



**ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERÍA TÉCNICA
INDUSTRIAL DE BILBAO**



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2013 / 2014

*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE DE UNA MOTO DE COMPETICIÓN:
ALTERNATIVA UNI-TRACK*

DOCUMENTO Nº 5: ANEXOS

DATOS DEL ALUMNO

NOMBRE: LEIRE

APELLIDOS: ESPINACO DÍAZ

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

ÍNDICE DOCUMENTO 5: ANEXOS

1. DOCUMENTO 5.1: ANEXO DE PLANOS	2
2. DOCUMENTO 5.2: ANEXO DE CÁLCULOS	12
3. DOCUMENTO 5.3: ANEXO DE HERRAMIENTAS INFORMÁTICAS	33



**ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERÍA TÉCNICA
INDUSTRIAL DE BILBAO**



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2013 / 2014

*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE DE UNA MOTO DE COMPETICIÓN:
ALTERNATIVA UNI-TRACK*

DOCUMENTO nº 5.1: ANEXO DE PLANOS

DATOS DEL ALUMNO

NOMBRE: LEIRE

APELLIDOS: ESPINACO DÍAZ

FDO.:

FECHA: 2 DE JULIO DE 2014

DATOS DEL DIRECTOR

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

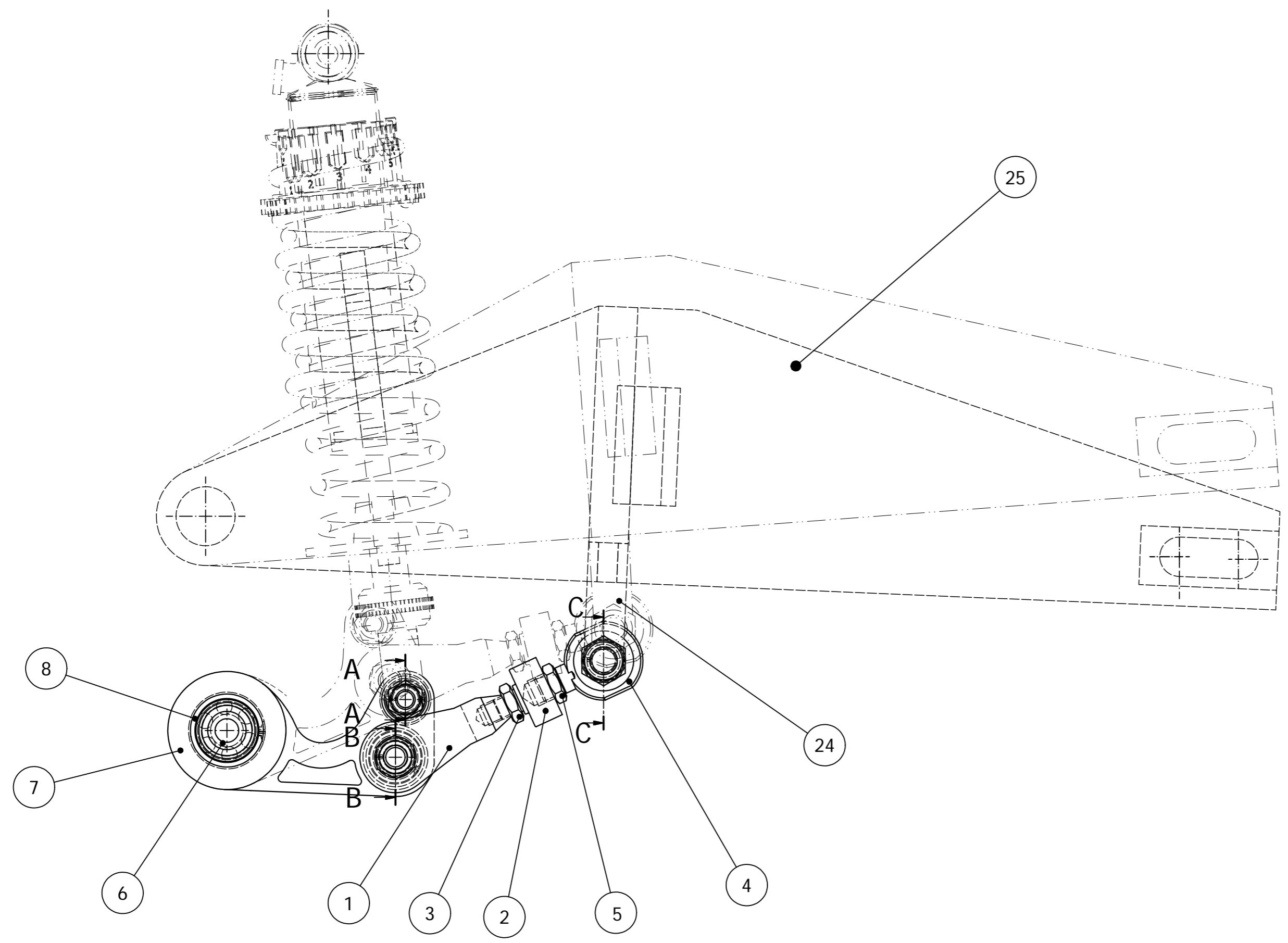
DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

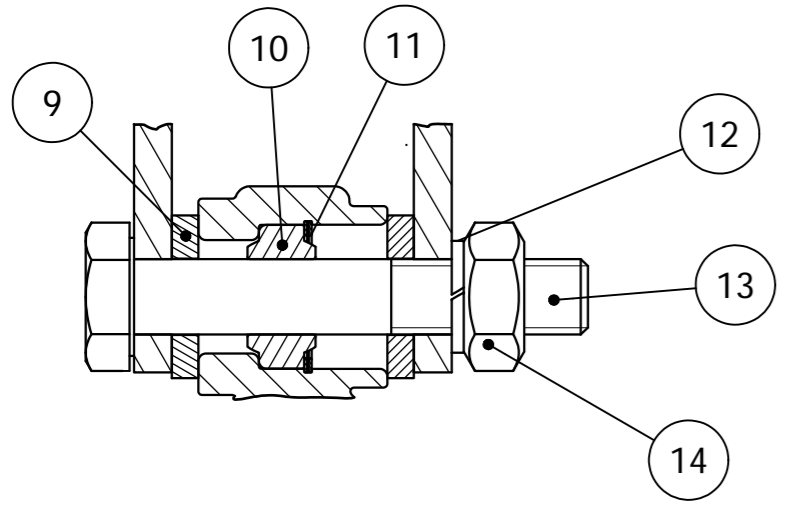
FECHA: 2 DE JULIO DE 2014

ÍNDICE

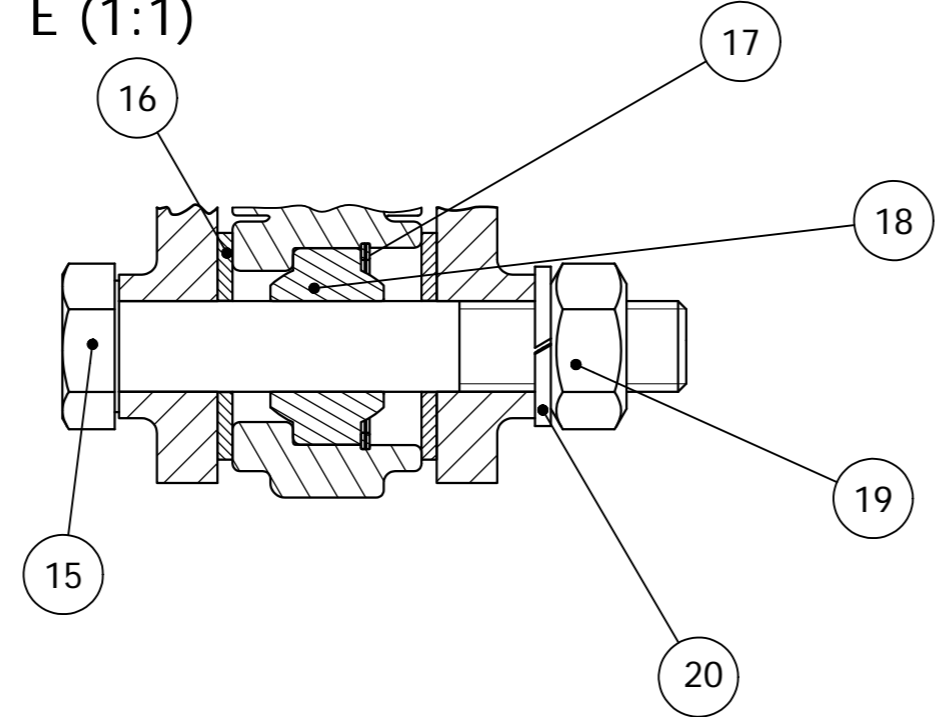
1. PLANO DEL CONJUNTO.....	2
2. PLANO DEL SUBCONJUNTO DEL TIRANTE.....	3
3. PLANO DE LA HORQUILLA.....	4
4. PLANO DEL TENSOR.....	5
5. PLANO DEL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN.....	6
6. PLANO DE LOS SEPARADORES.....	7



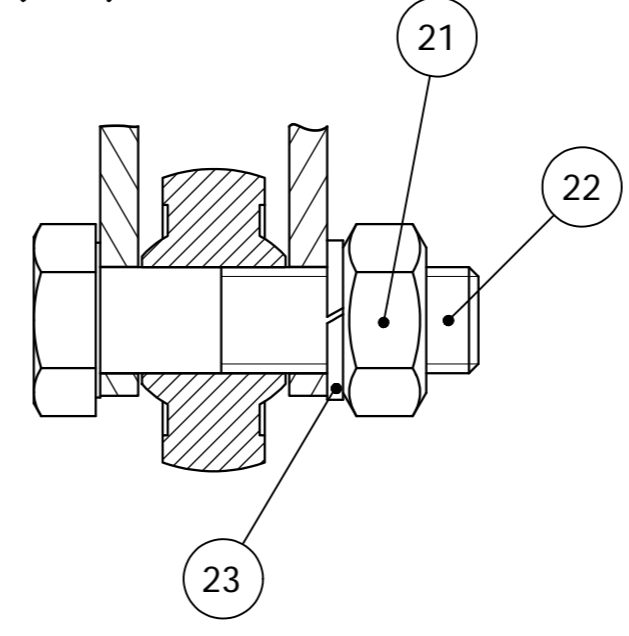
Corte A-A
E (1:1)



Corte B-B
E (1:1)

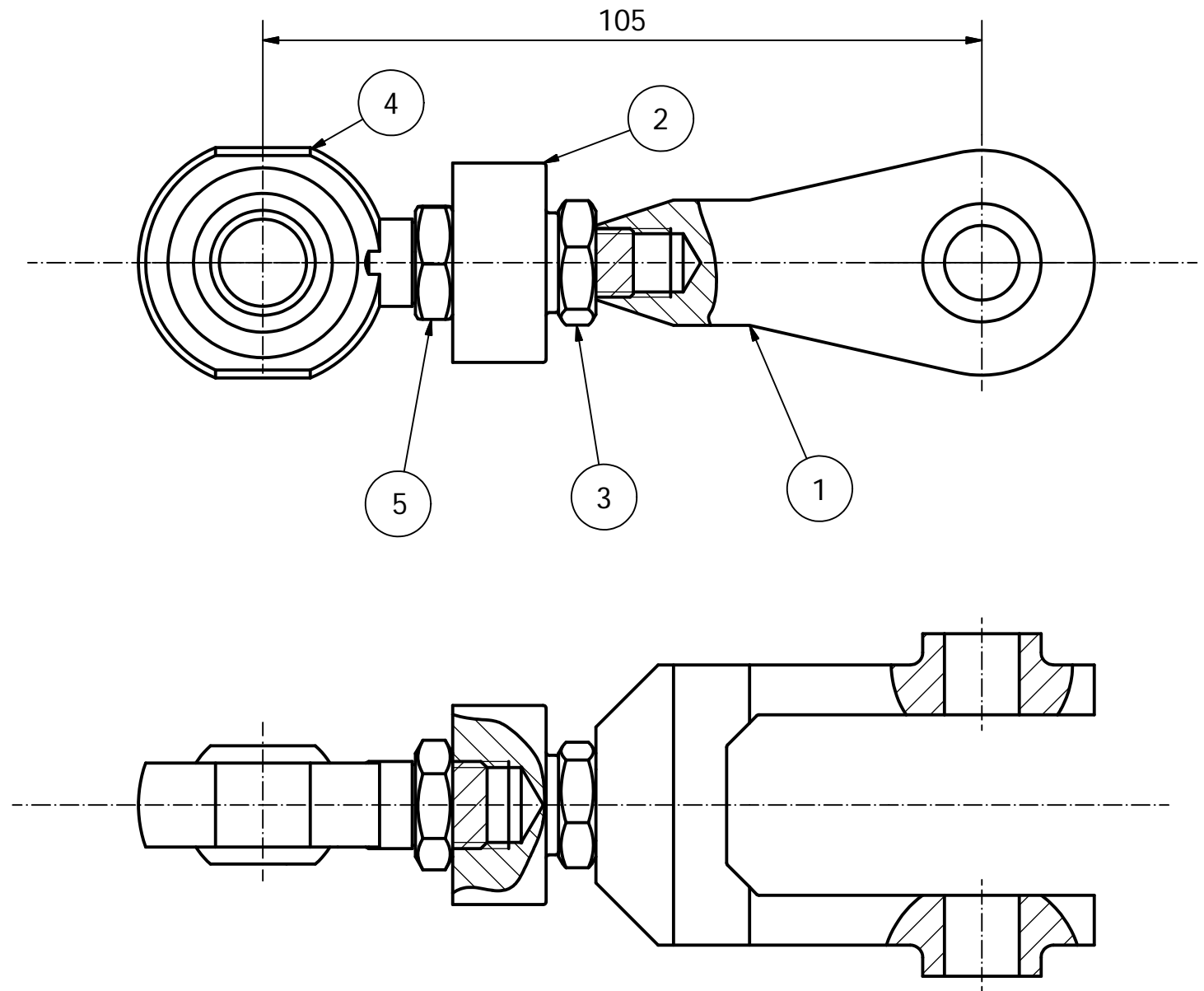
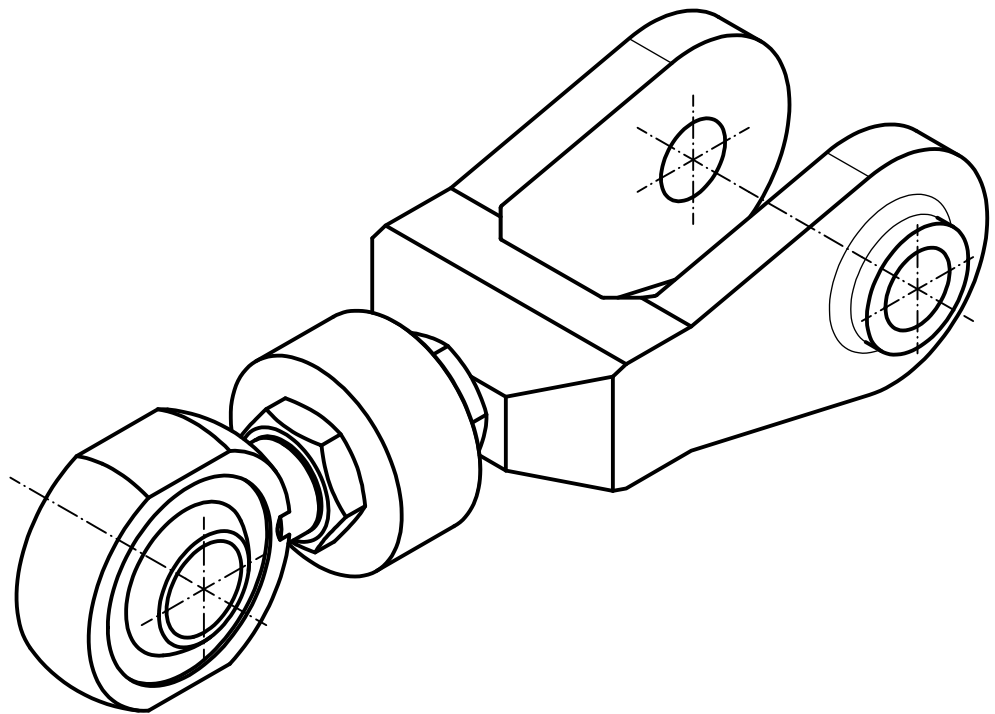


Corte C-C
E (1:1)



1	Basculante	25		AW-5083	kg	5,414
2	Orejas basculante	24		AW-5083	kg	0,039
1	Anilla Groower DIN128-A14	23		F-2110	kg	0,003
1	Tornillo hexagonal DIN931 M14x50	22		F-2110	kg	0,083
1	Tuerca hexagonal DIN555 M14	21		F-2110	kg	0,035
1	Anilla Groower DIN128-A12	20		F-2110	kg	0,003
1	Tuerca hexagonal DIN555 M12	19		F-2110	kg	0,023
1	Rótula GEH12C	18			kg	0,037
1	Anilla rótula DNH26	17		F-1140	kg	0,002
2	Separador unión bieleta	16		ST-35	kg	0,022
1	Tornillo hexagonal DIN931 M12x75	15		F-2110	kg	0,096
1	Tuerca hexagonal DIN555 M10	14		F-2110	kg	0,017
1	Tornillo hexagonal DIN931 M10x60	13		F-2110	kg	0,085
1	Anilla Groower DIN128-A10	12		F-2110	kg	0,003
1	Anilla rótula DNH19	11		F-2110	kg	0,001
1	Rótula GEH10C	10			kg	0,011
2	Separador unión amortiguador	9		ST-35	kg	0,023
1	Anilla rodamiento DNH37	8		F-2110	kg	0,003
1	Triángulo de suspensión	7		AW-5083	kg	0,131
1	Rodamiento SKF 6301-2Z	6			kg	0,046
1	Tuerca hexagonal baja M14 DIN439-B	5		F-2110	kg	0,009
1	Cabeza de rótula SKF SAKB 14F	4			kg	0,131
1	Tuerca hexagonal baja M12 DIN439-B	3		F-2110	kg	0,009
1	Tensor	2		ST-35	kg	0,096
1	Horquilla	1		ST-35	kg	0,512

Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma			
Dibujado:	2/7/2014	Leire Espinaco Díaz				
Comprobado:	2/7/2014	Mikel Abasolo Bilbao				
				UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO		
Escala Tol. gen.		1:2		CONJUNTO SUSPENSION TRASERA: UNI-TRACK		Suspensión trasera: Uni-Track
				Plano Nº.	1	
				Nº Planos.	6	



1	Tuerca hexagonal M14 DIN439-B	5		F-2110	kg	0,009
1	Cabeza de rótula SAKB 14F	4		F-2110	kg	0,13
1	Tuerca hexagonal baja M12 DIN 439-B	3		F-2110	kg	0,009
1	Tensor	2		ST-35	kg	0,22
1	Horquilla	1		ST-35	kg	0,5

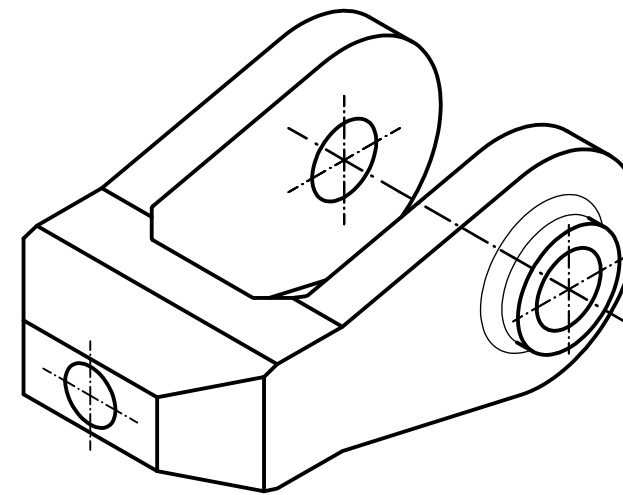
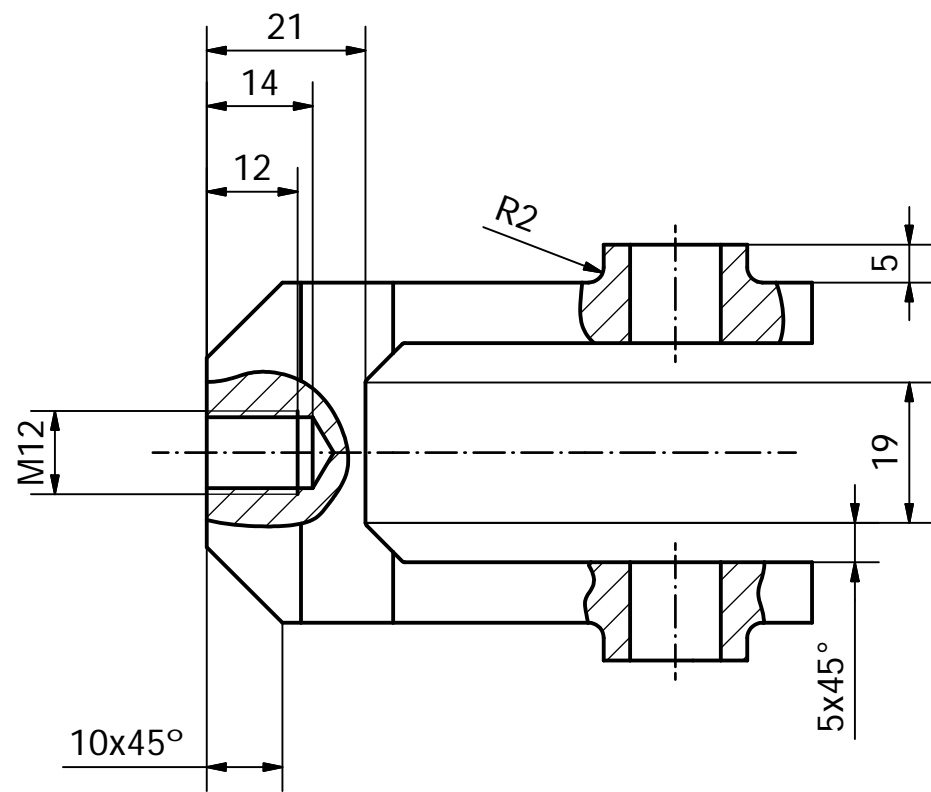
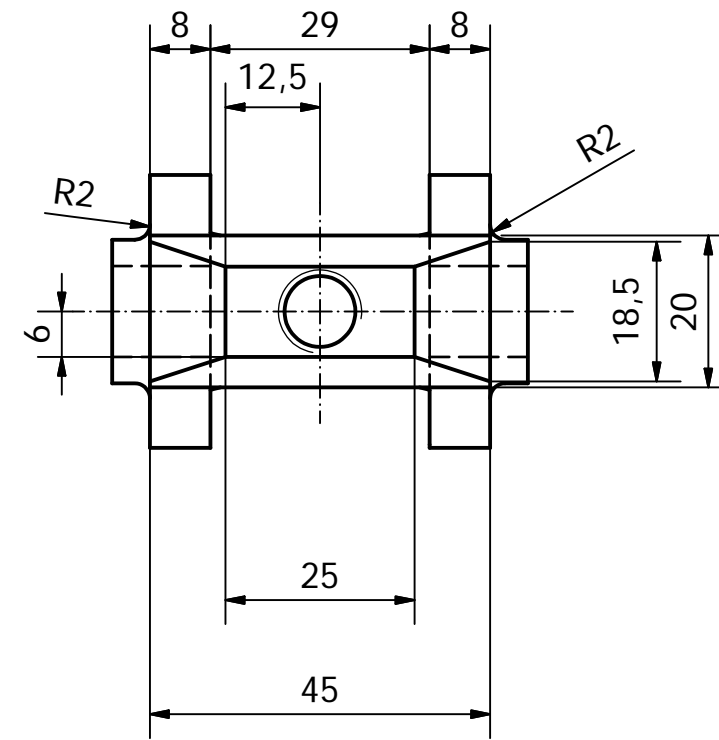
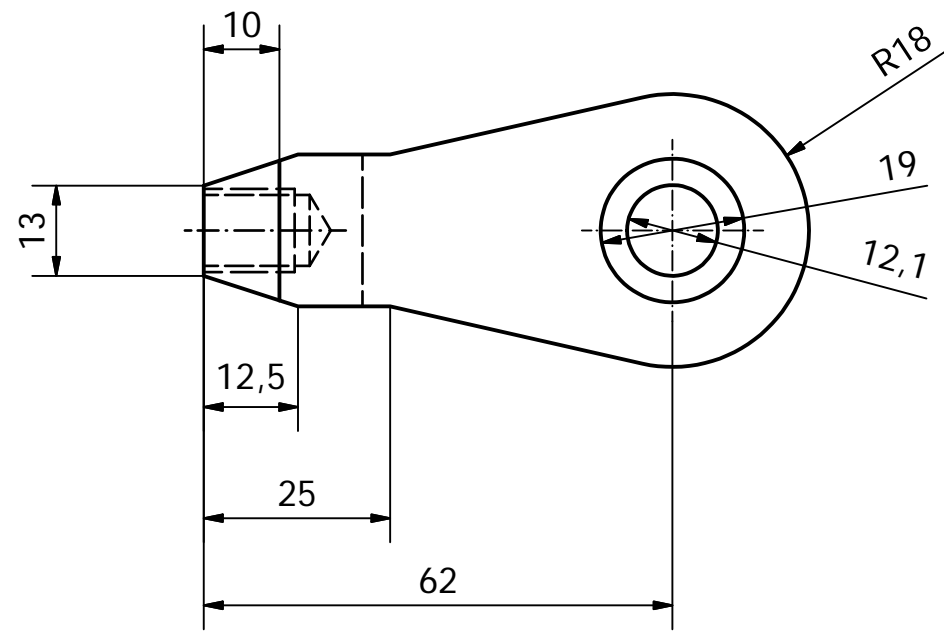
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre	Firma
Dibujado:	2/7/2014	Leire Espinaco Díaz	
Comprobado:	2/7/2014	Mikel Abasolo Bilbao	



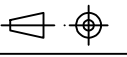

UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA
 TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO
 

 Tol. gen. 2768-mk	Escala 1:1	CONJUNTO TIRANTE	Suspensión trasera: Uni-Track
			Plano N°. 2 N° Planos. 6

1 N9

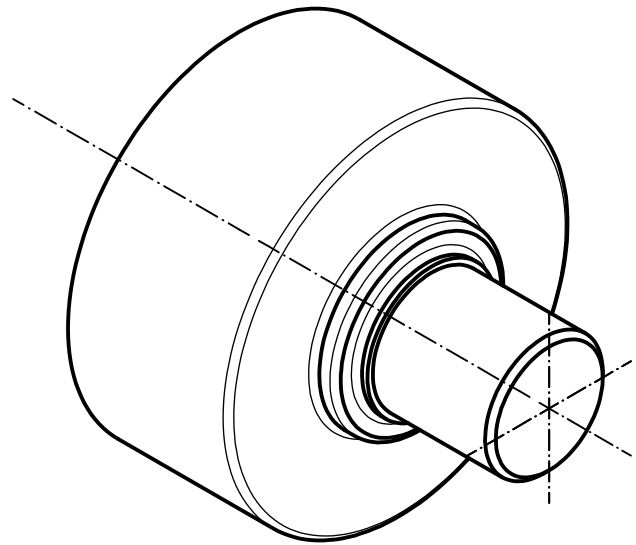
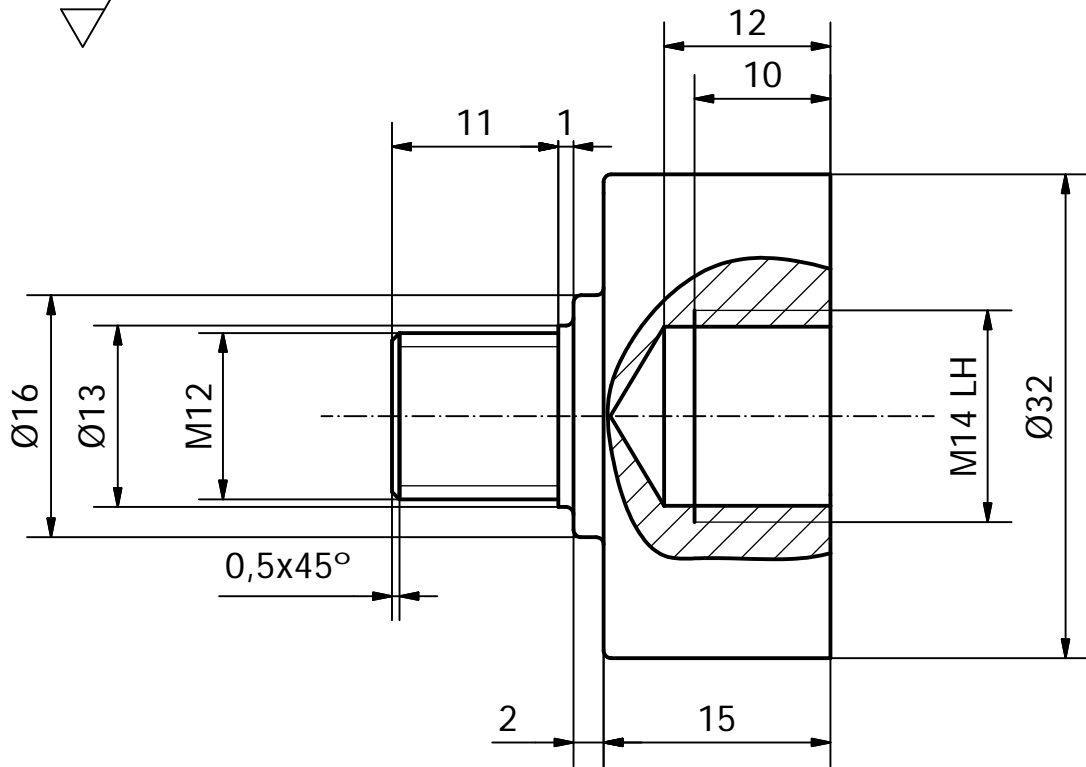


Radios de acuerdo no acotados 0,5 mm

1	Horquilla	1		ST-35	kg	0,5
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO 		
Dibujado:	2/7/2014	Leire Espinaco Díaz				
Comprobado:	2/7/2014	Mikel Abasolo Bilbao				
 Tol. gen. ISO 2768-mK	Escala 1:1	HORQUILLA		Suspensión trasera: Uni-Track		
				Plano N°.	3	
				N° Planos.	6	

2

N9



Radios de acuerdo no acotados
r=0,5 mm

1	Tensor	2		ST-35	kg	0,096
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma			
Dibujado:	2/7/2014	Leire Espinaco Díaz				
Comprobado:	2/7/2014	Mikel Abasolo Bilbao				
 Tol. gen. 2768- mK	Escala	TENSOR			Suspensión trasera: Uni-Track	
	2:1				Plano Nº.	4
					Nº Planos.	6



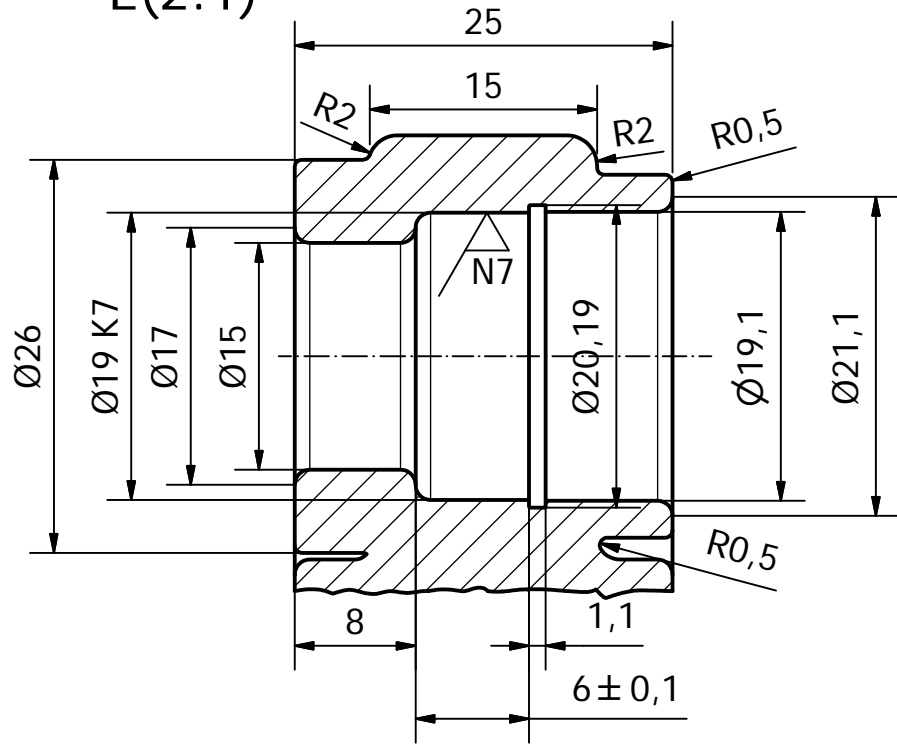
UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA
TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO



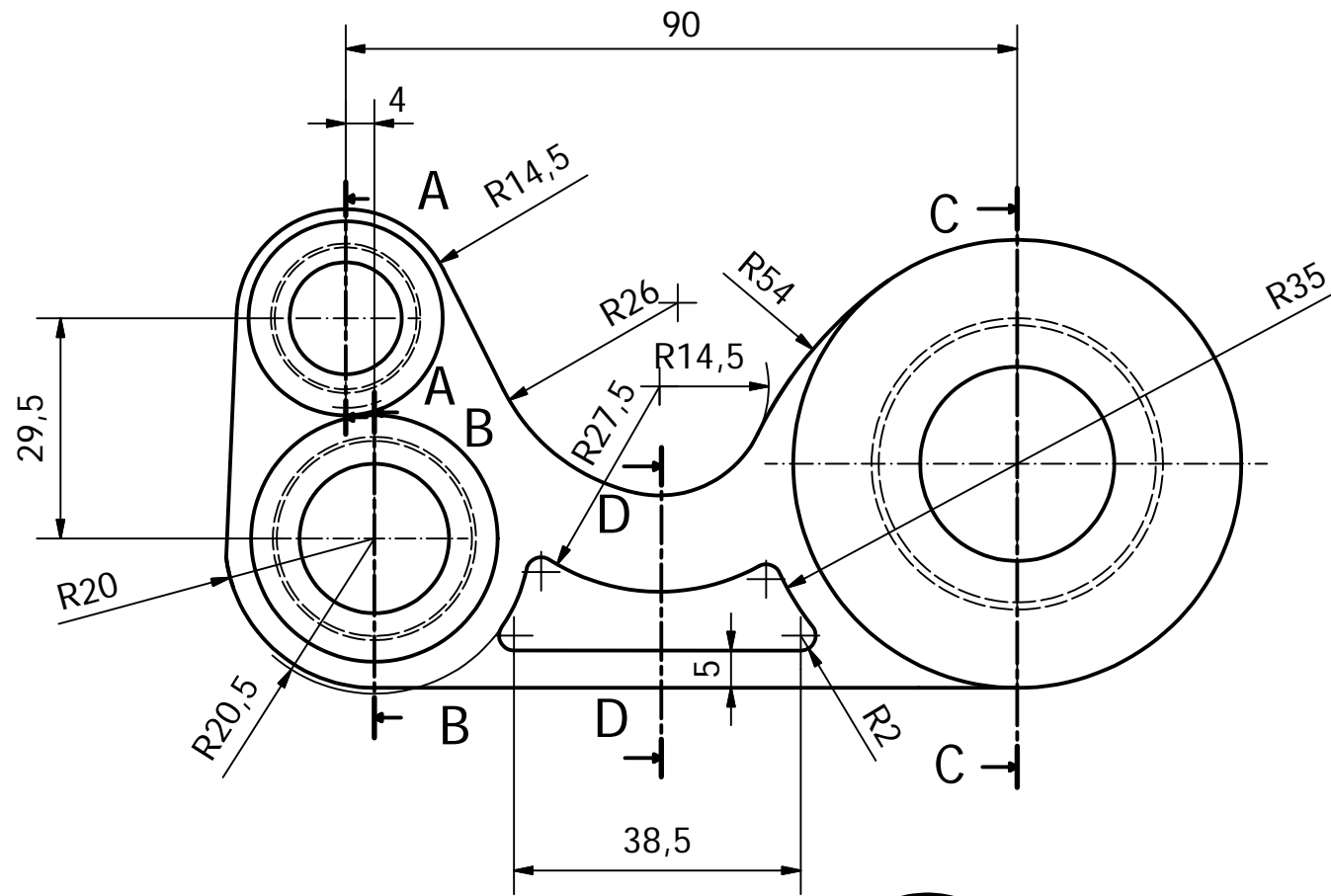
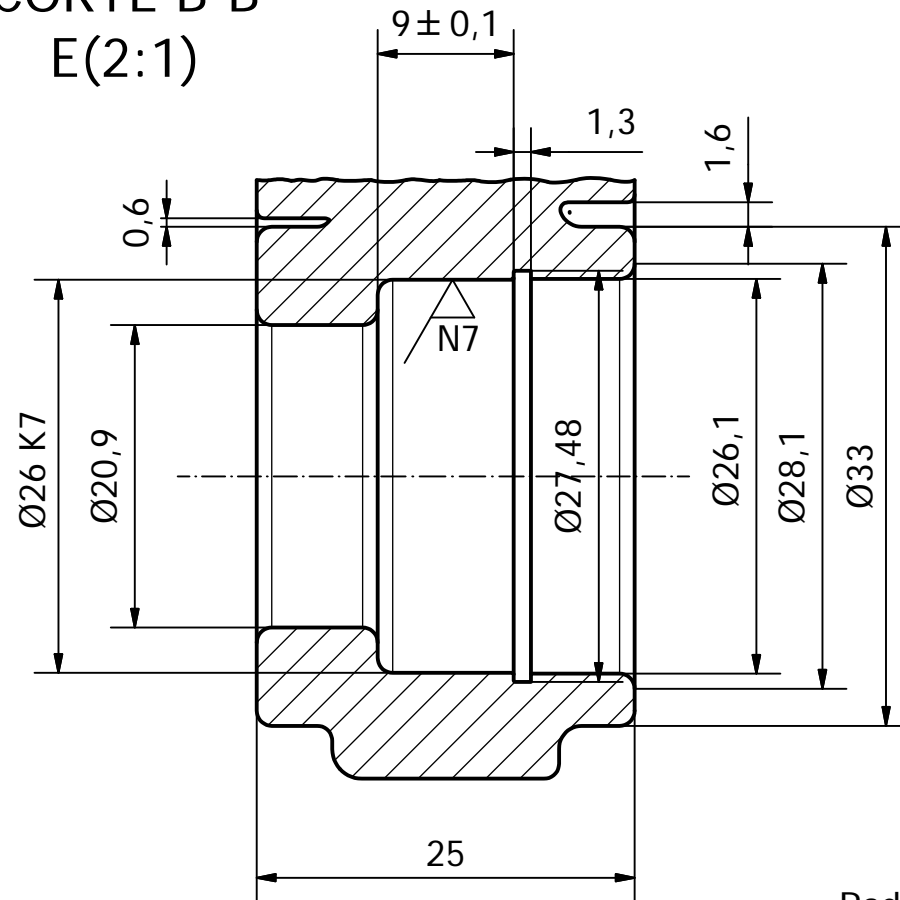
7

N9 / (N7)

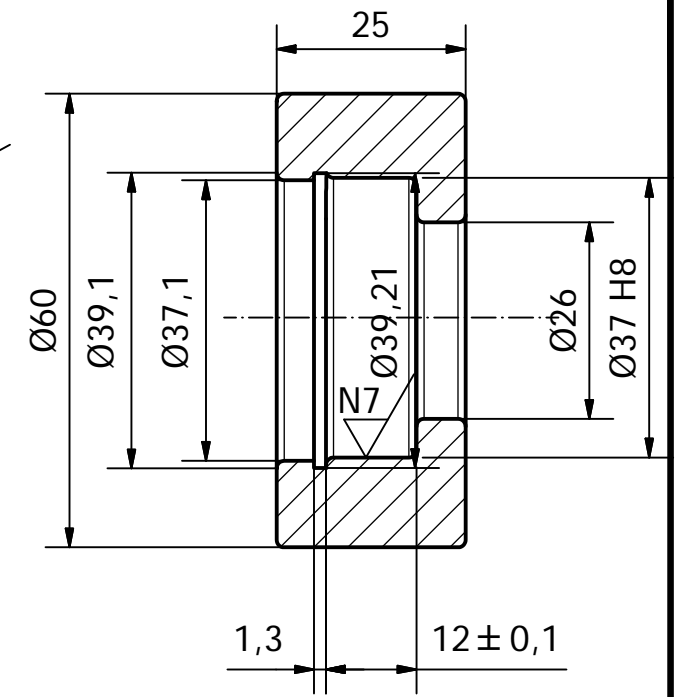
CORTE A-A
E(2:1)



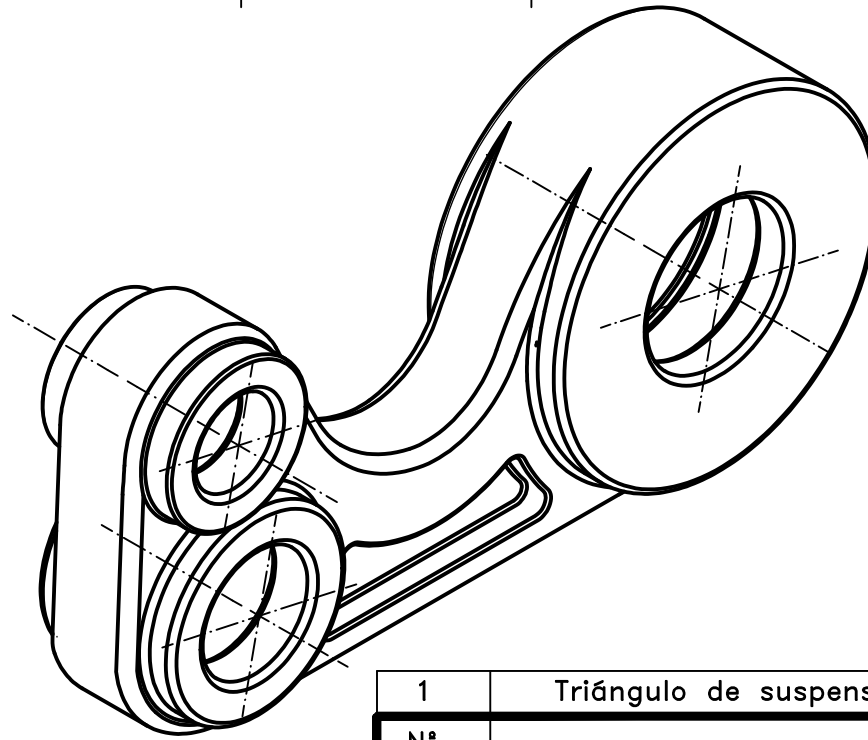
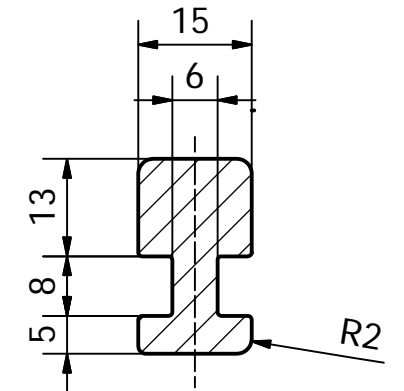
CORTE B-B
E(2:1)



CORTE C-C



SECCIÓN D-D



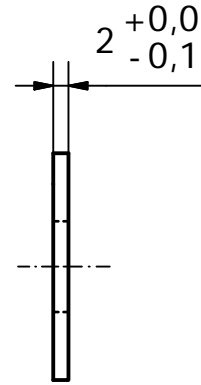
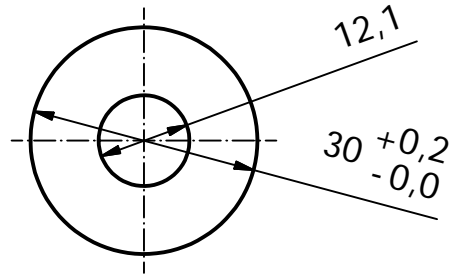
Radios de acuerdo no acotados r=1mm

1	Triángulo de suspensión	7		AW-5083	kg	0,131
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma			
Dibujado:	2/7/2014	Leire Espinaco Díaz				
Comprobado:	2/7/2014	Mikel Abasolo Bilbao				
Escala		1:1		Suspensión trasera: Uni-Track		
Tol. gen. 2768-mK		TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN		Plano Nº. 5		
				Nº Planos. 6		



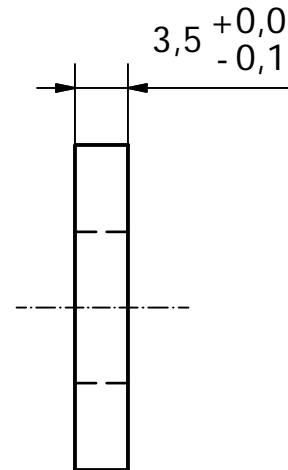
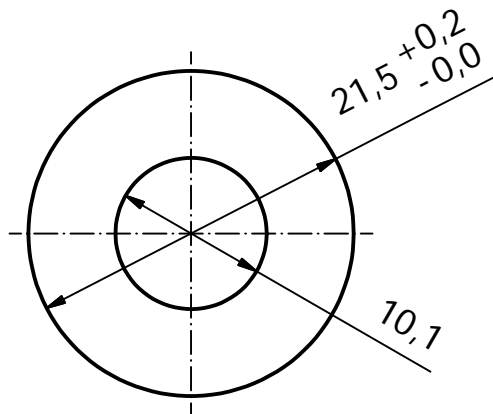
16

N9



9

N9



2	Separador unión amortiguador		16	ST-35	kg	0,02
2	Separador unión bieleta		9	ST-35	kg	0,02

Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre	Firma
Dibujado:	2/7/2014	Leire Espinaco Díaz	
Comprobado:	2/7/2014	Mikel Abasolo Bilbao	



UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA
 TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO



<p>Tol. gen. 2768 mK</p>	<p>Escala</p> <p>2:1</p>	<p>Separadores</p>	<p>Suspensión trasera: Uni-Track</p>
			<p>Plano Nº. 6</p>
			<p>Nº Planos. 6</p>



**ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERÍA TÉCNICA
INDUSTRIAL DE BILBAO**



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2013 / 2014

*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE DE UNA MOTO DE COMPETICIÓN:
ALTERNATIVA UNI-TRACK*

DOCUMENTO Nº 5.2: ANEXO DE CÁLCULOS

DATOS DEL ALUMNO

NOMBRE: LEIRE

APELLIDOS: ESPINACO DÍAZ

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

ÍNDICE

1. PROCESOS DE DISEÑO DE LOS ELEMENTOS.....	2
1.1. PROCESO DE DISEÑO DEL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN.....	2
1.2. PROCESO DE DISEÑO DEL TIRANTE	6
1.2.1. DISEÑO DE LA HORQUILLA	6
1.2.2. DISEÑO DEL TENSOR	10
2. COMPROBACIONES DE DISEÑO.....	12
2.1. LONGITUD MÍNIMA DE ROSCA	12
2.2. COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA DE LOS EJES	15

1. PROCESOS DE DISEÑO DE LOS ELEMENTOS

1.1. PROCESO DE DISEÑO DEL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN

Un primer diseño del triángulo consistía en introducir las fuerzas tipo bearing en las correspondientes superficies del elemento. Con el fin de realizar un análisis con una relación de precisión/coste computacional adecuado, es decir, obtener resultados fiables en intervalos de tiempo cortos, se realizaron los primeros diseños restringiendo las caras interiores de los agujeros.

Las restricciones permitirán el giro pero no el desplazamiento. Las restricciones introducidas serán las denominadas por el software tipo PIN. A continuación se muestra una imagen.

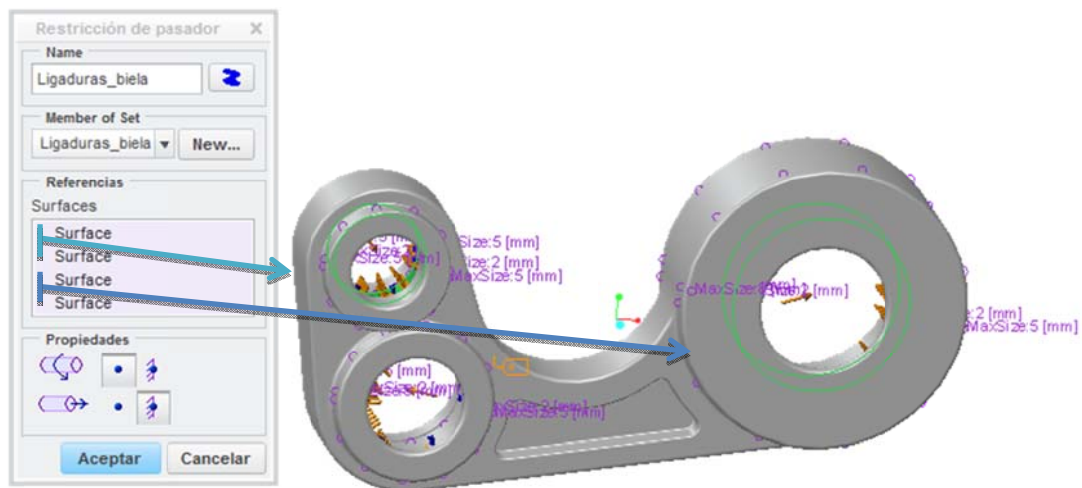


Figura 1. Introducción de las restricciones de movimiento

Una vez introducido las cargas y las restricciones se procede a definir el tipo de material utilizado. El creo 2.0. solo nos permite seleccionar aluminio 6061 pero el material que se utilizara en la realidad será AL-5083, cuyo límite de fluencia es de 125 MPa. Se introduce la malla adecuada a al tipo de figura que se encuentra en estudio.

En este análisis se realizarán tres estudios, valorando si los resultados obtenidos en cada uno de ellos son coherentes o no.

Además, se realiza un primer tipo de análisis que es el que se muestra a continuación, con el fin de obtener una geometría más o menos próxima para suplir las condiciones a las que se verá sometida la pieza. En este primer diseño se introducen las restricciones sobre las superficies completas para

obtener un diseño aproximado. En función de los resultados obtenidos a través de este análisis se realiza un diseño más preciso restringiendo únicamente las zonas de la superficie que verdaderamente no tendrá posibilidad de desplazamiento. Dichos análisis se pueden comprobar en el documento 3.

En el primer estudio se introduce la fuerza de bieleta, restringiendo el resto de las cavidades tal y como se ha indicado.

Los resultados que se obtienen en el mismo son:

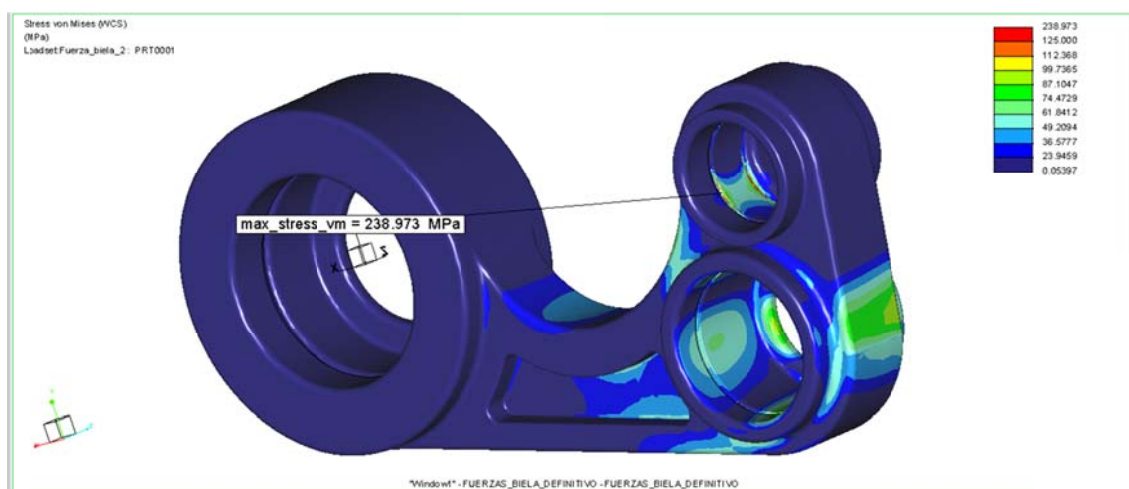


Figura 2. Resultados obtenidos introduciendo la fuerza de la bieleta.

Se observan las zonas que sufrirán mayores tensiones y los valores de las mismas no superan el límite elástico de fluencia (zonas de colores verdosos). Se deberá de prestar especial atención (en los próximos modelos de análisis) en la zona intermedia, ya que aparentemente es a través de la cual se propaga la tensión.

El siguiente estudio se realiza introduciendo únicamente la fuerza que ejerce el resorte. En el resto de los puntos se introduce una restricción de movimiento, como en el caso anterior. Se observa como esta vez como la tensión no se propaga de igual modo que en el anterior. Es destacable, los valores obtenidos de tensiones, ya que son bastante inferiores a los del modelo anterior, esto es debido a que la fuerza ejercida por el resorte es la menor de todas, por lo tanto, resulta evidente que generarán menores tensiones en el elemento.

Además, debido a la disposición de los puntos de anclaje y del resorte, la fuerza elástica que transmite el mismo al agujero superior es prácticamente vertical, lo que implica que al haber una restricción justo en la parte inferior esta absorbe toda la fuerza, sin transmitirla al resto del

elemento. Como dicha restricción es hipotética, es evidente que solo existan tensiones en una zona muy pequeña del elemento, por lo que este estudio no resulta muy interesante ya que no aporta una cantidad considerable de información.



Figura 3. Tensiones introduciendo la fuerza del resorte.

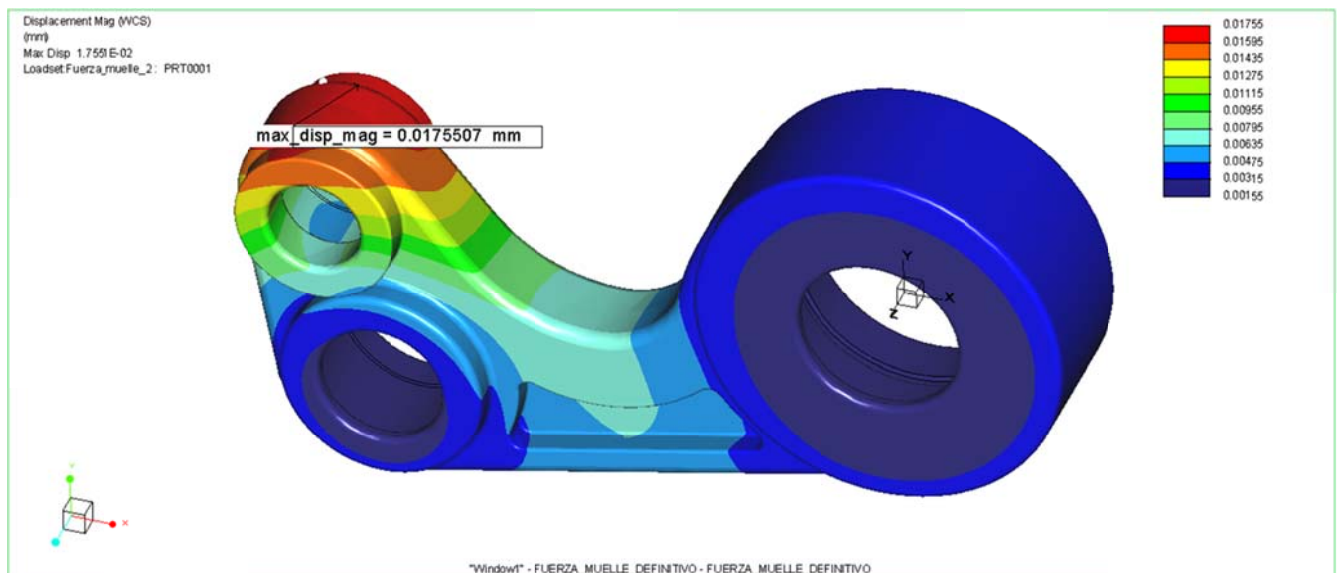


Figura 4. Desplazamientos introduciendo la fuerza del resorte

Finalmente se introduce la fuerza ejercida por la ligadura del triángulo al chasis, obteniendo los siguientes resultados:

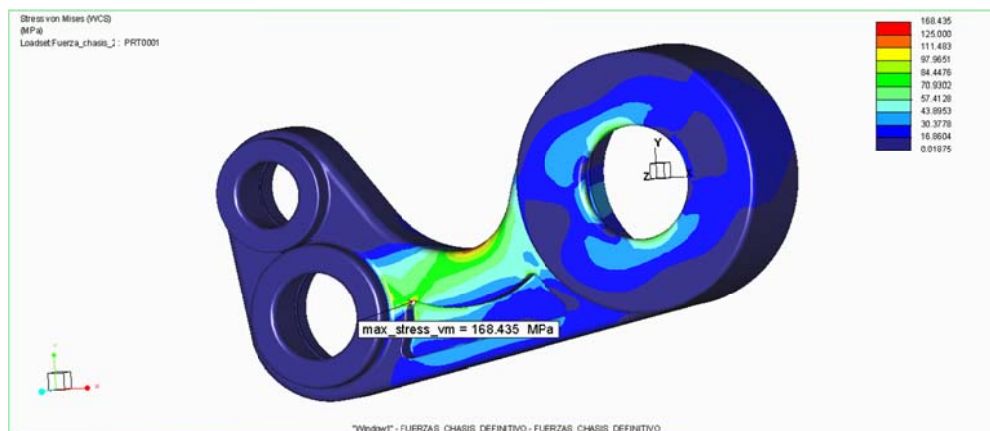


Figura 5. Tensiones insertando la fuerza del chasis

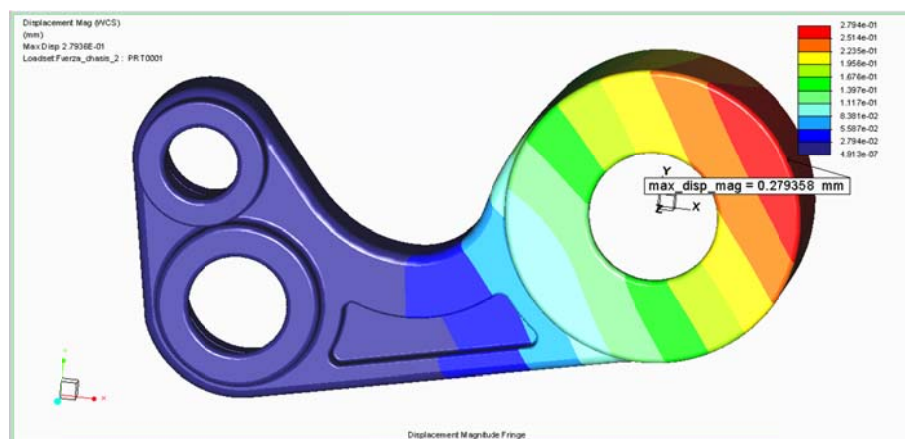


Figura 6. Desplazamientos introduciendo la reacción del chasis

Como bien se ha indicado anteriormente, resulta concluyente que la zona más expuesta al soporte de tensiones es la zona centro, ya que en este modelo también se puede observar cómo trabaja esa zona.

En cuanto a los desplazamientos, a pesar de no ser muy fiables, ya que en todos los modelos se restringe el movimiento en algunas zonas que realmente pueden sufrir deformaciones, los desplazamientos que se producen no son muy elevados.

A través de este estudio se puede obtener un diseño aproximado, aunque a posteriori se verifique con estudios más cercanos a la realidad.

1.2. PROCESO DE DISEÑO DEL TIRANTE

En el diseño del tirante, se distinguen dos procesos, el diseño de la horquilla, y el diseño del tensor, que será el elemento encargado de unir la horquilla con la cabeza de rótula, a través de la rosca.

1.2.1. DISEÑO DE LA HORQUILLA

En este apartado se pretende mostrar a grandes rasgos el proceso de diseño de la horquilla, con todos los ensayos de prueba-error realizados, así como las soluciones empleadas para su resolución.

El diseño inicial es el que se muestra a continuación:

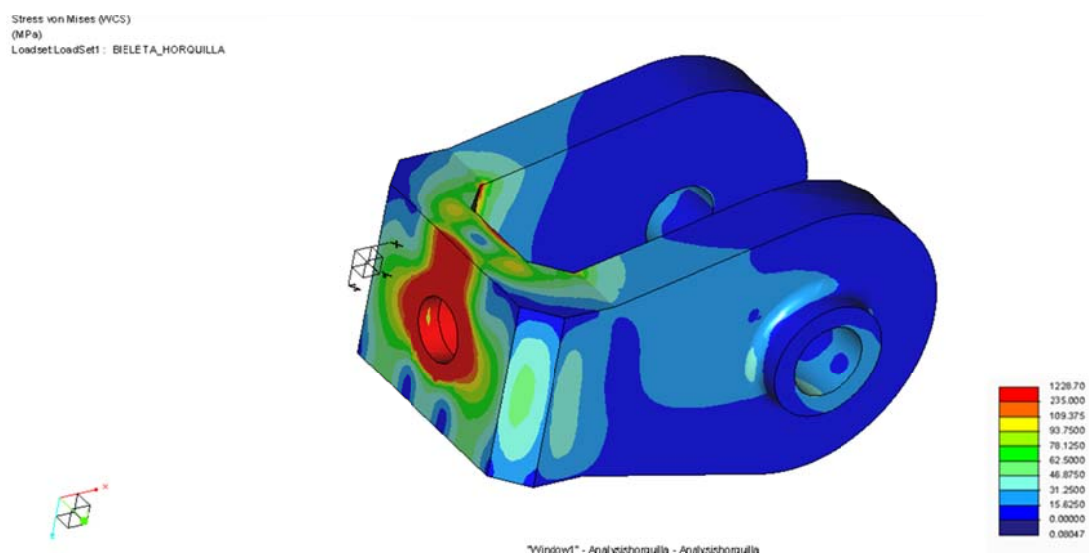


Figura 7. Primer modelo

Se puede comprobar como existen unos valores de tensiones muy elevados, además de que estas zonas son muy extensas, es por ello que será necesario añadir material al diseño.

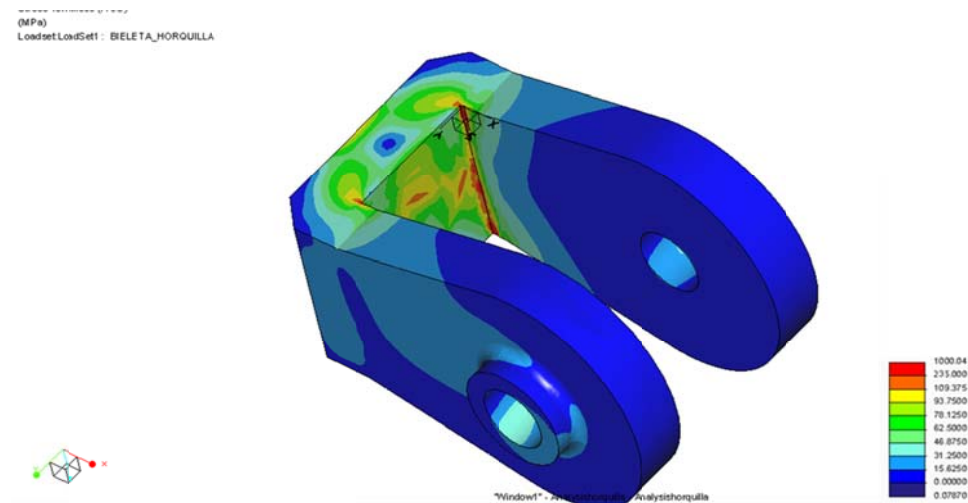


Figura 8. Segundo modelo

Añadiendo espesor a las orejas conseguir disminuir la tensión en las mismas, pero en las secciones de unión entre el “soporte” y las orejas se dan unas tensiones muy elevadas ellas aristas, es por ello que esas zonas, que son propensas a la rotura se deberán de reforzar.

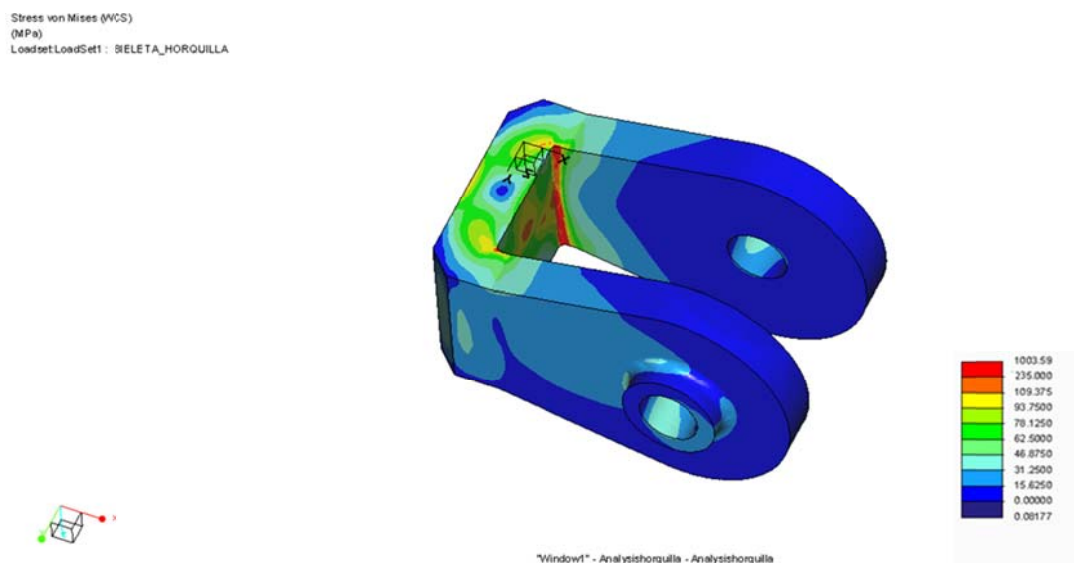


Figura 9. Tercer modelo

Se dispusieron radios de acuerdo, con el objetivo de aliviar la tensión eliminando las aristas vivas que había en esa zona. Tras realizar el análisis, se obtuvo que no fueron muy eficaces y se debería de buscar una solución alternativa.

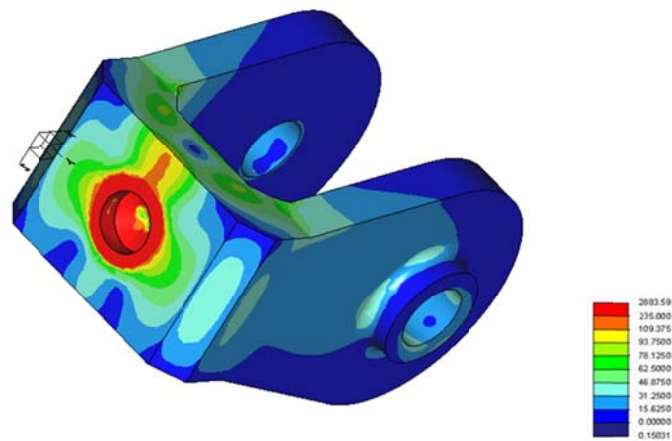


Figura 10. Cuarto modelo

La solución adoptada fue la que se muestra en la figura, se dispusieron unos chaflanes, lo suficientemente robustos para aliviar las tensiones, pero que no implicaran colisiones con el triángulo a la hora del montaje.

A continuación se procedió a buscar la forma de reducir las tensiones en la zona del agujero, añadiendo material, y las posibilidades que se barajaron fueron las que se muestran a continuación:

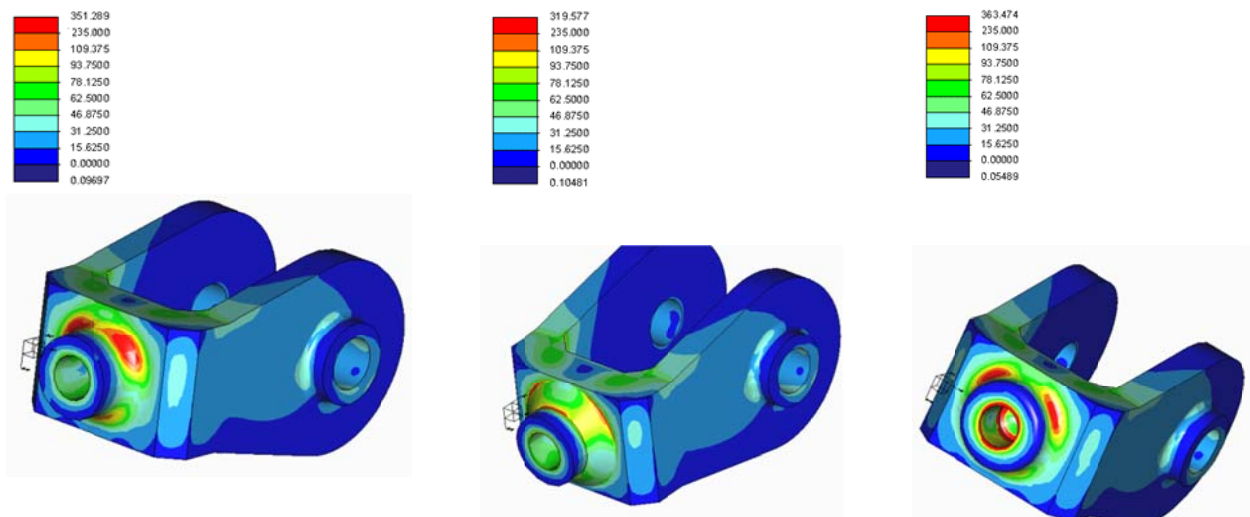


Figura 11. Diferentes alternativas de horquilla

Finalmente, y debido a que se generaban tensiones muy elevadas se optó por una sección más gruesa, obteniendo como resultado final el diseño que se muestra a continuación.

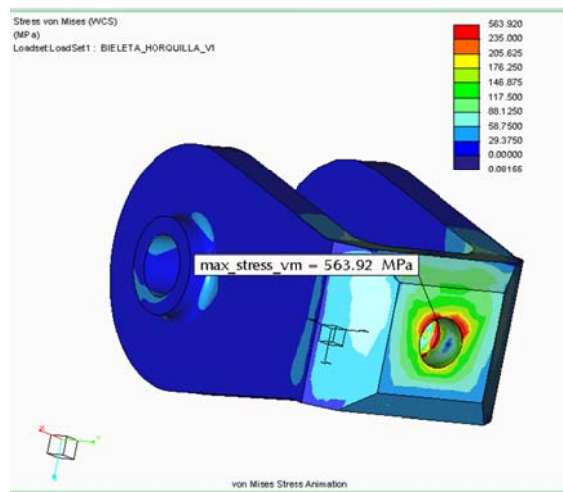


Figura 12. Modelo de diseño final.

1.2.2. DISEÑO DEL TENSOR

El proceso de diseño del tensor, iba ligado con el de la horquilla, ya que cada vez que se realizaba una modificación en la misma, se debería de realizar en el tensor. Por lo que la horquilla resulto muy influyente a la hora de realizar el diseño del tensor.

En general, el único problema, independiente de la horquilla que se encontró fue el que se muestra a continuación.

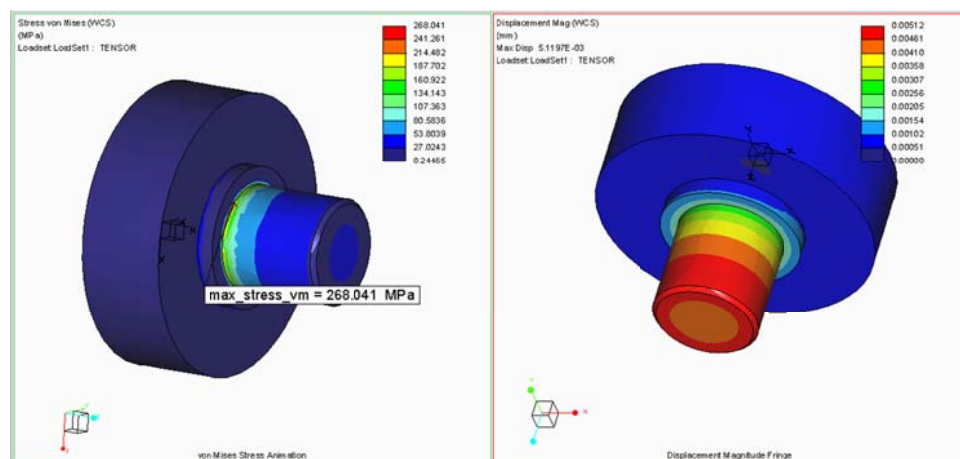


Figura 13. Primer modelo tensor

Como se puede mostrar en la figura, existía un refuerzo de sección circular, alrededor del macho roscado. Al tratarse de un cambio de sección recto, se generaban unos valores de tensión considerables, es por ello, que para tratar de disminuirlas, y conseguir un diseño más óptimo se establecieron en la zona de unión unos radios de acuerdo, obteniendo el siguiente resultado.

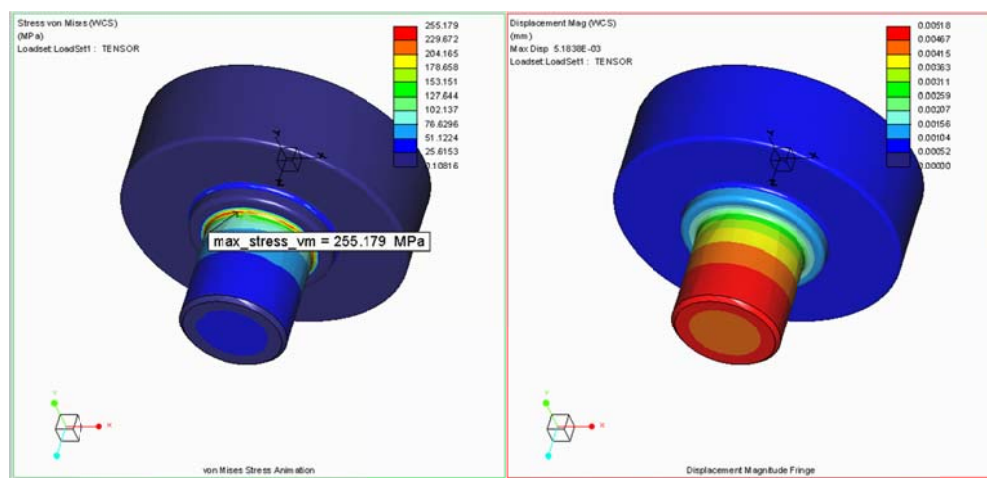


Figura 13. Segundo modelo

En este modelo los valores de tensiones se ven reducidos, a pesar de ser superiores se encuentran en una pequeña zona por lo que se consideró como aceptable dicho modelo.

Se trata de una breve justificación al cambio de sección que se produce en esa zona. Para garantizar que no se produzca una rotura ahí se refuerza con una mayor cantidad de material, pero no en exceso, ya que la finalidad del diseño consiste en obtener piezas con la menor cantidad de peso posible para obtener una buena relación entre resistencia del elemento y el peso.

En cuanto a las deformaciones se refiere, se ven valores elevados en el extremo del macho roscado, resulta obvio que se producirían los mayores valores en esas zonas ya que la zona contraria se encuentra completamente empotrada, por lo que se supone que el desplazamiento no se producirá, afirmación que no resulta ser del todo cierta, ya que ambas partes podrán sufrir deformaciones en pequeñas medidas.

Por lo que se puede concluir diciendo que los valores de desplazamientos se encuentran sobredimensionados.

2. COMPROBACIONES DE DISEÑO

2.1. LONGITUD MÍNIMA DE ROSCA

Para el cálculo de la longitud de la rosca, se recuerda que ambos elementos están constituidos por el mismo material, acero ST 35, cuyo límite de fluencia es de 235 Mpa. Además, la fuerza que se transmite a lo largo de los dos elementos, y que ambos deberán de ser capaces de soportar es de 8761,75 N.

Debido a los elementos de unión seleccionados, (los cuales se pueden comprobar en el apartado “Selección de elementos de unión”), nos condicionan el tipo de rosca a emplear, así como ciertas dimensiones.

Longitud de rosca hembra en la horquilla/rosca macho en el tensor.

En la figura se puede apreciar la rosca que va empleada en la horquilla. Debido a la tuerca de sujeción empleada, se definen los siguientes parámetros:

M12 x 1,75 → DIN 13, paso normal

En función de las ecuaciones expresadas en el documento 3 la geometría será:

$$D = d = 12 \text{ mm}$$

$$\text{Paso} = 1,75 \text{ mm}$$

$$D_1 = d - 1,082532 \cdot 1,75 = 10,1056 \text{ mm}$$

$$D_2 = d_2 = 12 - 0,649519 \cdot 1,75 = 10,8633 \text{ mm}$$

$$d_3 = 12 - 1,226869 \cdot 1,75 = 9,85298 \text{ mm}$$

$$H = 0,866025 \cdot 1,75 = 1,51555 \text{ mm}$$

Como la tolerancia de fabricación es de 6g/6H, sabemos:

⊕ Rosca macho:

$$d_{\min} = 11,63 \text{ mm}$$

⊕ Rosca hembra:

$$D_{2\max} = 10,1 \text{ mm}$$

Inicialmente calculamos el área necesaria para soportar la fuerza a la que se verá sometida la rosca hembra.

$$A_c = \frac{F}{\tau} \cdot 2 = 74,568 \text{ mm}^2$$

Sustituyendo en la ecuación del área.

$$A_c = \pi \cdot d_{\min} \cdot \frac{L}{P} \cdot \left(\frac{P}{2} + (d_{\min} - D_{2\max}) \cdot \tan(30^\circ) \right) \rightarrow L = 2,26 \text{ mm}$$

La longitud obtenida es la mínima necesaria para la rosca hembra. En este caso calculamos la fuerza que soportaría el tornillo:

$$A_t = \pi/4 \cdot (d - 0,9338194 \cdot P)^2 = 84,2665 \text{ mm}^2$$

$$F = \sigma_{yp} \cdot A_t = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 84,2665 \text{ mm}^2 = 19802,63 \text{ N} \gg 8761,75 \text{ N}$$

A la longitud obtenida le aplicamos el coeficiente de seguridad apropiado, en este caso se le aplicará un coeficiente de seguridad de 1,5, por lo tanto la longitud final de la rosca hembra en la horquilla será de:

$$L = 2,26 \text{ mm} \cdot 1,5 = 3,39 \text{ mm}$$

En el diseño del tensor, se definió una longitud de rosca para la horquilla bastante superior a la obtenida, por lo que se asegura que la rosca soportará los esfuerzos a los que se vea sometida.

Longitud rosca hembra en el tensor.

Siguiendo un proceso análogo al anterior se calcula la longitud de la rosca hembra en el tensor, donde deberá de ir roscada la cabeza articulada del mismo. Las características de esta rosca deberán de venir determinadas por dicho elemento de unión, el cual presenta las siguientes características.

$$M14x2 \rightarrow DIN 13, \text{ paso normal}$$

En función de las ecuaciones definidas en el desarrollo de matemático, definido en la documento 3 la geometría será:

$$D = d = 14 \text{ mm}$$

$$\text{Paso} = 2 \text{ mm}$$

$$D_1 = d - 1,082532 \cdot 2 = 11,8349 \text{ mm}$$

$$D_2 = d_2 = 14 - 0,649519 \cdot 2 = 12,7 \text{ mm}$$

$$d_3 = 14 - 1,226869 \cdot 2 = 11,5462 \text{ mm}$$

$$H = 0,866025 \cdot 2 = 1,73205 \text{ mm}$$

Como la tolerancia de fabricación es de 6g/6H, sabemos:

⊕ Rosca macho:

$$d_{\text{mín}} = 13,56 \text{ mm}$$

⊕ Rosca hembra:

$$D_{2\text{máx}} = 11,9 \text{ mm}$$

Inicialmente calculamos el área necesaria para soportar la fuerza a la que se verá sometida la rosca hembra.

$$A_c = \frac{F}{\tau} \cdot 2 = 74,568 \text{ mm}^2$$

Sustituyendo en la ecuación del área.

$$A_c = \pi \cdot d_{\text{mín}} \cdot \frac{L}{P} \cdot \left(\frac{P}{2} + (d_{\text{mín}} - D_{2\text{máx}}) \cdot \tan(30^\circ) \right) \rightarrow L = 1,7876 \text{ mm}$$

La longitud obtenida es la mínima necesaria para la rosca hembra. En este caso calculamos la fuerza que soportaría el tornillo:

$$A_t = \pi/4 \cdot (d - 0,9338194 \cdot P)^2 = 115,606 \text{ mm}^2$$

$$F = \sigma_{yp} \cdot A_t = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 115,606 \text{ mm}^2 = 27167,42 \text{ N} \gg 8761,75 \text{ N}$$

A la longitud obtenida le aplicamos el coeficiente de seguridad apropiado, en este caso se le aplicará un coeficiente de seguridad de 1,5, por lo tanto la longitud final de la rosca hembra en la horquilla será de:

$$L = 2,6814 \text{ mm}$$

Dicho valor es inferior al definido en el diseño, por lo que la rosca soportara los esfuerzos a los que se vea sometida.

2.2. COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA DE LOS EJES

En este apartado se comprobará si la sección de los ejes es suficiente para soportar los esfuerzos a los que se verá sometida la unión.

Como ya es sabido los elementos de unión en cuestión, se consideran que trabajan a esfuerzos cortantes únicamente, ya que se entiende, que si se produjera el fallo, se produciría debido al fenómeno de cortadura.

En primer lugar calcularemos el tornillo de unión entre la horquilla del tirante y el triángulo. El triángulo a través de la rótula transmitirá un esfuerzo, y por el principio de acción y reacción en las orejas de la horquilla se generaran las correspondientes reacciones. Las dimensiones son las que se muestran, y el tornillo es un DIN 931 M12x80.

Las reacciones que se generan son las que se presentan a continuación. Debido a la simetría que presenta el triángulo, dichas reacciones se repartirán equitativamente a cada apoyo.

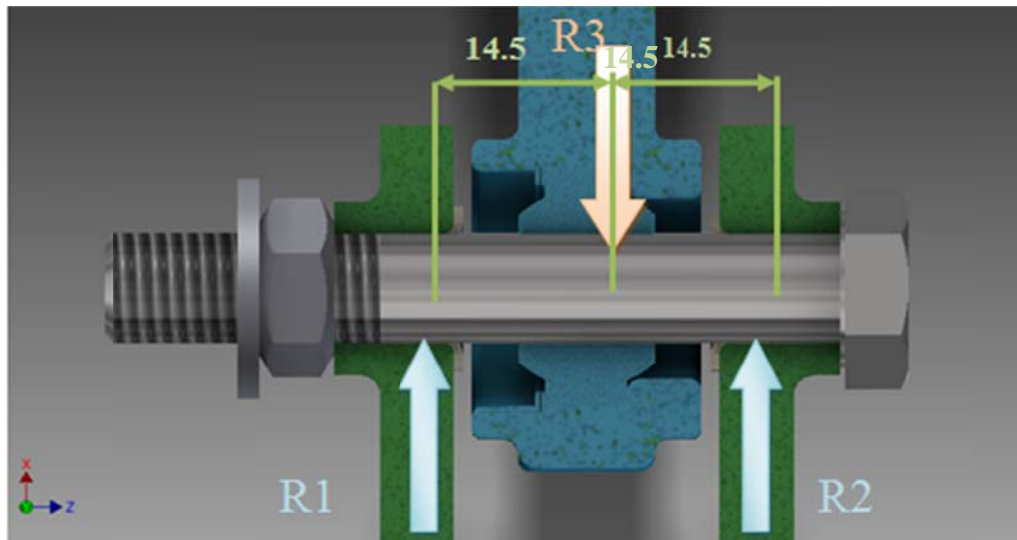


Figura 14. Unión biela-triángulo

$$\begin{cases} R_3 = 8778,33 \text{ N} \\ R_1 = R_2 = 4389,165 \text{ N} \end{cases}$$

Al tratarse de un tornillo clasificado como de clase 8.8, tiene una resistencia elástica de 640 MPa. Por lo que:

$$\sigma_{yp} = 640 \text{ MPa} \rightarrow \tau_{adm} = 320 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{R_3}{2 \cdot A} = \frac{R_3}{2 \cdot (\pi \cdot \phi^2 / 4)} \rightarrow \phi > 4,179 \text{ mm}$$

Por lo que el tornillo soportará la fuerza, ya que el diámetro del tornillo es de 12 mm.

En el caso de la unión del amortiguador al triángulo, se realiza un cálculo análogo, pero variando únicamente el valor de las reacciones:

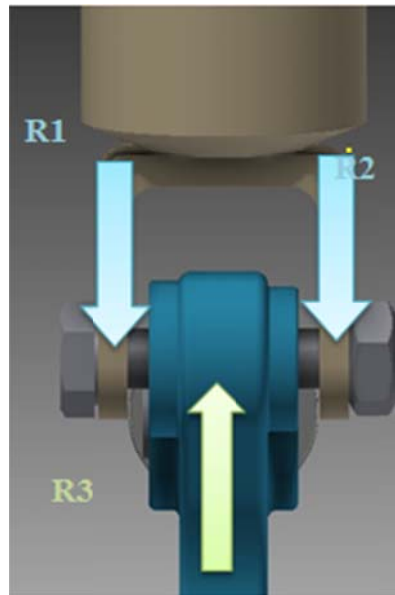


Figura 15. Detalle unión triángulo amortiguador

Nuevamente el triángulo está dispuesto simétricamente, por lo que al igual que en el caso anterior las reacciones se repartirán de igual modo a ambos lados.

$$\begin{cases} R_3 = 44558 \text{ N} \\ R_1 = R_2 = 2279 \text{ N} \end{cases}$$

$$\tau = \frac{R_3}{2 \cdot A} = \frac{R_3}{2 \cdot (\pi \cdot \frac{\phi^2}{4})} \rightarrow \phi > 2,130 \text{ mm}$$

En este caso el elemento empleado es un DIN 931 M10x80. Por lo que el diámetro de la sección será de 10mm. Al ser dicho valor superior que el mínimo, se garantiza que el tornillo soportara los esfuerzos sin dar lugar a ningún fallo.



**ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERÍA TÉCNICA
INDUSTRIAL DE BILBAO**



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2013 / 2014

*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE DE UNA MOTO DE COMPETICIÓN:
ALTERNATIVA UNI-TRACK*

DOCUMENTO Nº 5.3: ANEXO DE HERRAMIENTAS INFORMÁTICAS

DATOS DEL ALUMNO

NOMBRE: LEIRE

APELLIDOS: ESPINACO DÍAZ

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

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN AL CREO 2.0.....	2
2. PROCESOS DE OBTENCIÓN DE DATOS	4
2.1. SUSPENSION TRASERA TRADICIONAL	4
2.1.1. REALIZACIÓN DE CONJUNTOS.....	4
2.1.2. DEFINICIÓN DE ANÁLISIS Y PARÁMETROS	9
2.2. SUSPENSION TRASERA UNI-TRACK.....	16
2.2.1. OBTENCIÓN DE REACCIONES EN LOS PUNTOS DE CONEXIÓN	16
2.2.2. OBTENCIÓN DE LONGITUDES	20

1. INTRODUCCIÓN AL CREO 2.0.

En este documento se explayará, con un mayor detalle el método de obtención de los datos requeridos a través del sistema informático Creo 2.0., el cual se empleó para la realización de los cálculos y verificaciones realizadas a lo largo del desarrollo del proyecto en cuestión.

El empleo de este software fue impuesto por la organización MotoStudent.

El programa informático, nos permite desde realizar los análisis cinemáticos, estáticos, equilibrios de fuerzas... hasta realizar los análisis de elementos finitos para modelar de forma óptima los elementos empleados para la configuración de la suspensión.

La herramienta informática consta de diferentes módulos. De todos ellos, los empleados para el desarrollo del proyecto han sido:

- *Creo Parametric 2.0.*, a través del cual se ha realizado la primera parte del proceso de diseño. El modulo en cuestión permite realizar todo tipo de análisis. Este módulo fue empleado para realizar los estudios cinemáticos de las suspensiones, así como, a través del mismo se pudieron obtener las diferentes curvas de rigidez de los modelos de suspensión. A su vez, se empleó para el cálculo de las fuerzas y reacciones a las que el sistema se veía sometido, y gracias al mismo se pudo realizar un diseño óptimo del conjunto de la suspensión.
- *Creo Simulate 2.0.*, este módulo se empleó para el diseño de los elementos. Una vez definida la configuración geométrica del sistema se pasó a diseñar los elementos individualmente. La característica principal de este programa, era la posibilidad que presenta de realizar las simulaciones de elementos finitos, pudiendo obtener los esfuerzos y deformaciones necesarias para el diseño de los elementos. La principal ventaja que presenta era que los valores de los esfuerzos que se aplicaban a cada uno de ellos podían ser exportados de un programa a otro, evadiendo así cualquier tipo de error que se pudiera producir al insértalos.

Mediante el uso de este sistema se pudo diseñar el conjunto del mecanismo. A continuación se realizarán unas breves explicaciones de los procesos a seguir para el cálculo de las diferentes variables empleadas. El programa permite la posibilidad de obtener infinitos tipos de parámetros, así como realizar un amplio rango de estudios y simulaciones, de los que solo se detallaran los llevados a cabo para el desarrollo del proyecto.

2. PROCESOS DE OBTENCIÓN DE DATOS

2.1. SUSPENSIÓN TRASERA TRADICIONAL

2.1.1. REALIZACIÓN DE CONJUNTOS

En este apartado se explicará cómo se han introducido los diferentes elementos que conforman la suspensión en el programa informático, con sus correspondientes restricciones y uniones.

Antes de comenzar con el proceso se definen los tipos de uniones que se pueden introducir entre los componentes, se seleccionarán las uniones acordes con los grados de libertad que presente el mecanismo. Un mecanismo nunca podrá tener grados de libertad negativos.

A continuación se muestran las opciones que nos facilita el programa informático.

Tipo de unión	Restricciones			
	Rotación	Traslación	Total	
Rígida	0	0	0	Une dos elementos, que al estar unidos mediante este tipo de unión forman un único elemento rígido.
Corredera	0	1	1	Se traslada a lo largo de un eje.
Pin	1	0	1	Rota alrededor de un eje.
Cilíndrica	1	1	2	Se traslada y rota a lo largo de un eje
Esférica	3	0	3	Rota en cualquier dirección.
Plana	1	2	3	Dos cuerpos unidos mediante esta restricción se desplazan una respecto de otra en ese plano. La rotación es alrededor de un eje en ese mismo plano
Cojinete	3	1	4	Combinación de una unión deslizadera y esférica.

Tabla 1. Tipos de restricciones en un mecanismo

Para comenzar a ensamblar un conjunto se comienza introduciendo todas las piezas del conjunto, a través de la opción que se muestra en la figura.

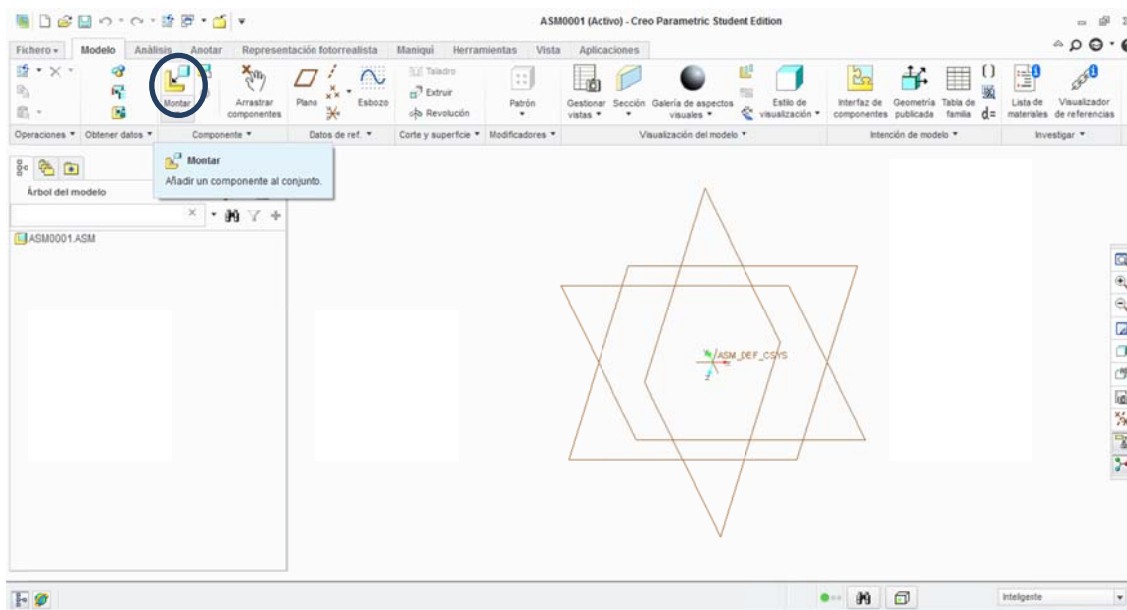


Figura 1. Introducir elementos

Se comienza introduciendo el chasis, cuya unión deberá de ser rígida, las características de dicha unión se muestran en la tabla 1, ya que es el único elemento que no podrá contener ningún grado de libertad.

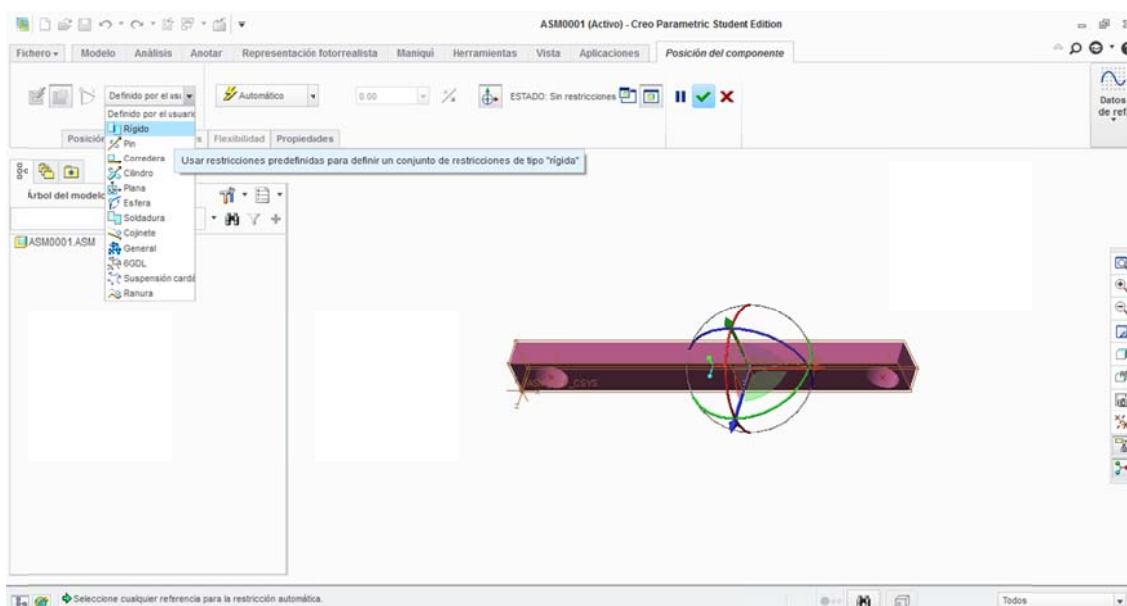


Figura 2. Elemento fijo

Una vez fijado este elemento se procede a introducir el elemento basculante. Dicho elemento contendrá una unión tipo pin que le permita rotar alrededor del eje de unión del chasis con el basculante. A continuación se muestra la manera de definirlo.

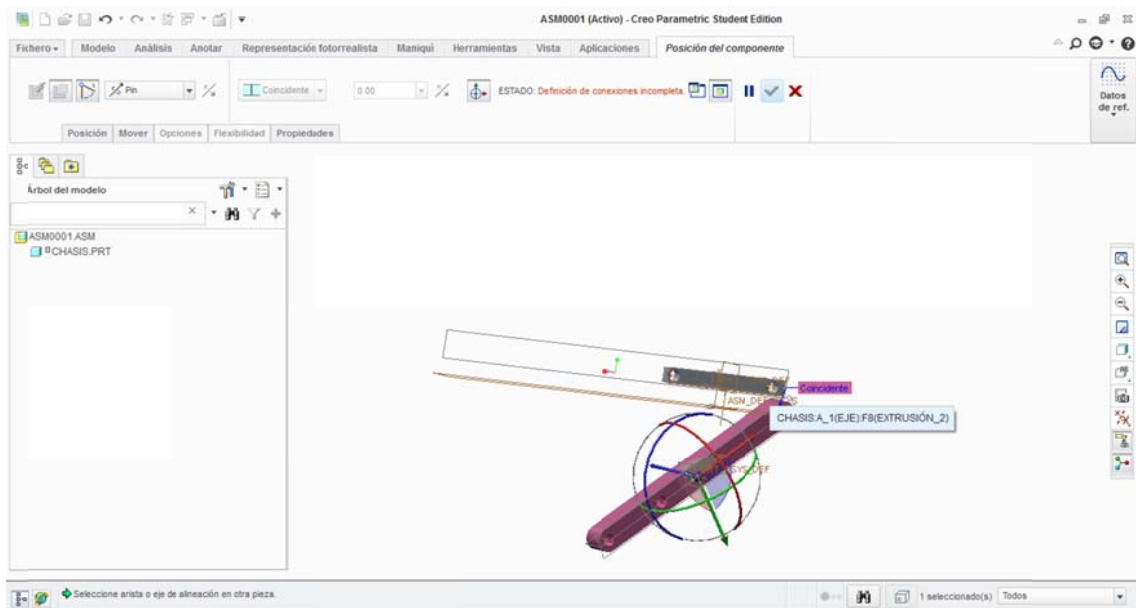


Figura 3. Introducción del basculante

Una vez posicionado el basculante se definirá el mecanismo que se desea estudiar. Para ello se siguen los siguientes pasos, Aplicaciones<Mecanismo.

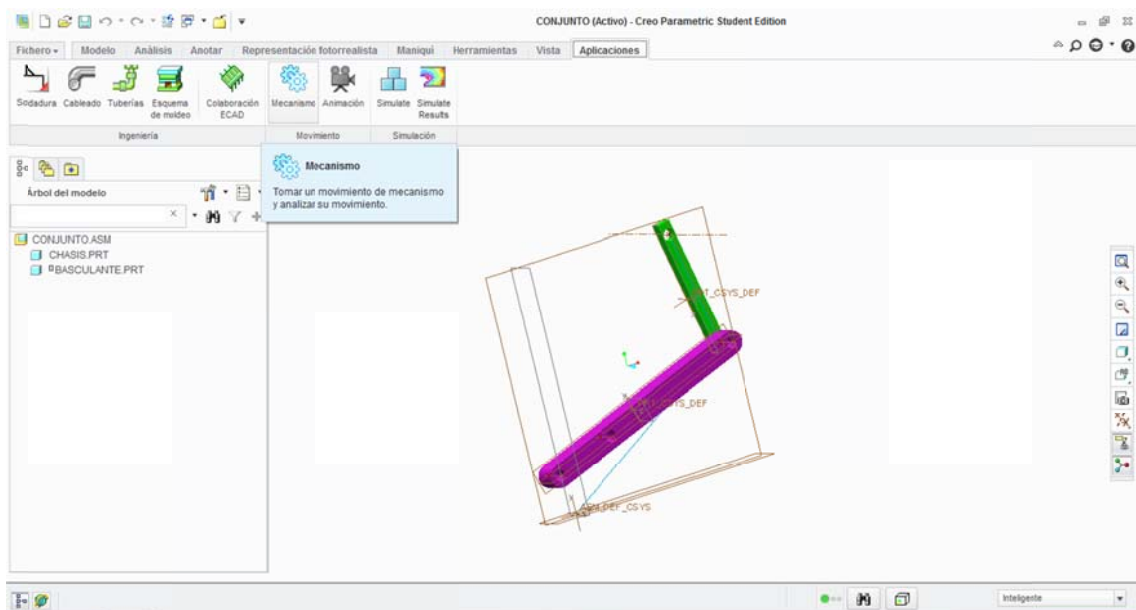


Figura 4. Definición del mecanismo

Una vez en la sección de mecanismo, el sistema informático nos proporciona un amplio abanico de opciones para definir nuestro mecanismo, y la característica que pueda contener el mismo. A continuación se muestran las múltiples posibilidades.



Figura 5. Diferentes opciones

En nuestro caso es necesario definir un muelle, el cual sirva de unión entre el basculante y el chasis. Para ello se selecciona la opción de Insertar<Definir muelle. Esta opción nos proporciona la posibilidad de introducir el coeficiente de rigidez del mismo, la longitud inicial que deba contener, así como los dos puntos de anclaje del elemento.

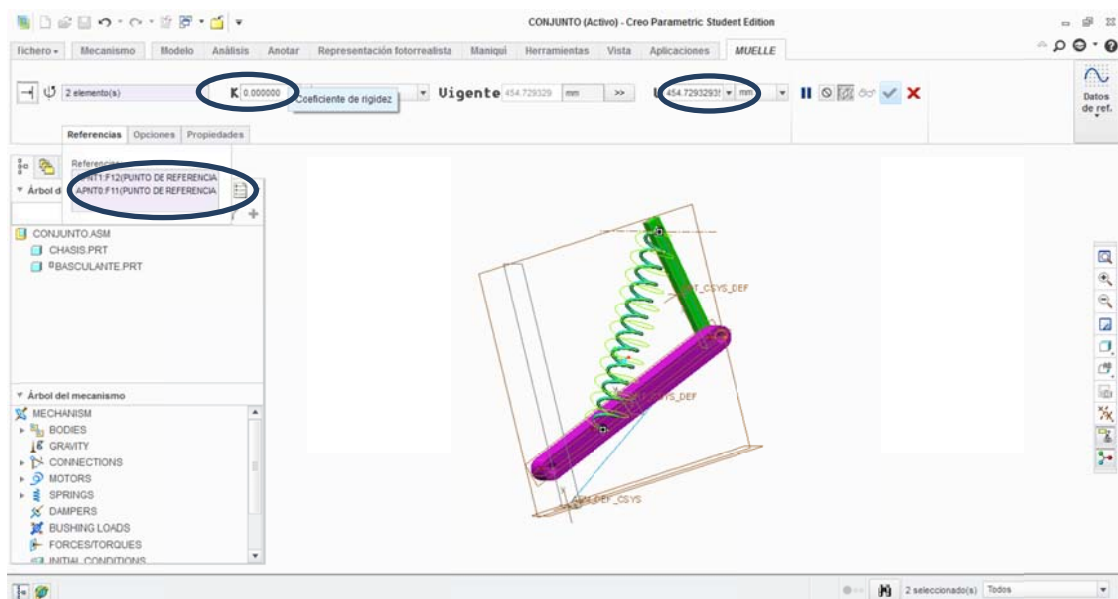


Figura 6. Definición del resorte del mecanismo

De esta forma queda perfectamente definido el mecanismo.

El siguiente paso para poder definir el estudio será simular el movimiento o el desplazamiento que deberá de tener el mecanismo. Para ello, se hará uso de la opción de “Motor cinemático”, introduciéndole en el punto de unión de los dos elementos. Los pasos a seguir se muestran a continuación:

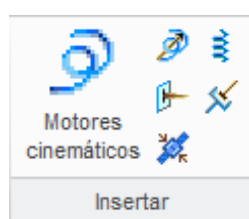


Figura 7. Motores cinemáticos

Se selecciona la opción de Motores Cinemáticos.

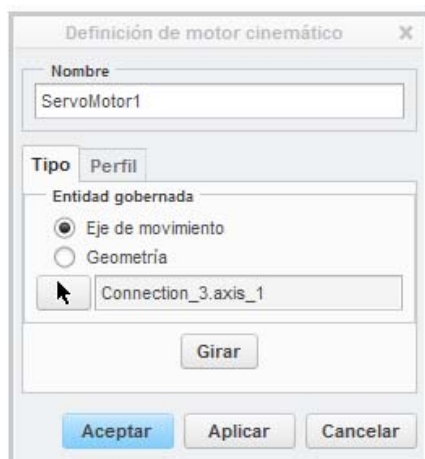


Figura 8. Definición de motor

Se define el nombre del motor.

Se selecciona el eje en el que se dispondrá el motor (en este caso la conexión entre el chasis y el basculante).

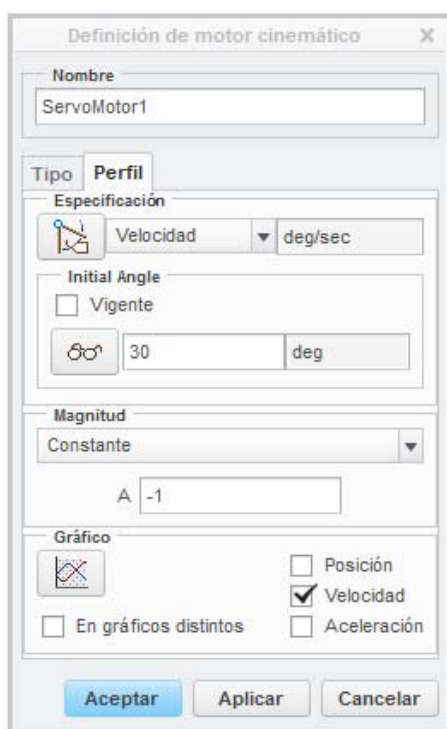


Figura 9. Parámetros del motor

Se selecciona la velocidad.

El ángulo en el que se desea que comience el movimiento, en el caso en estudio el ángulo inicial era de 30°.

Finalmente se selecciona la velocidad a la que se desea que gire el mecanismo. En este caso se seleccionó 1 rd/s.

Este es el proceso con el que se define completamente el mecanismo, en los siguientes apartados se desarrolla el proceso de la selección del análisis, y los parámetros.

2.1.2. DEFINICIÓN DE ANÁLISIS Y PARÁMETROS

En este apartado se expresará el tipo de análisis seleccionado para cada situación y la forma de obtener los parámetros que se necesitan para realizar los estudios en cuestión.

El programa nos permite seleccionar uno de los siguientes análisis en función de las mediciones que deseemos realizar:

Tipo de análisis	Mediciones
Cinemático	Posición, velocidad, aceleración, separación, grados de libertad, tiempo, orientación de los elementos, velocidad angular de los elementos, aceleración angular de los elementos y mediciones definidas por el usuario
Dinámico	Todos menos reacción en el punto de carga
Estático	Posición, reacciones en las conexiones, carga neta, mediciones de todo el sistema, mediciones de todos los elementos, mediciones definidas por el usuario
Equilibrio de fuerzas	Posición, reacciones en las conexiones, carga neta, reacción en el punto de carga, mediciones del sistema, mediciones de los elementos, mediciones definidas por el usuario
Posición	Posición, separación, grados de libertad, tiempo, aceleración angular de los elementos, mediciones definidas por el usuario

Tabla 2. Parámetros de medición.

Será necesario definir dos análisis diferentes. Uno de ellos será un análisis cinemático para poder obtener las velocidades de los puntos en cuestión y otro será un análisis de equilibrio de fuerzas, con el fin de poder obtener los valores de las fuerzas para cada instante de desplazamiento.

Para el análisis cinemático se deberán de definir los siguientes aspectos. Inicialmente se selecciona el tipo de análisis, seguido se define el tiempo inicial y final del proceso. En este caso se definió 30 segundos ya que la velocidad del motor establecida era de 1 rd/s y se necesita un desplazamiento de 30° con el fin de que el mecanismo rote un rd por segundo y poder realizar posteriormente unas gráficas con una mejor escala.

En el siguiente punto se definirán el número de marcos en el que se desea realizar el estudio. Finalmente el intervalo, que se definirá en función del número de muestras que se deseen, es decir, la partición en la que se desee un segundo de tiempo.



Figura 10. Definición de un análisis cinemático

Finalmente se define la posición en donde se desea que comience el análisis.

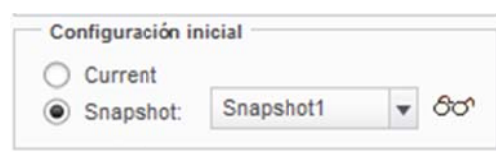


Figura 11. Configuración inicial

- *Current*, en la posición en la que se encuentra el mecanismo en ese instante.
- *Snapshot*, en una posición definida, tras obtener una fotografía en ese instante.

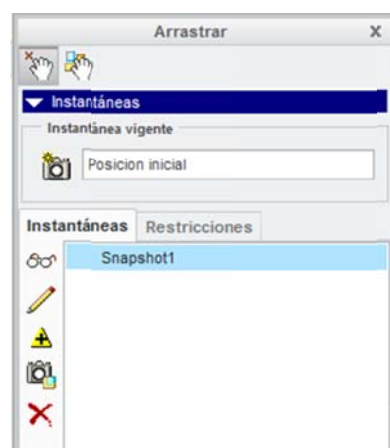
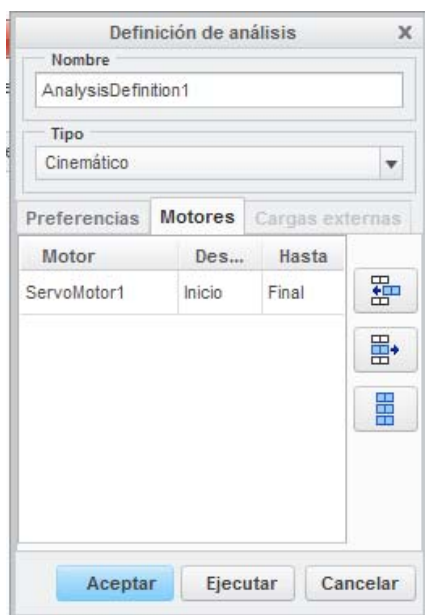


Figura 12. Herramienta Snapshot

De esta forma se define un análisis cinemático. Los pasos a seguir para otros estudios es muy semejante. A continuación se mostrará cómo se han ido introduciendo las características concretas

para nuestro modelo en estudio. Adicionalmente se explica cómo se deben de definir las diferentes variables que se van a emplear para realizar los estudios.

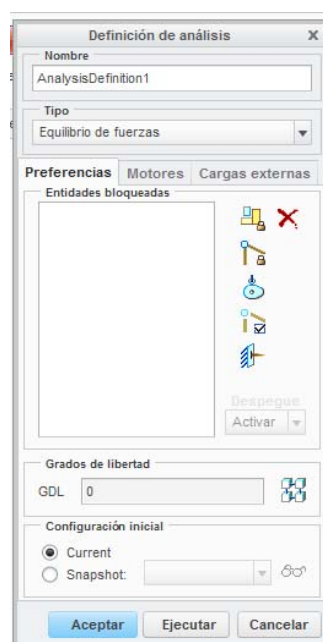


Se introduce el motor que se desea para ejecutar el análisis.

Finalmente se acepta y se ejecuta el análisis.

Figura 13. Definir el motor en el análisis

Para definir el análisis de equilibrio de fuerzas el proceso es muy semejante, pero con pequeñas variaciones que se muestran a continuación:



Se selecciona el equilibrio de fuerzas.

Para restringir todos los grados de libertad se deberá de introducir en el punto de unión de la rueda con el basculante, su magnitud será el mayor valor de la fuerza obtenido en el anterior análisis.

Figura 14. Definición de análisis

Figura 15. Fuerza en el eje X

Figura 16. Fuerza en el eje Y

Figura 17. Fuerza en el eje Z

Figura 18. Análisis de equilibrio de fuerzas

En el eje x la fuerza es nula, ya que dicha fuerza es de dirección vertical y hacia arriba, es decir, únicamente tendrá componente Y.

Magnitud de la fuerza máxima.

En este eje la fuerza también adquiere el valor de cero, ya que solo existe en la dirección Y.

Una vez introducida la fuerza, nos aparecerá indicado como se muestra en la figura adyacente.

Para obtener los valores de las fuerzas en cada situación, bastará con hacer clic en aceptar, y automáticamente el programa nos dará el valor de la fuerza para esa situación.

Para obtener las fuerzas en cada instante bastará con ir variando las posiciones, mediante la opción Snapshot.

Una vez definidos los análisis, deberemos de indicar los parámetros los cuales necesitamos los valores para realizar las comprobaciones necesarias.

Para ello se muestra un pequeño resumen de los parámetros que se deberán de obtener:

$$\left\{ \begin{array}{l} Y_c \rightarrow \text{Desplzamiento vertical del punto C} \\ Lm \rightarrow \text{Velocidad de compresión del resorte} \\ \dot{Y}_c \rightarrow \text{Velocidad del punto C} \end{array} \right.$$

Comenzamos con el desplazamiento del punto C, para ello se hará uso del análisis cinemático, ya que el análisis de equilibrio de fuerzas solo nos proporciona el valor de las fuerzas para cada situación.

El proceso para definir dichos parámetros se muestra a continuación:

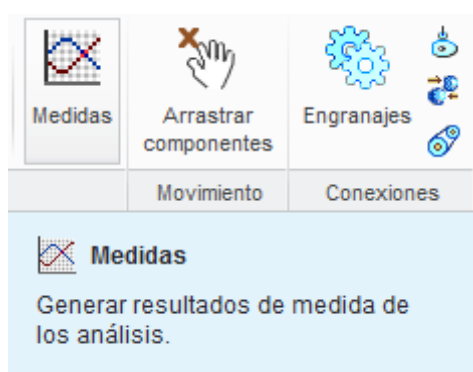


Figura 19. Opción de medidas

A través de la opción que se muestra en la figura se definen las variables de las cuales se desea obtener los resultados.

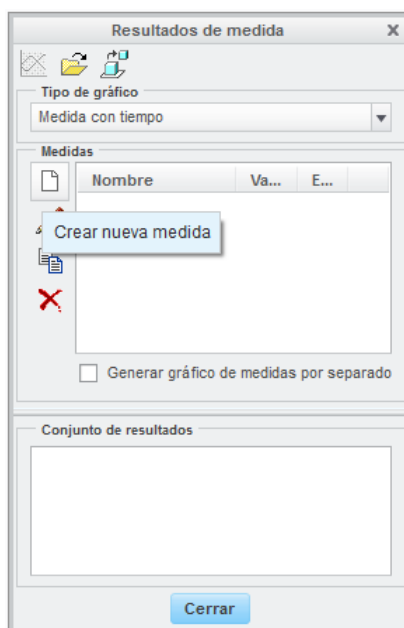


Figura 20. Definir los parámetros

Mediante la opción que se muestra se definen las medidas que se desean realizar.

En el caso en el que nos encontramos se deberán de obtener el desplazamiento del punto C (des_{Yc}), la velocidad relativa entre los puntos de anclaje del resorte (Vel_{Lm}) y la velocidad del punto C (Vel_{Yc}).

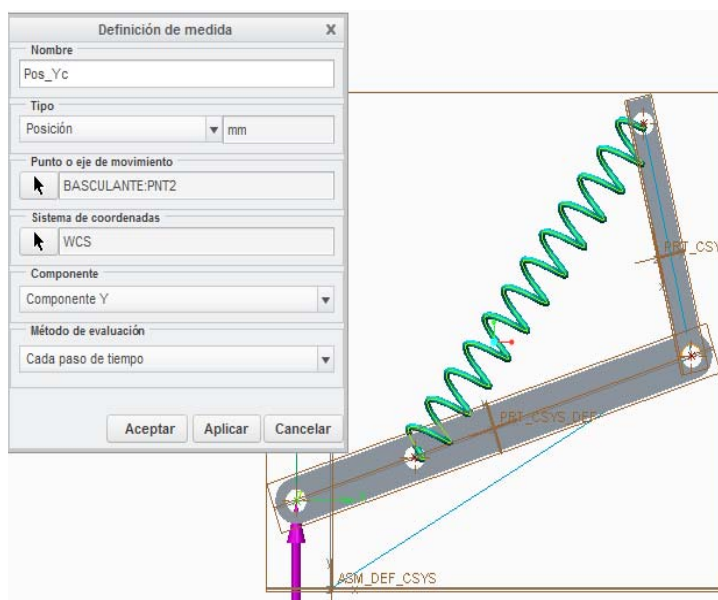


Figura 21. Definición de parámetros

El primer paso es modificar el nombre del parámetro.

El tipo de medición será de posición, ya que nos interesa la posición de dicho punto en el intervalo de movimiento.

A continuación se indica el eje en movimiento del cual se desea obtener los valores.

El siguiente paso será definir el sistema de coordenadas respecto a las cuales se realizarán las medidas.

Finalmente se indica la dirección de la magnitud que se desea obtener, en este caso el desplazamiento vertical.

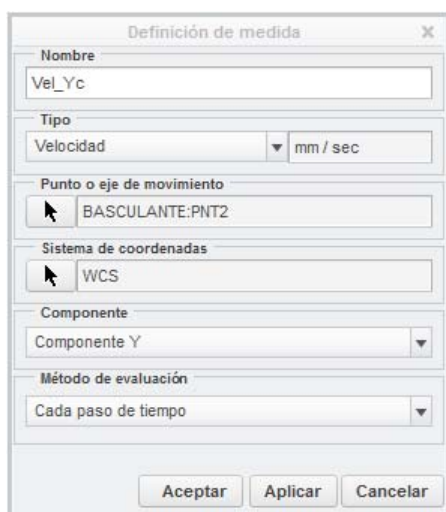


Figura 22. Definición de la velocidad de C

Para definir la velocidad del punto C, se sigue un proceso análogo al anterior, pero esta vez se seleccionará la opción de velocidad, tal y como se muestra en la figura.

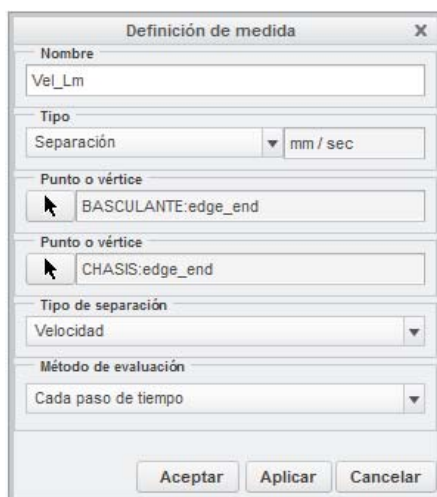


Figura 23. Definición de la velocidad de compresión

Para definir la velocidad de compresión del muelle, se hace uso de la opción separación.

Los puntos indicados serán los extremos de anclaje del resorte.

Es por ello que no es necesario indicar el sistema de coordenadas.

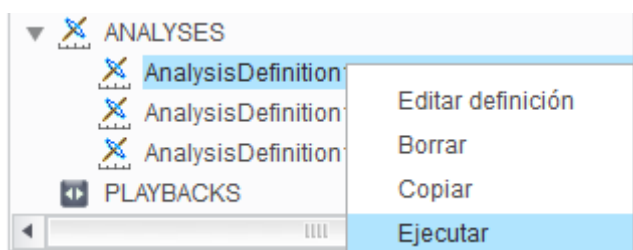


Figura 24. Ejecutar los análisis

Finalmente para obtener los valores de todos los parámetros definidos se deberá de ejecutar el análisis.

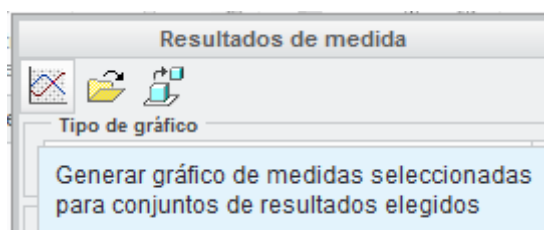


Figura 25. Graficar resultados

Los datos se podrán graficar, en función de la variable que se desee, seleccionando la opción que se indica en la figura, y obteniendo así todos los datos necesarios para realizar los estudios que se presentan en el documento 3.

Los resultados obtenidos son los que se muestran en el documento 3. Los datos se exportaron a una hoja de cálculo para manejarlos con mayor facilidad, ya que con el programa informático Creo Parametric 2.0. resulta más engorroso.

2.2. SUSPENSIÓN TRASERA UNI-TRACK

2.2.1. OBTENCIÓN DE REACCIONES EN LOS PUNTOS DE CONEXIÓN

En este apartado se realizará la explicación del método seguido para la obtención de los valores de las reacciones en cada uno de los elementos para poder llevar a cabo el análisis de elementos finitos.

Las reacciones se deberán de obtener en el instante en el que el sistema alcanza la situación más desfavorable. Es decir, cuando la rueda transmite al basculante una fuerza de 2,5 kN. El valor de dicha fuerza ha sido calculado previamente.

El proceso a seguir para el cálculo de las reacciones en cuestión es el que se muestra a continuación:

Una vez definido la posición se define el análisis que nos dará los valores de las reacciones que sufre cada elemento. Para ello es necesario definir las ligaduras de todos los elementos que componen el sistema.

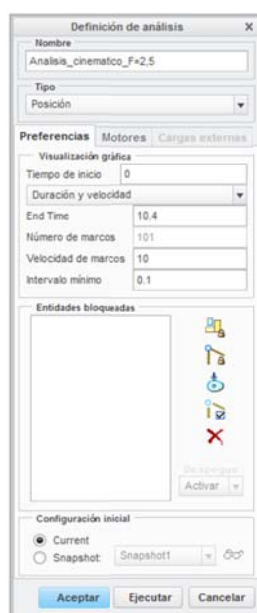


Figura 26. Definición del análisis cinemático cuando $F=2,5\text{kN}$

El primer paso a realizar será llevar al sistema hasta la posición en la que la fuerza es de 2,5 kN. Esta situación se produce en el instante de tiempo de 10,4 segundos. Por lo que se define un análisis cinemático hasta dicha posición.

Una vez definido la posición se define el análisis que nos dará los valores de las reacciones que sufre cada elemento. Para ello es necesario definir las ligaduras de todos los elementos que componen el sistema.

Al realizar el ensamblaje de los elementos, el programa da la posibilidad de indicar el tipo de unión que se desea.

Las uniones empleadas serán de tipo Pin, es decir, aquellas que permiten el giro respecto de un eje.

Basta con seleccionar el tipo de unión y el eje respecto del que se permite la rotación.

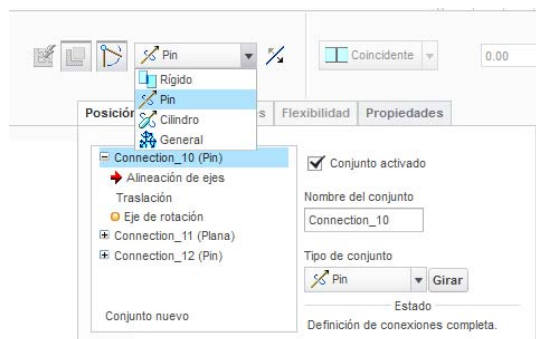


Figura 27. Selección de uniones



Figura 28. Introducir la fuerza crítica en el punto

C.

El siguiente paso consistirá en introducir en el punto C, una fuerza, en sentido vertical y dirección positiva.

Se introduce el valor de la misma.

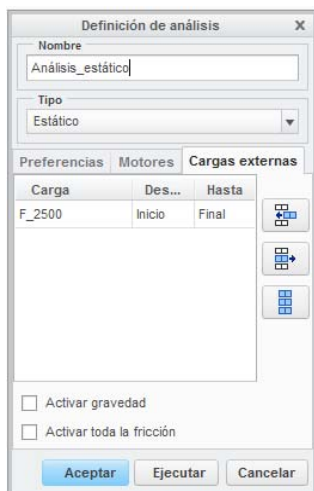


Figura 29. Nuevo análisis estático

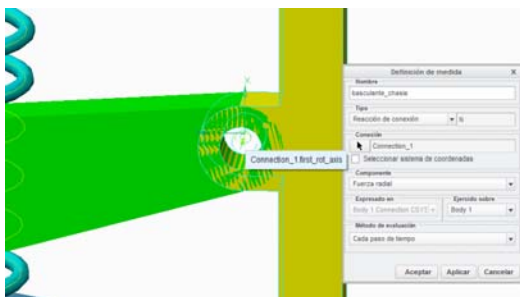


Figura 30. Definición de puntos de unión

Una vez definidas las uniones e insertada la fuerza, se define un nuevo análisis.

Esta vez será un análisis estático, en que se deberá de introducir la fuerza definida.

A través del análisis en cuestión se obtendrán los valores de las reacciones.

El siguiente punto consistirá en definir los parámetros en los que se tiene especial interés.

Es decir se definirán los puntos en los que se desea obtener los valores de las reacciones.

Se indica la componente del vector fuerza que se desea conocer.

El último paso señalado se repite con todas las uniones de los elementos que conforman el sistema y se ejecuta el análisis estático.

Una vez ejecutado dicho análisis se obtienen los valores de las reacciones. Dichos valores son los que se muestran a continuación:

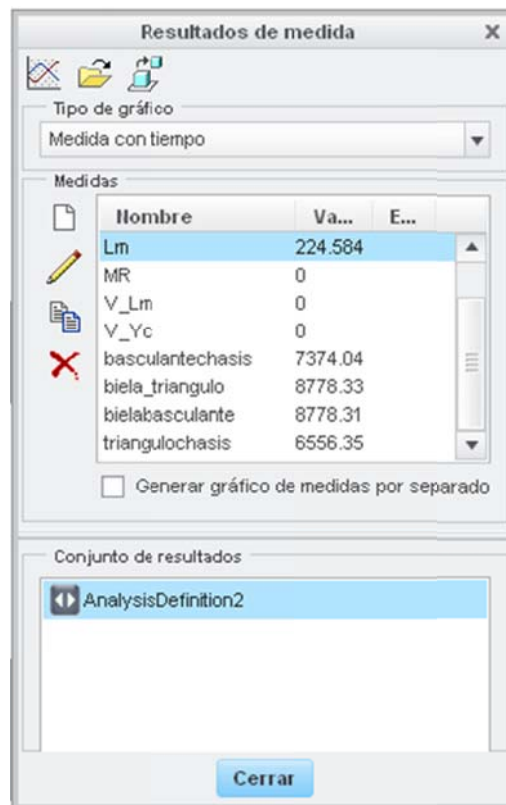


Figura 31. Valores de las reacciones

Además, el programa nos permite la opción de importar los valores al módulo de elementos finitos, para garantizar que los valores empleados en las simulaciones son los correctos y evitar así cualquier tipo de error que se pudiera producir.



Figura 32. Opción válida para exportar los valores de las reacciones en cada punto de conexión de forma íntegra

2.2.2. OBTENCIÓN DE LONGITUDES

En este apartado se pretende realizar una breve explicación, con la cual se pretende complementar la forma en la que se obtienen las diferentes longitudes entre los elementos, para a posteriori poder realizar los cálculos de las reacciones, en el apartado de la memoria correspondiente a la comprobación de reacciones.

El conjunto de suspensión en estudio es la que se muestra a continuación:

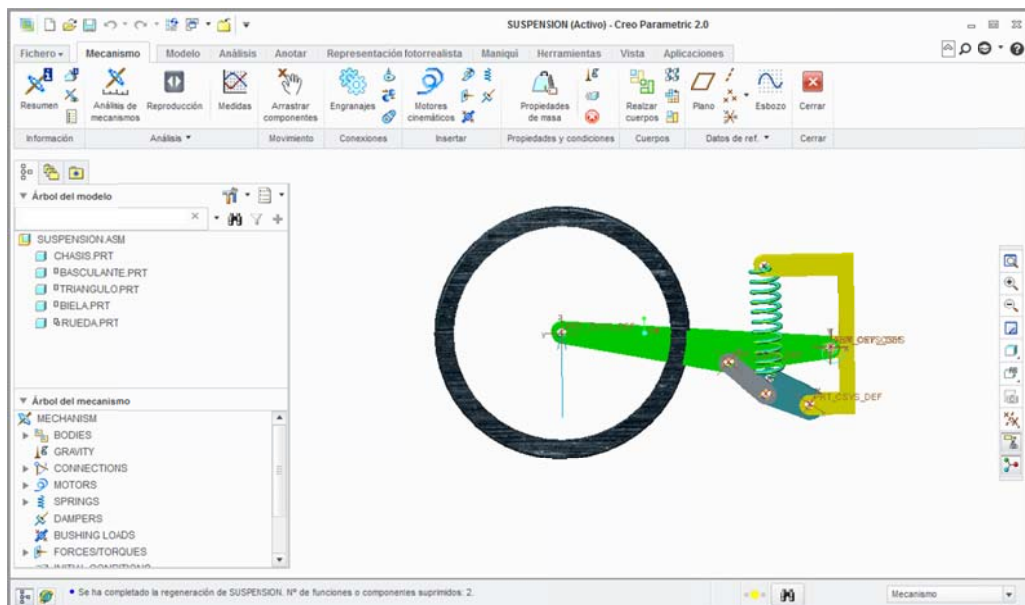


Figura 33. Representación del conjunto para el cálculo de longitudes.

El primer paso será definir el análisis cinemático, el cual se definirá hasta el punto en el que la fuerza alcanza su máximo valor en el caso más crítico, es decir cuando $F=2,5$ kN.

Para saber en qué momento se da ese punto debemos de obtener la gráfica de la fuerza en función del tiempo y analizar en qué posición el mecanismo alcanza el valor de fuerza calculado.

Como dicho análisis se realizó anteriormente para seleccionar el tipo de configuración adecuada, es conocido que en el instante de tiempo de 10,4 s. Por lo que:

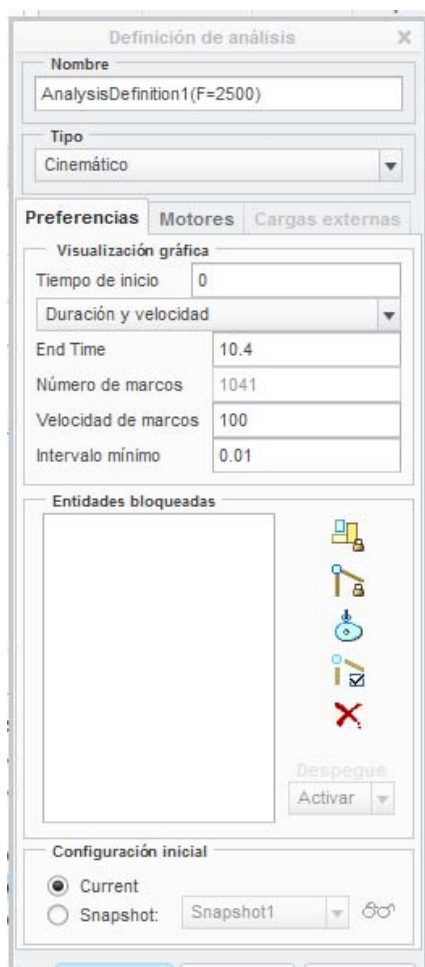


Figura 34. Definición del análisis para la posición crítica $F=2,5$ kN

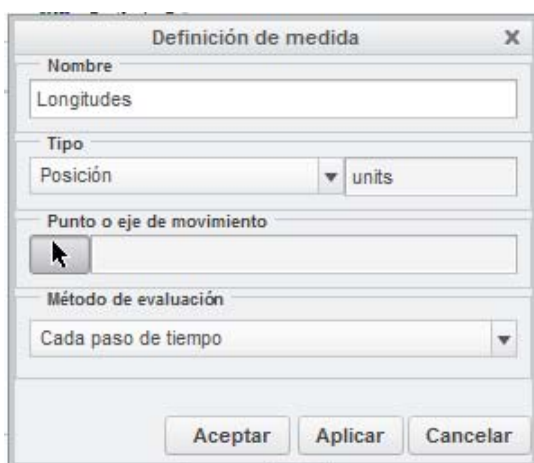


Figura 35. Definición de los parámetros de longitud

Se define el estudio hasta dicha posición, que será donde se quieran recoger los datos de las diferentes longitudes.

Como en casos anteriores, el estudio es cinemático.

El tiempo de movimiento es de 10,4 s.

Y los datos son recogidos en intervalos de tiempo de 0,01 s

Una vez definido el análisis, es necesario definir los datos que se desean recoger.

Estos serán las diferentes longitudes necesarias para el cálculo e las reacciones.

La definición de los parámetros de longitud se realiza mediante la selección de longitudes.

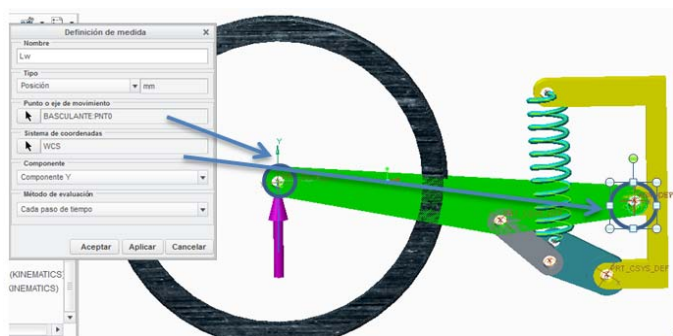


Figura 36. Determinación de Lw

Para determinar la longitud de la proyección horizontal del basculante (L_w) se selecciona el punto C, y se indica que la dirección de la longitud que se precisa en función del sistema de coordenadas establecido.

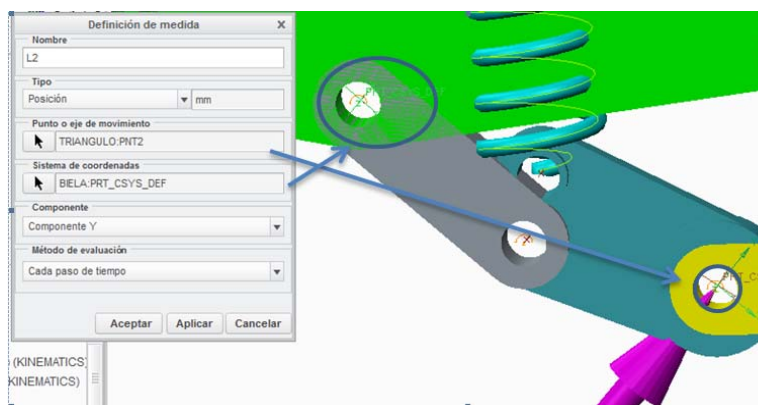


Figura 37. Determinación de L2

En el caso de la longitud definida como L2, se sigue un proceso análogo.

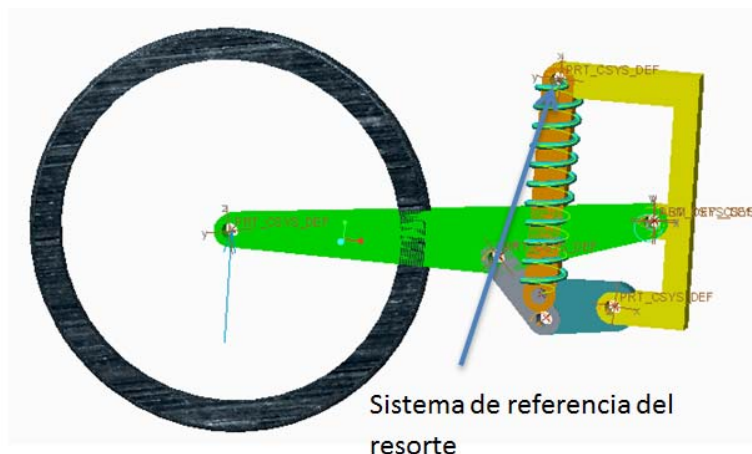


Figura 38. Sistema de referencia del elemento resorte

El siguiente paso será obtener la longitud L1, la principal diferencia que se presenta en este aspecto, es que se necesita el sistema de coordenadas por el que se rige el resorte.

Este sistema de coordenadas no está definido por el software ya que el resorte no es considerado como un elemento así que el primer paso será introducir un elemento que se desplace junto el mismo, con el fin de obtener el sistema de referencia de éste.

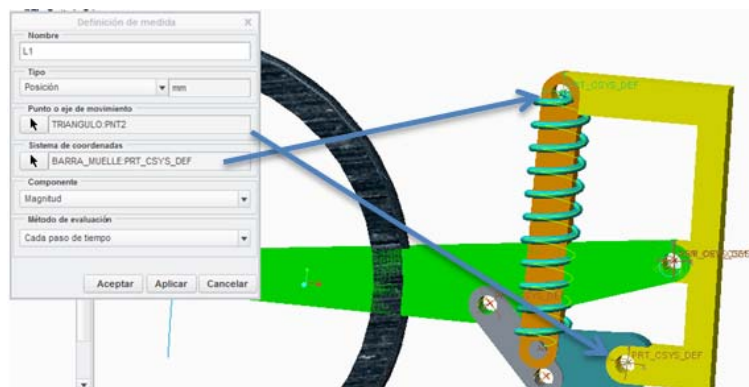


Figura 39. Determinación de L1

Ahora podremos definir el resto de parámetros necesarios.

Comenzando por L1.

Para ello se selecciona el sistema de coordenadas del elemento barra que simula la orientación del resorte.

Además, también se selecciona el punto de triangulo de suspensión desde el cual se desea obtener la distancia.

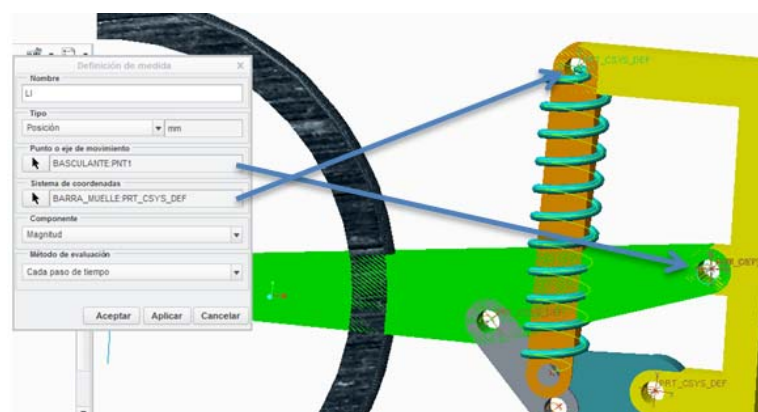


Figura 40. Determinación de L1

Un proceso análogo se realiza para obtener los valores del parámetro conocido como L1.

En la definición de este parámetro también será necesario emplear el sistema de referencia de la barra tipo muelle, ya que la dimensión en cuestión debe de ser paralela a la dirección del mismo.

El proceso a seguir es análogo para todos los casos. Una vez definidas todas las variables de las que es necesario obtener sus valores se ejecuta el análisis y se obtienen los valores de las mismas, tal y como se ha realizado en anteriores ocasiones.

