo de cómo quedaría el tensor.

#### 10.2.4. Horquilla

La forma general (perfil) de la horquilla, se realiza mediante un corte por chorro de agua. Además, el chorro realiza también los agujeros de la unión al triángulo. Mediante un fresado circular se amplía el agujero hasta los 10 mm deseados.

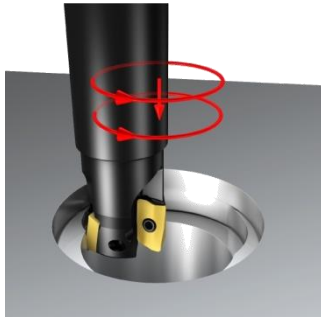


Figura 165. Fresado circular.

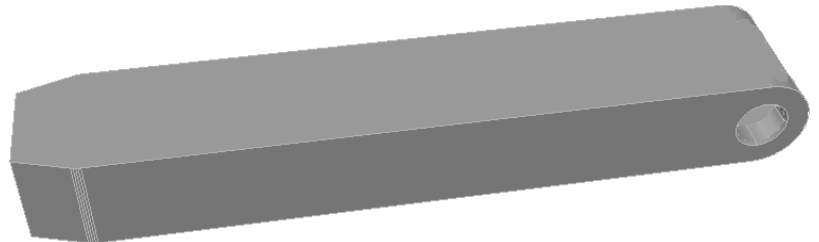


Figura 166. Corte por chorro para la horquilla.

Las orejas de la horquilla se realizan con la fresadora. Para esto se pone la pieza en la máquina, con las líneas del límite hasta donde hay que cortar muy claras. Se comienza a dar pasadas de 0,5 mm hacia abajo. Cuando ya se haya llegado hasta la profundidad requerida, se comienza a dar pasadas de 0,2 mm hacia los lados hasta llegar al espesor requerido.

Una vez que están mecanizadas las orejas, se realiza la rosca hembra. Esta es de métrica M12 x 1,75. El proceso es el mismo que para el tensor. Primero, se taladra el agujero hasta los 6 mm, con una profundidad de 17,1 mm, segundo, un taladrado de 10,2 mm y por último, se pasan los tres machos de métrica 12.

Una vez acabadas estas operaciones se liman las aristas vivas que queden y se da la pieza por acabada, quedando como se muestra en la siguiente figura.

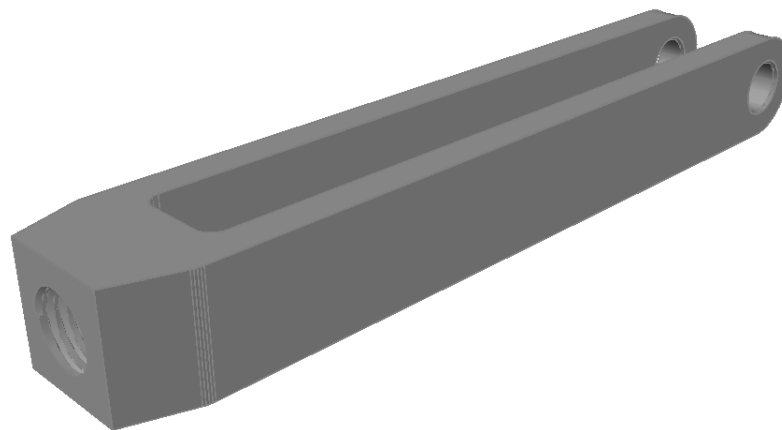


Figura 167. Ejemplo de cómo quedaría la horquilla.



### 10.2.5. Basculante

El basculante de este proyecto es un diseño preliminar, por lo que hay zonas de él que no se han diseñado. Sin embargo, se van a comentar como podrían mecanizarse.

Para comenzar con el basculante, se cortan las piezas que lo forman, mediante el proceso de mecanizado por corte por chorro de agua. Se parte de trozos de aluminio a los que se les va dando forma, mediante cortes, fresados y taladrados.

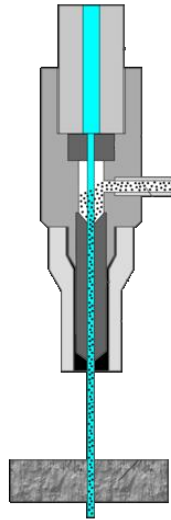


Figura 168. Corte por agua del basculante.

Una vez cortadas las piezas, se procede a mecanizar las cajas del tensor, los dos agujeros roscados para el esparrago del tensor, los agujeros para los rodamientos [Todo lo anterior no está estudiado en este proyecto] y los agujeros para el paso de la cadena. Un taladro agujerea los orificios unos diámetros menos a los debidos y mediante una fresadora, se terminan con el diámetro requerido. La fresadora también es la encargada de realizar las cajas para el alojamiento del tensor.

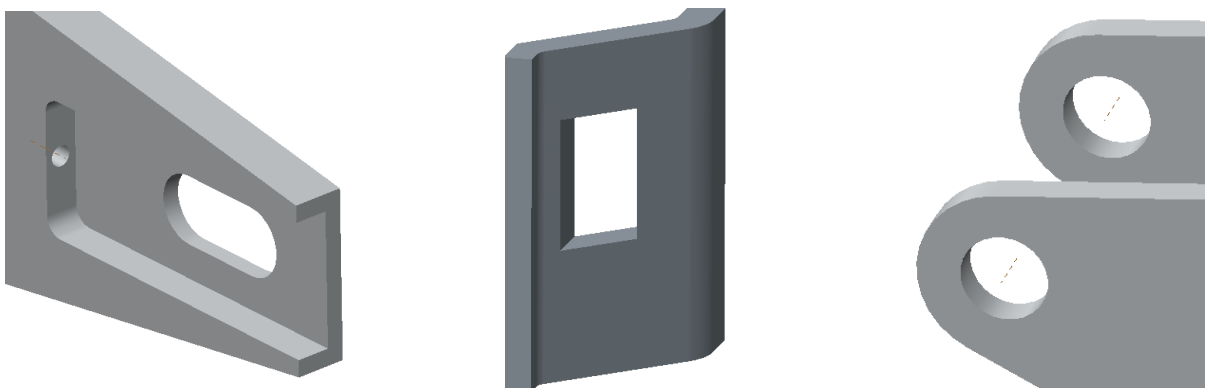


Figura 169. Zona del tensor y de la rueda (Izqda.), agujero para el paso de la cadena (centro) y agujero para rodamientos (dcha.).

Para alojar las orejas de unión de la bieleta y del muelle, es necesario realizar unos vaciados a la parte central del basculante. Para ello, se utiliza una fresa. La pieza central queda de la siguiente manera.

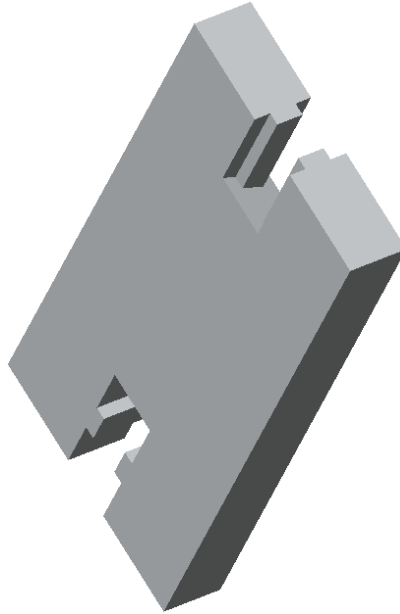


Figura 170. Parte central del basculante.

El último paso para completar el basculante es soldar todas las partes fabricadas. El proceso de soldadura se realiza mediante el método TIG.

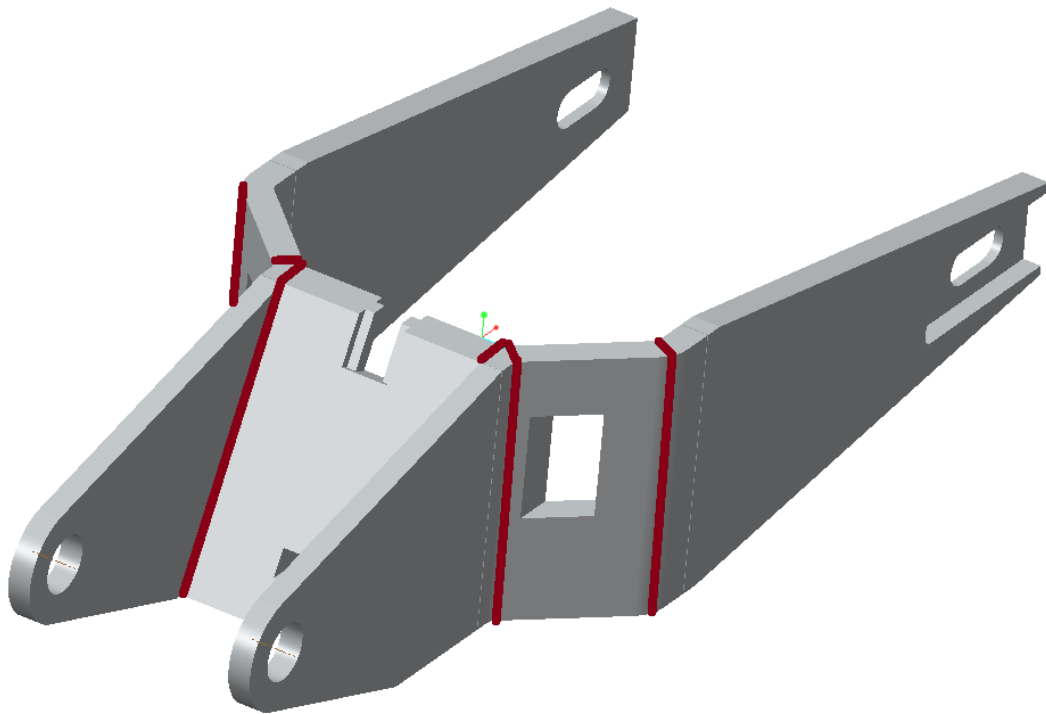


Figura 171. Basculante soldado. Líneas granates: Zonas supuestamente soldadas.

### 10.2.6. Orejas

Las orejas que sirven de unión entre el basculante y la bieleta y el muelle, se mecanizan mediante un corte por laser sobre una chapa de aluminio de 6 y de 9 mm de espesor.



Figura 172. Alzado de las orejas.

Una vez cortadas, se procede a limar las aristas vivas y rebabas que quedan en la pieza, y mediante una fresadora se terminan los agujeros para que puedan encajar en el basculante y en el pasador.

Como se ha mencionado en el proceso del basculante, se han realizado unos agujeros. En estos, se sueldan las orejas mediante el método de soldadura TIG.

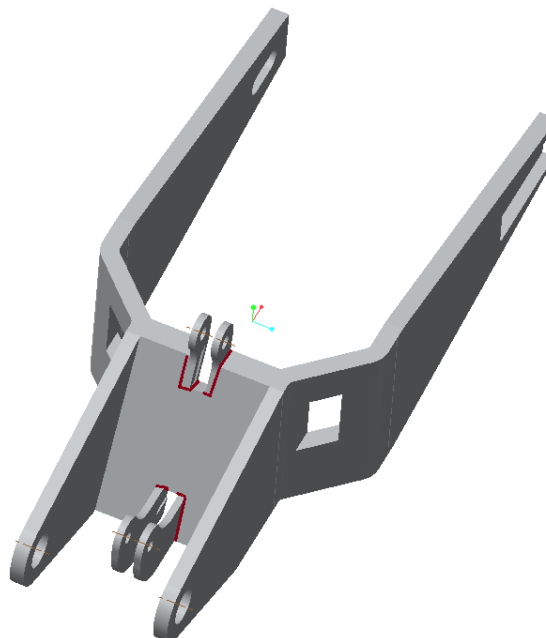


Figura 173. Orejas soldadas en el basculante.

Por último, el proceso finaliza con el montaje de todos los componentes, quedando todo el conjunto montado como se visualiza en el siguiente apartado.

## 11. ILUSTRACIÓN FINAL DEL CONJUNTO

A continuación se muestra la suspensión completamente terminada (exceptuando el diseño preliminar del basculante).

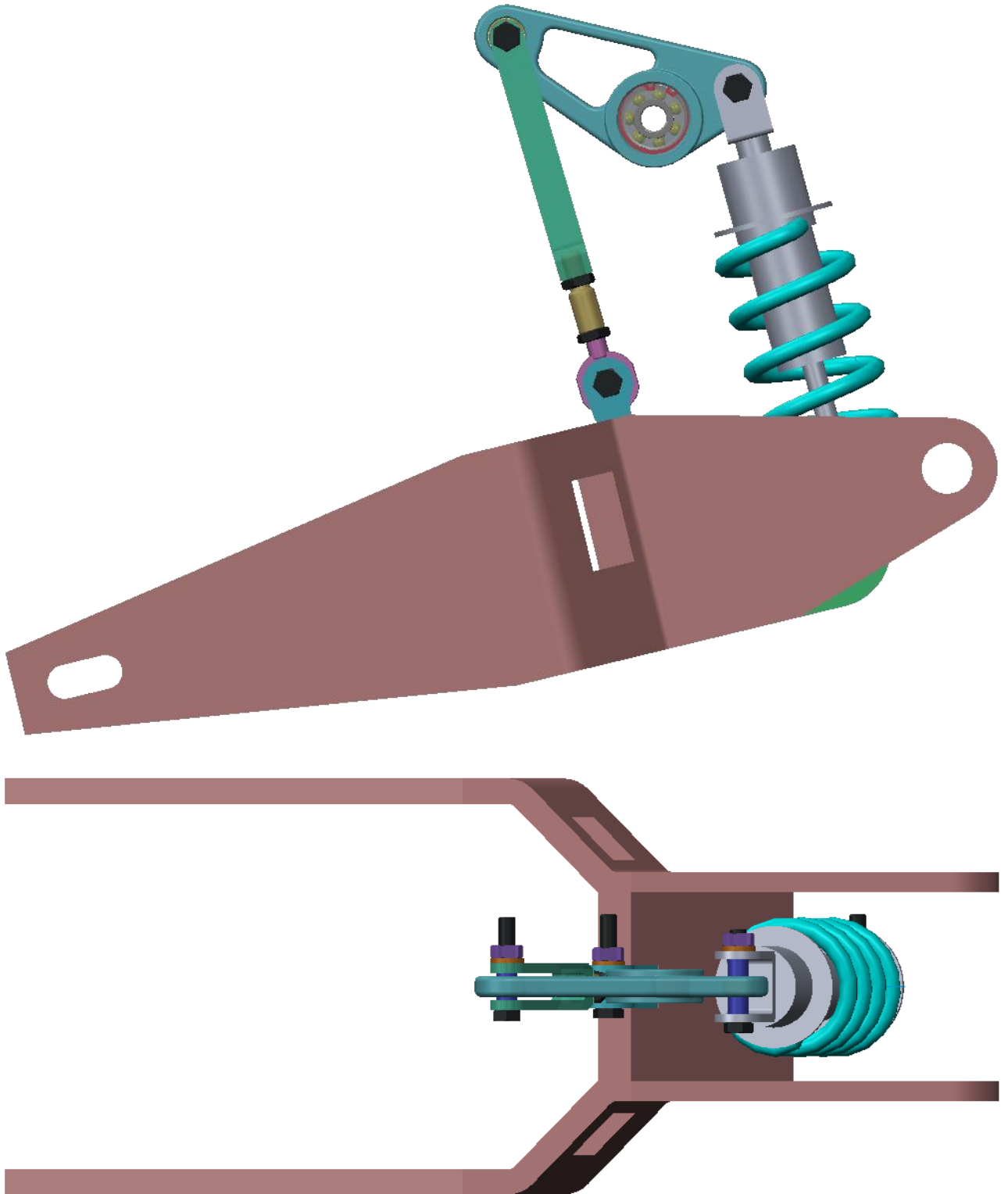


Figura 174. Conjunto Suspensión Full Floater terminada.

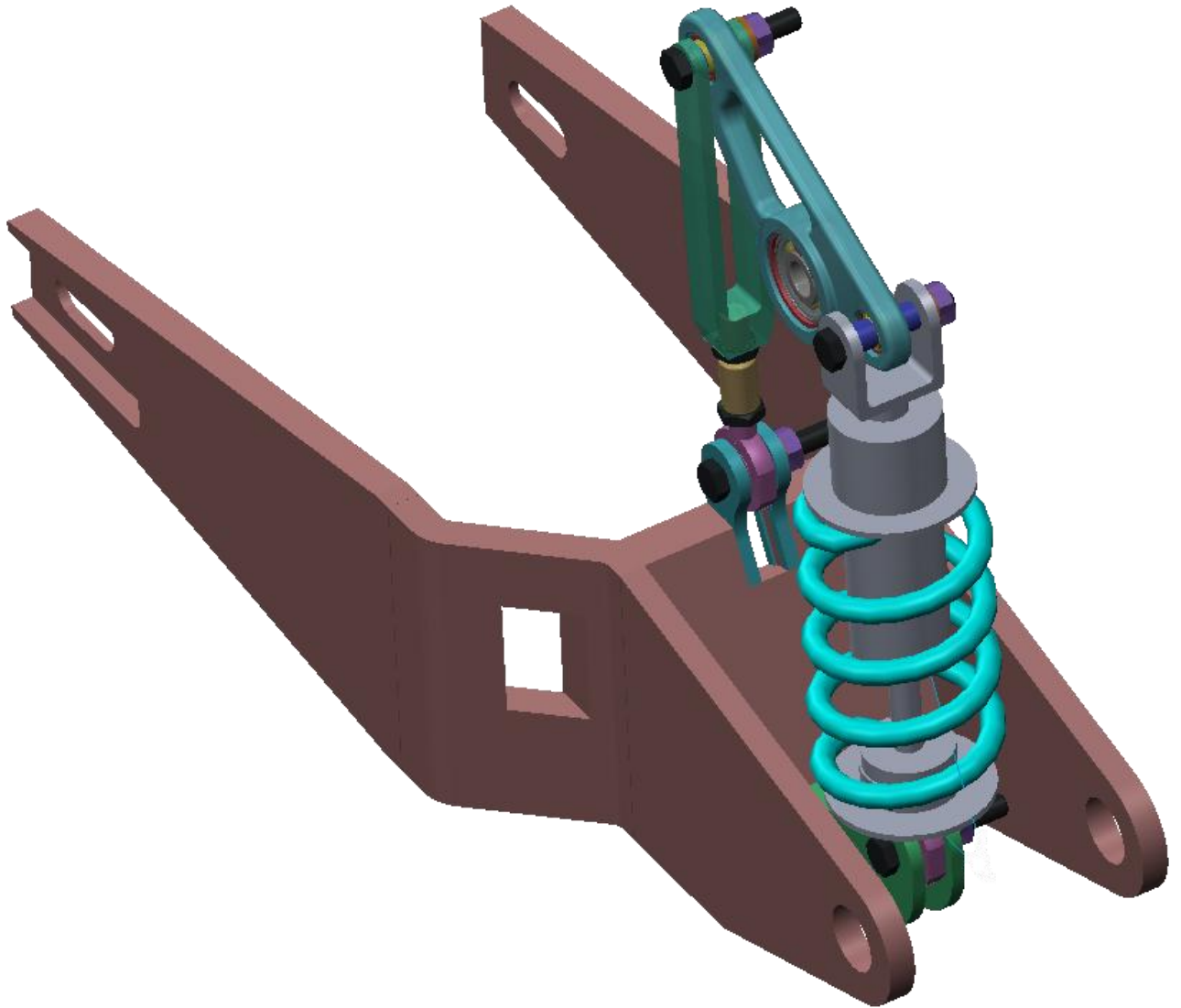


Figura 175. Vista 3D de la suspensión.

Como se puede observar, los componentes encajan a la percepción. En la siguiente figura se muestra la diferencia entre el modelo de suspensión inicial y el finalmente obtenido.

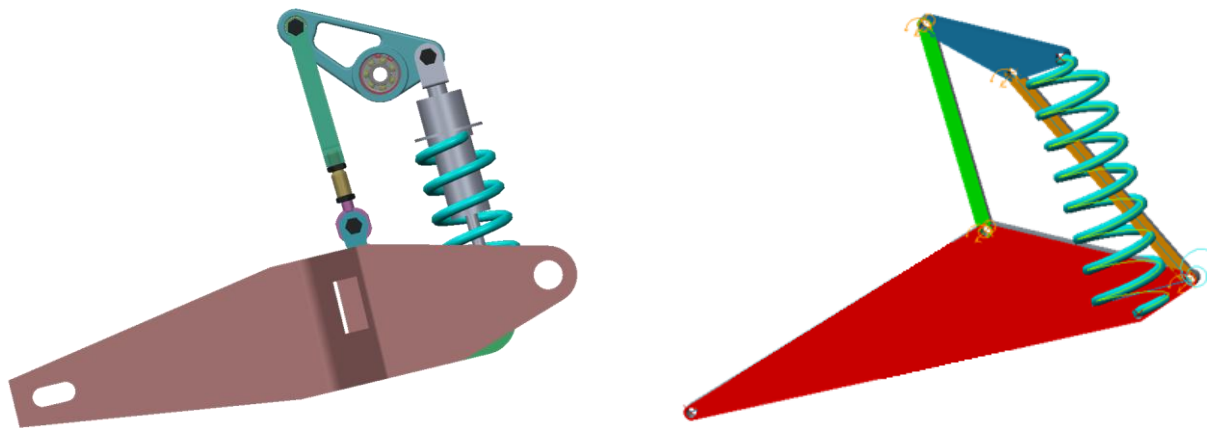


Figura 176. Suspensión inicial (izqda.) y final (dcha.).

A continuación se puede ver la posición final de la suspensión cuando el muelle ha realizado todo su recorrido útil.

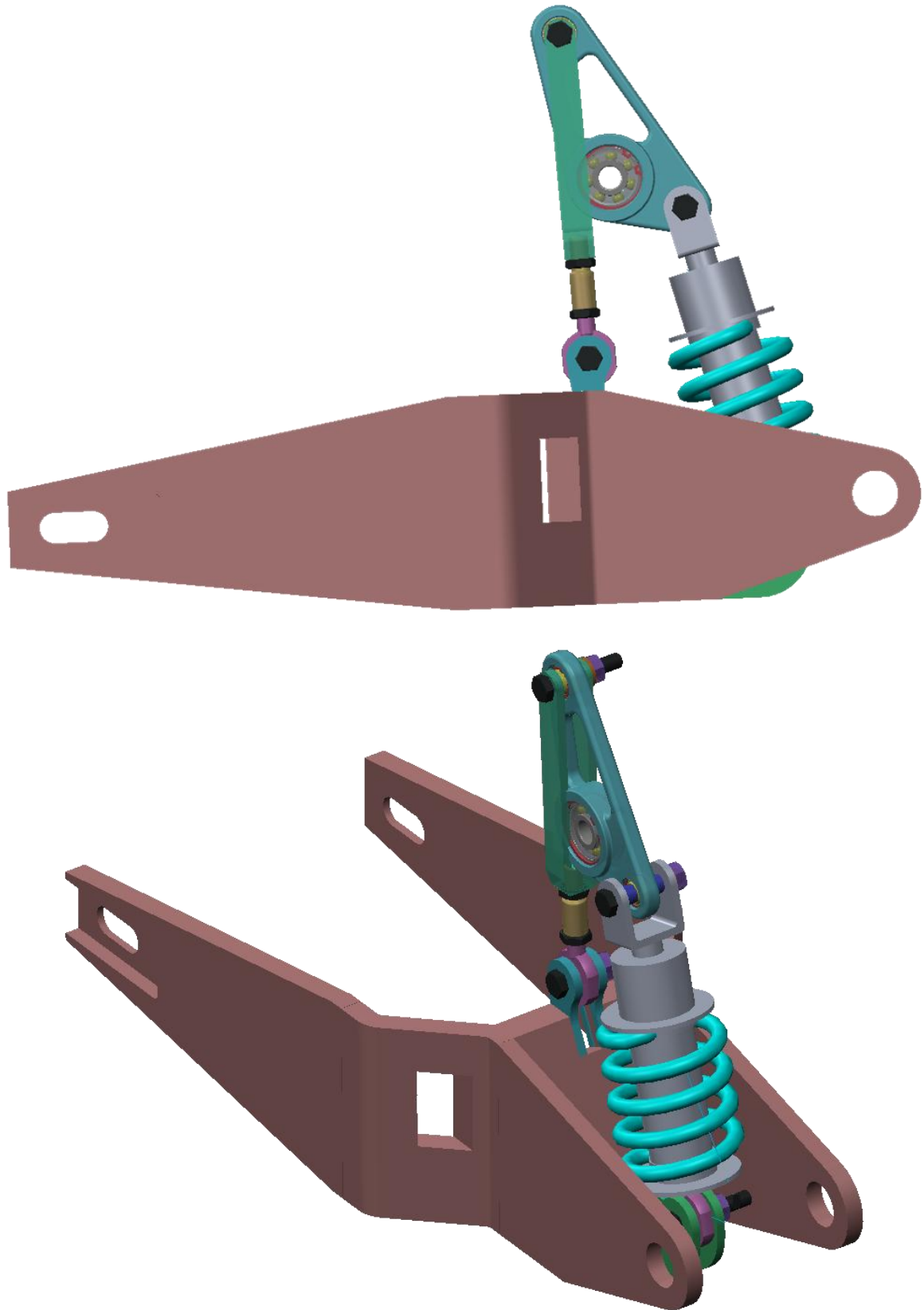


Figura 177. Suspensión al final del recorrido del muelle.

Estos son los componentes de los que consta:

- Unidad muelle – amortiguador. Rigidez del muelle  $k = 105 \text{ N/mm}$  y 268 mm de recorrido, 50 mm útil. Con cabeza de articulación incluida de 10 mm de diámetro interior, y horquilla de 10 mm de diámetro del agujero.
- Triángulo de suspensión de aluminio Al 5083.
- Horquilla de acero ST 35. Diámetro de la unión al triángulo de 10 mm y rosca hembra de rosca M12.
- Tensor (bieleta) de acero ST 35. Rosca macho M12 x 1,75 y rosca hembra M12 x 1,75.
- Basculante de aluminio Al 5083 soldado. [*Diseño preliminar*].
- Rodamiento: Rodamiento 6302 - 2Z de SKF para la unión triángulo - chasis.
- Rótulas:  
GEH 10 C de SKF para la unión bieleta - triángulo;  
GE 10 C de SKF para la unión triángulo - muelle.
- Cabeza de articulación SAL 12 C para la unión bieleta - basculante.
- Anillos elásticos de seguridad:  
2 anillos diámetro agujero 22 mm, DIN 472, para la unión bieleta - triángulo;  
2 anillos diámetro agujero 19 mm, DIN 472, para la unión triángulo - muelle;  
2 anillos diámetro agujero 42 mm, DIN 472, para la unión triángulo - chasis.
- Tornillos:  
Tornillo hexagonal M10 x 56, DIN 931, mg 8,8 para la unión bieleta - triángulo;  
Tornillo hexagonal M10 x 70, DIN 931, mg 8,8 para la unión muelle - triángulo;  
Tornillo hexagonal M12 x 63,5, DIN 931, mg 8,8 para la unión basculante- bieleta;  
Tornillo hexagonal M10 x 55, DIN 931, mg 8,8 para la unión basculante- muelle.

- Tuercas:

Tuerca hexagonal M10, DIN 934 para la unión bieleta - triángulo;

Tuerca hexagonal M10, DIN 934 para la unión triángulo - triángulo;

Tuerca hexagonal M12 a derechas, DIN 936 para la unión tensor - horquilla;

Tuerca hexagonal M12 a izquierdas, DIN 936 para la unión cabeza - tensor;

Tuerca hexagonal M12, DIN 934 para la unión basculante- bieleta;

Tuerca hexagonal M10, DIN 934 para la unión basculante- muelle.

- Arandelas:

Arandela de 10,5 mm diámetro interior, DIN 125 para la unión bieleta - triángulo;

Arandela de 10,5 mm diámetro interior, DIN 125 para la unión muelle - triángulo;

Arandela de 13 mm diámetro interior, DIN 125 para la unión basculante- bieleta;

Arandela de 10,5 mm diámetro interior, DIN 125 para la unión basculante- muelle.

- Casquillos:

2 Casquillos diámetro interior 10 mm y espesor 2 mm para la unión bieleta - triángulo;

2 Casquillos diámetro interior 10 mm y espesor 11,5 mm para la unión triángulo- muelle;

2 Casquillos diámetro interior 10 mm y espesor 3 mm para la unión basculante- muelle.

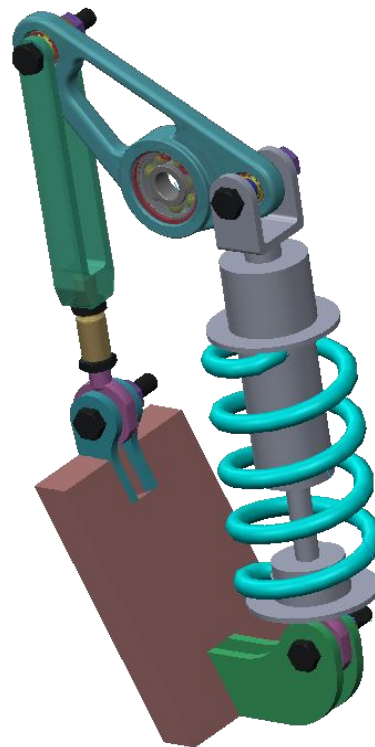


Figura 178. Suspensión Full Floater.



## 12. PLANIFICACIÓN

En este apartado se detallan las fases de las que consta este trabajo, incluyendo para una mejor comprensión un diagrama de Gantt.

### 12.1. Fase 1: Familiarización con el problema a tratar

Una vez que sabemos de qué va a tratar el proyecto, debemos de adquirir los conocimientos necesarios sobre la dinámica de motocicletas para saber cómo funciona una moto, y más concretamente la suspensión y el basculante, haciendo hincapié en el sistema escogido, la suspensión Full Floater.

Para ello, se recopila información sobre motocicletas, libros adecuados, detallados en el documento de Bibliografía, y se realizan las reuniones necesarias para marcar el camino a seguir en el diseño.

- Responsables: el estudiante y el director que supervisa.
- Carga: para el estudiante es de 7 semanas mientras que para el director de 4 días.
- Recursos técnicos: libros de dinámica de motocicletas.

### 12.2. Fase 2: Familiarización con los medios a utilizar

Una vez recopilada y analizada la información, se aprende a usar el programa Creo Parametric suministrado por la organización, ayudándonos de manuales y tutoriales. Cuando se haya cogido manejo en el programa, se comienza a estudiar a modo también de familiarización, el sistema de suspensión Clásico.

- Responsables: el estudiante y el director que supervisa.
- Carga: para el estudiante es de 4 semanas mientras que para el director de 3 días.
- Recursos técnicos: manuales, tutoriales, un ordenador y los paquetes informáticos Creo Parametric y Excel.

### 12.2.1. Definir la geometría de la suspensión Clásica

Para empezar con esta suspensión, se definen las piezas que la componen. Estas son el basculante, el muelle, y una porción del chasis. La geometría de las piezas es inventada y no está condicionada a ninguna norma o requisito, únicamente se requiere que se parezca a la suspensión que se estudia.

Fuera del programa, se realiza manualmente un estudio cinemático y estático del sistema de suspensión, obteniendo las ecuaciones de fuerzas y rigidez.

### 12.2.2. Análisis de mecanismos para la suspensión clásica

Cuando se define la geometría, se ensambla formando un mecanismo.

Con la ayuda de nuevo de tutoriales y manuales, se realizan distintos análisis de mecanismos: cinemático, estático y de posición, obteniendo los parámetros necesarios para definir las ecuaciones de fuerzas y rigidez anteriormente calculadas manualmente.

Con los datos obtenidos se calcula la curva de rigidez que tiene la suspensión Clásica para la geometría y posición definida, comparándola con la obtenida manualmente, sacando conclusiones de ello.

## 12.3. Fase 3: Encontrar la curva de rigidez para la suspensión Full Floater

Una vez que se ha obtenido una curva de rigidez, sea o no progresiva, para el sistema Clásico, se pasa a buscar la curva de rigidez óptima para el sistema Full Floater.

Antes de adentrarse en el programa Creo, se realiza manualmente un estudio cinemático y estático del sistema para obtener las ecuaciones de fuerzas y rigidez. Además, es necesario calcular las cargas máximas que se pueden producir en la moto cuando esta coge un bache. Para esto, basta con hacer un cálculo suponiendo las peores condiciones que se pueden presentar para la suspensión. Estas van a ser que el resorte amortiguador se comprima todo su recorrido útil.

En el programa, se van realizando ensayos de prueba - error, cambiando la geometría de las piezas que constituyen la suspensión: basculante, bieleta, triángulo y muelle (el muelle no se varia), ayudándonos de unos estudios donde se varían medidas y se visualizan los cambios producidos por estas medidas en la curva de rigidez, hasta encontrar la curva de rigidez progresiva deseada.

- Responsables: el estudiante y el director que supervisa.
- Carga: para el estudiante es de 7 semanas mientras que para el director de 5 días.
- Recursos técnicos: un ordenador y los paquetes informáticos Creo Parametric y Excel.

## 12.4. Fase 4: Diseño de la suspensión Full Floater

Con la curva de rigidez final, se procede a modelizar las piezas que componen la suspensión. Además, se estudian las uniones o anclajes para fijar todas las piezas del ensamblaje.

- Responsables: el estudiante y el director que supervisa.
- Carga: para el estudiante es de 9 semanas mientras que para el director de 10 días.
- Recursos técnicos: un ordenador, catálogos, normas y los paquetes informáticos Creo Parametric y AutoCAD.

### 12.4.1. Diseño del triángulo de suspensión

Se comienza con el triángulo de suspensión. Sabiendo las fuerzas que actúan sobre el triángulo en la posición más desfavorable, se escogen primero los elementos auxiliares como rodamientos, rótulas y anillos de seguridad.

Una vez conocido el espesor mínimo y el diámetro de los agujeros de las uniones, se analiza el triángulo a través de un análisis de elementos finitos donde se comprueba si es capaz de soportar las cargas necesarias.

Cuando se tenga la geometría final, se realiza el plano en AutoCAD.

### 12.4.2. Diseño de la bieleta

La bieleta es la que da la regulabilidad a la suspensión, por lo que está separada en tres componentes.

En la unión al basculante, se tiene una cabeza de articulación (inicio de la bieleta) la cual es lo primero a calcular. Sabido el diámetro de rosca de la cabeza, se definen las tuercas que necesita la bieleta: una rosca a izquierdas y otra a derechas del mismo diámetro.

Los otros dos componentes que lleva la bieleta son el tensor (en el medio) y la horquilla. Estos dos se estudian en un análisis estático lineal por elementos finitos, estudiando además la horquilla a un análisis de pandeo.

Cuando se tengan los elementos con la geometría óptima se dibujan los planos en AutoCAD.

También, se escogen los elementos de unión de la bieleta en el triángulo de suspensión.

#### 12.4.3. Diseño del muelle (unión al triángulo)

El muelle esta suministrado por la organización y se ha decidido no retocarlo. Por ello, es en este momento cuando se define la unión de la unidad resorte - amortiguador con el triángulo, escogiendo tornillo pasante, casquillos, arandela y tuerca.

### 12.5. Fase 5: Diseño preliminar del basculante

Para comenzar, se comienza con una reunión con el coordinador de Moto Student de la ETSI para definir claramente los criterios de diseño del basculante. Una vez que el propósito queda claro, teniendo en cuenta las funciones que debe de desempeñar el basculante y su forma de trabajo, se realiza un diseño conceptual del mismo y varios análisis por elementos finitos calculando los distintos tipos de rigidez que puede tener un basculante según la fuerza que esté actuando.

Con la geometría final, se analizan las uniones para la bieleta y el amortiguador y después se estudia la unión escogiendo los elementos auxiliares necesarios para la fijación.

Al ser un diseño preliminar, se obvia el estudio del tensor y los componentes que lo forman, el tiro de la cadena y la unión del basculante con el chasis.

Finalmente, se dibuja el plano del brazo oscilante en AutoCAD.

- Responsables: el estudiante y el director que supervisa.
- Carga: para el estudiante es de 2 semanas mientras que para el director de 2 días.
- Recursos técnicos: un ordenador, libros, catálogos, normas y los paquetes informáticos Creo Parametric y AutoCAD.

## 12.6. Fase 6: Definir el proceso de fabricación

Una vez diseñados todos los elementos, pasamos a mencionar el proceso de fabricación de los mismos.

- Responsables: el estudiante y el director que supervisa.
- Carga: para el estudiante es de 1 semana mientras que para el director de 1 día.
- Recursos técnicos: un ordenador, información y normas.

A continuación se presenta un diagrama de Gantt donde se indica brevemente la trayectoria seguida para el estudio.

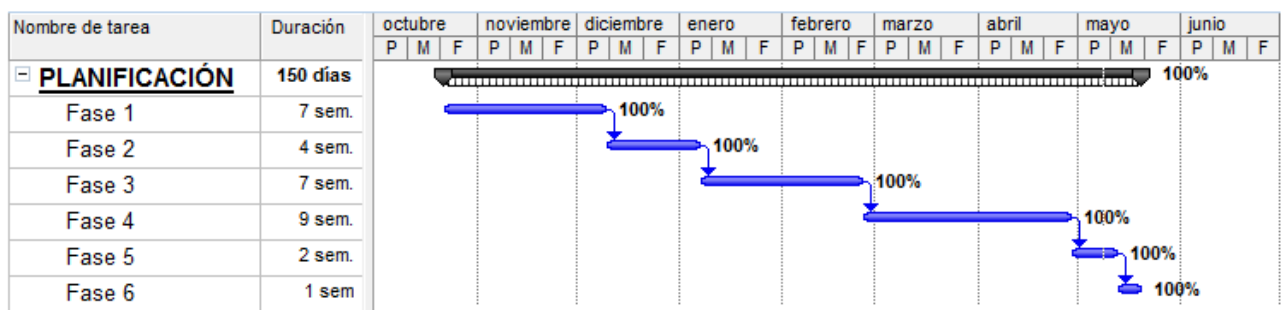


Tabla 38. Cronograma.

### 13. VALORACIONES GENERALES Y LÍNEAS FUTURAS

En este proyecto se ha conseguido cumplir plenamente el objetivo principal que era conseguir una propuesta inicial del diseño del basculante y un diseño profundo del sistema de suspensión viable para una motocicleta de competición, según las especificaciones requeridas en la competición MotoStudent 2014 y los requerimientos establecidos por el coordinador del equipo de la ETSI Bilbao.

Para llegar a buen fin, en este proyecto se han utilizado herramientas que actualmente son de uso habitual en la industria. Técnicamente, se ha comprobado que el proceso de diseño es un conflicto constante entre dos factores, entre los cuales debe encontrarse un equilibrio, por ejemplo: peso – rigidez, precio – materiales óptimos, etc.

En el proyecto se profundiza en el mundo de las motocicletas desde un punto de vista técnico, desarrollando cuales son las cualidades prácticas y reales que se buscan en un basculante y en un sistema de suspensión y lo difícil que puede ser seleccionar cualquier componente como queda reflejado en las pequeñas diferencias entre ciertos parámetros.

El trabajo de diseño de una suspensión para una motocicleta de competición es extenso y, aunque en este trabajo se abordan muchos de los aspectos a valorar, el estudio del basculante es un prediseño del mismo, por lo que junto con la suspensión, creo que deben de tener continuidad en otros proyectos abordando los siguientes aspectos:

- Un estudio a fatiga del basculante y de los componentes de la suspensión. Esto es un prototipo que tendrá pocas horas de uso, pero si en un futuro se comercializase, sería un estudio imprescindible.
- Estudiar el efecto producido por el tiro de la cadena en el basculante y los componentes que la conforman: el basculante al tener el centro de rotación separado del piñón del motor, al bascular tensa la cadena generando fuerzas que no se han asumido en este proyecto.
- Estudiar la unión del basculante con el chasis, eligiendo los rodamientos necesarios y demás elementos auxiliares.
- Estudiar los esfuerzos generados cuando se usa el freno trasero, obviado en este proyecto por el menor uso en competición pero sí importante para un estudio completo.
- Un estudio a resistencia más profundo del basculante para detallar los esfuerzos soportados por los anclajes en el mismo.
- Un estudio de modos y frecuencias del basculante.

- La construcción del prototipo de basculante y suspensión, para así una vez montado en la motocicleta, se comparan los resultados reales en circuito y los esperados en diseño y, realizar las modificaciones que fuesen oportunas. Una optimización mucho más fina gracias a los datos reales de la construcción y las pruebas y sus comparaciones.
- Por otra parte, recomendaría comenzar el estudio de la suspensión diseñando primero el basculante, para así, no tener como condicionantes los puntos de unión con la suspensión.

