



Universidad
Zaragoza



Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza

MEMORIA
de
PROYECTO FIN DE CARRERA
Diseño, Modelado y Análisis por Elementos
Finitos de un Chasis de Motocicleta

Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

Curso 2013-2014

Autor: José Manuel Tourón Portolés
Director: Jorge Grasa Orús

Índice

1.	Introducción.....	2
1.1	¿Por qué otro chasis más?.....	2
2.	Diseño.....	7
2.1	Reproducción de la geometría original.....	7
2.2	Los Materiales integrantes.....	11
2.3	El Mecanizado y Conformado.....	14
3.	Modelado.....	17
3.1	El Software.....	17
3.2	El Modelo.....	28
4.	Hipótesis de Carga.....	29
4.1	La Frenada.....	29
4.2	La Aceleración.....	38
4.3	Impacto.....	48
5.	Bibliografía y Páginas Web.....	57
6.	Anexos.....	59
6.1	Anexo 1. Estimación del C.d.G.....	60
6.2	Anexo 2. Análisis de las fuerzas en la Frenada.....	66
6.3	Anexo 3. Análisis de las fuerzas en la Aceleración.....	72
6.4	Anexo 4. Materiales y sus Propiedades.....	76

1. Introducción

1.1 ¿Por qué otro chasis más?

El origen de todo

Existe una disciplina deportiva en el mundo de las motocicletas llamada Supermotard o también Supermoto. Se basa en carreras de velocidad o en carreras de resistencia, siempre dentro de un circuito cerrado. La pista puede ser de asfalto o mixta. En el último caso consta de tramos de tierra y tramos de asfalto. Imagen 1.



Imagen 1. Motocicletas de Supermotard en acción

Las motocicletas empleadas están basadas en chasis de motocross a los que entre otras modificaciones, se les monta neumáticos para un uso de competición. Los neumáticos son de tipo liso, es decir, sin dibujo en la banda de rodadura cuando la pista está totalmente asfaltada. Si el circuito es mixto, se tallan ranuras en el perfil para mejorar la adherencia en tierra. Estos neumáticos son ostensiblemente más anchos que los que vienen montados de origen.

La Imagen 2 corresponde a la apariencia original que presenta la moto cuyo chasis ha inspirado este proyecto. Aclarar que la motocicleta sobre la que se ha trabajado para determinar la geometría, es propiedad del autor del proyecto e idéntica a la mostrada. En la Imagen 3, vista general de la moto con neumáticos para la especialidad de supermotard; en la Imagen 4, la moto al comienzo del proceso de desmontaje para obtener datos respecto de la geometría del chasis.



Imagen 2. Apariencia original “off-road”



Imagen 3. La moto del autor con los neumáticos sobredimensionados



Imagen 4. En proceso de desmontaje para el estudio de la geometría del chasis

La colocación de ruedas más anchas, en particular en el tren trasero, plantea problemas de espacio. Respecto del brazo basculante la situación se puede solventar, pues hay espacio justo pero suficiente para alojar ruedas sobredimensionadas. La consecuencia directa es que el plano que contiene la corona dentada que está fijada en el núcleo de la rueda, al aumentar el ancho del neumático se debe desplazar hacia afuera. Esto permite que la cadena de transmisión no interfiera con el perfil exterior del neumático, con el consiguiente deterioro de éste último. En la imagen 5, el estrecho margen que hay entre corona dentada y basculante una vez desplazada la corona hacia afuera.



Imagen 5. La holgura entre corona dentada y basculante es finalmente de 2.5 mm

Al desplazarse la corona hacia afuera, la correcta alineación de la cadena exige a su vez que el plano que contiene los dientes del piñón de ataque se desplace en la misma medida y en la misma dirección y sentido: Ambos planos, tanto el del piñón como el de la corona, deben de ser coincidentes.

No queda más solución que el uso de un piñón de salida “offset”, cuya característica fundamental es precisamente que el plano que contiene los dientes está más alejado del motor que si empleamos un piñón original. Para ello, dado que en este caso particular no existe nada similar “aftermarket” ha habido que recurrir a la fabricación de uno que se adecúe a las cotas requeridas.

Y es entonces cuando surge el verdadero problema que ha motivado este proyecto.

Mientras otros fabricantes han previsto chasis de motocross que permiten el uso de neumáticos excepcionalmente anchos, no ha sido así en el caso que nos ocupa.

El desplazar todo el conjunto de transmisión secundaria alejándose del plano de simetría vertical/longitudinal del chasis, lleva como consecuencia que el pandeo de la cadena produce fricción y golpeteo entre ésta y la parte descendente del chasis en la proximidad del eje del basculante. El chasis se erosiona considerablemente, pero sobre todo la cadena se desgasta prematuramente y existe el riesgo de rotura súbita, lo que acarrearía consecuencias desastrosas. Imágenes 6 y 7.



Imagen 6. Tránsito de la cadena

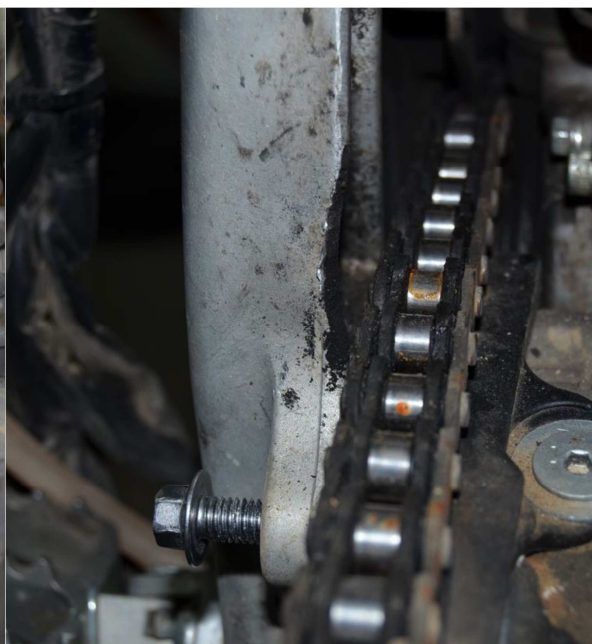


Imagen 7. El Problema

Una solución al problema

El chasis original es de aluminio -mezcla de piezas fabricadas por fundición inyectada, por fundición por gravedad y por extrusión de perfiles- y la situación que se plantea es irresoluble a menos que se aumente el espacio para el paso de cadena. El rebajar la parte afectada del chasis para evitar el

golpeteo debilita la estructura. Y no es fiable el compensar este debilitamiento de la sección del montante a base de reforzar con postizos soldados por la parte exterior por diversas causas: Desconocimiento de la aleación de aluminio afectado por la soldadura y por tanto de la medida en que se alteran sus características mecánicas, posibilidad real de deformaciones en la estructura a menos de utilizar un potro excepcionalmente rígido para mantener todo en su sitio, y potencial necesidad de un tratamiento térmico posterior a la soldadura dada la amplitud del área afectada, con nuevamente deformaciones a controlar como resultado del tratamiento.

Todo ello da luz a la idea de fabricar un chasis nuevo completamente en acero. Esto da libertad total para modificar la transmisión secundaria, permitiendo la posibilidad de emplear perfiles comerciales de variadas características tanto en su sección como en propiedades mecánicas. Permite el uso de piezas talladas mediante fresado, de curvado de perfiles y de su soldadura sin complicaciones excesivas, y en definitiva, es un objetivo factible a nivel no industrial.

Compromisos en la realización

Dos son los objetivos del actual proyecto. El primero consiste en diseñar un nuevo chasis que solucione el problema que se presenta en el tránsito de la cadena de transmisión. El segundo, será comprobar lo adecuado del diseño mediante el Método de los Elementos Finitos, sometiendo el chasis a unas determinadas hipótesis de carga.

Pero además existe el propósito de construir física y realmente el nuevo chasis. Y para que este chasis sea útil, partiremos de una premisa: Todos los elementos originales de la motocicleta habrán de reutilizarse.

En el aspecto estético deberá ser una silueta similar a la original. Deberán poder insertarse todas las fibras y plásticos originales, y sobre todo, suspensiones, motor y todo aquello necesario para que el vehículo sea operativo. En definitiva, todas las partes originales deberán encajar con la precisión necesaria para cada circunstancia dentro del nuevo diseño.

De ahí surge la dificultad de cómo determinar una geometría para el nuevo chasis que dé cabida al resto de elementos del vehículo de manera correcta. Enumeramos los pasos a seguir.

- 1.- Desmontar la moto hasta dejar el chasis de aluminio desnudo.
- 2.- Construir un potro que nos permita situar el chasis original en posición adecuada para la toma de coordenadas de aquellos puntos críticos a reproducir en el nuevo chasis. La herramienta esencial para ello será un nivel láser colocado sobre afustes deslizantes en sentido horizontal y vertical.
- 3.- Definir qué materiales se emplearán para construir el chasis respetando los datos tomados. No sólo se considerarán las propiedades mecánicas de los materiales, sino la forma y estructura necesaria para reproducir en medida de lo posible la estética original.

4.- Determinar qué procedimientos de mecanizado y conformado se realizarán, garantizando la viabilidad de los mismos.

5.- Una vez establecidos los parámetros de nuestro diseño, se reconstruirá la geometría computacionalmente. Para un bosquejado posterior de las anotaciones hechas manualmente emplearemos el programa Autocad, y para el modelado definitivo, el programa Abaqus.

6.- Se someterá el modelo creado en la etapa anterior a una serie de hipótesis de carga a fin de comprobar su fiabilidad, mediante el uso de Abaqus como programa de cálculo por el Método de Elementos Finitos.

2. Diseño

2.1 Reproducción de la geometría original

Exigencias

El hecho de tener que alojar una serie de elementos preexistentes, exigirá a nuestro chasis tener unas dimensiones escrupulosamente ajustadas a esa primera necesidad.

Por ejemplo, no podremos modificar el motor, ni sus puntos de sujeción al chasis. Igual ocurrirá con todo el sistema de suspensiones y en suma con todos los demás accesorios de obligada presencia para que el vehículo cumpla su función.

Aunque podemos permitirnos una cierta libertad en las formas, el hecho de que la “carrocería” original ha de asentarse sin problemas sobre el nuevo diseño limitará también la geometría.

En suma, el problema se ciñe a determinar espacialmente una serie de puntos cuya posición es inamovible -los puntos de fijación del resto de elementos fundamentales al chasis- y mantener la geometría original en cuanto al ángulo de lanzamiento y conservar la distancia entre eje del basculante y columna de dirección, de manera que el comportamiento dinámico sea el mismo o muy similar al del modelo original. Dicho de otra manera, nuestro chasis debe de ser una “copia” aproximada en términos fundamentales del original hecho en aluminio.

Nuestro chasis será más esbelto que el original, resultado del uso de acero como material integrante. En líneas básicas solo hay una diferencia importante, y es allí donde la doble espina desciende por su ramal derecho hacia el basculante. Mientras en el original el chasis se curva pronunciadamente para dar alojamiento al sistema de arranque a pedal del motor, el chasis objeto de este proyecto, no presentará esta curvatura tan pronunciada.

El chasis original puede permitirse esa curvatura tan pronunciada, porque la parte implicada es una pieza inyectada a presión en un molde. En definitiva no se basa en un perfil extruido que posteriormente haya que curvar.

En nuestro chasis, el conseguir esa forma partiendo de un tubo recto al que hay que curvar tan pronunciadamente puede presentar problemas en la integridad de la pieza. En suma, su rotura durante el proceso de curvado y por ello la inviabilidad del diseño.

La solución es eliminar toda la piñonería interna correspondiente al accionamiento del pedal, y éste mismo también. Sustituir la carcasa que sustenta todo –la del lado del embrague- por otra disponible “aftermarket” diseñada a tal efecto. Con ello la protuberancia desaparece y el arranque del motor queda a expensas del arranque por motor eléctrico, del que afortunadamente también va provisto en origen. Observar la diferencia de curvatura en el ramal derecho descendente de la espina una vez desdoblada, a la altura de su entronque con el alojamiento del eje del basculante. Imágenes 8 y 9.



Imagen 8. Chasis original en aluminio

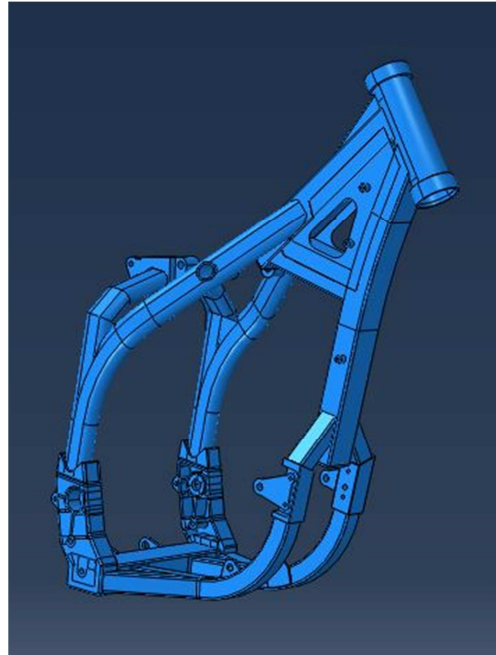


Imagen 9. Objeto del proyecto. En acero

Descripción del chasis

De entre la abundante nomenclatura existente para describir un tipo de chasis de motocicleta, se puede definir este chasis como un doble cuna con la espina dorsal desdoblada.

El desdoblamiento del chasis por la parte inferior -la doble cuna- permite abrazar al motor en su parte inferior por ambos lados. El chasis no sobresale prácticamente de lo que son los bajos del motor, con lo que se gana altura libre al suelo.

Por la parte superior otro tanto: La espina se bifurca sobre la culata y no confronta con ella, permitiendo el uso de motores con árboles de levas en cabeza cuya altura de culata es mayor que un clásico comandado por empujadores y balancines con las levas en la parte inferior, en la zona de la base del cilindro. Los motores de árboles de levas en cabeza son muy abundantes debido a sus prestaciones. La modalidad "DOHC" del inglés Double Overhead Camshaft es de uso obligado en competición.

Al soslayar la culata por ambos lados, también se consigue un chasis más bajo; en definitiva, un conjunto más compacto. Sólo la necesidad de tener que montar o desmontar el motor del chasis obliga a separar algo la espina de la culata y unir ambas por unos tirantes intermedios que son extraíbles para posibilitar el desmontaje del motor.

Pero ante todo, el uso de variadas formas de chasis en que sus partes "abrazan" al motor, tienen una ventaja fundamental. El motor no cuelga del chasis, sino que es parte integrante de él. Al final, nos encontramos que el mayor causante de la rigidez de un chasis de este tipo es precisamente el motor.

Toma de datos: El potro. El dispositivo Láser

El potro

El primer paso es laborioso pero simple de describir: Desmontar absolutamente toda la motocicleta hasta dejar el chasis desnudo, para poder reproducir medidas con comodidad y sin error. A falta de disponer de un dispositivo de medida tridimensional al que sólo se puede acceder en laboratorios de medida y departamentos de calidad en ciertas industrias, el autor se decanta por un dispositivo doméstico pero suficientemente efectivo. Para ello se ha fabricado un potro donde descansará el chasis y el instrumento de medida. Estructuralmente el potro debe de ser rígido a efectos que el peso del chasis no lo deforme, con lo que su realización ha sido sencilla.

Dos precauciones se han tenido en cuenta:

1. Una es que los perfiles que conforman el marco han de estar perfectamente soldados a escuadra -en ángulo recto. Ello nos permitirá tomar referencias para centrar el chasis sobre el marco y evitar errores de paralaje por un lado. Por otro, permitirá la orientación con certeza del chasis de aluminio respecto de ejes de coordenadas espaciales, que no serán otros que el plano horizontal natural y los ejes cartesianos correspondientes.
2. La segunda precaución ha sido el dotar un orificio roscado en cada extremo inferior de las patas. Intercalando entre la pata y el suelo un nivelador de espiga roscada, se solventa el problema. Para el nivelado se han empleado dos niveles de burbuja circulares convencionales, disponibles en cualquier comercio de suministros industriales.

El dispositivo láser

Para reproducir las cotas de los puntos críticos, un nivel láser colocado sobre un afuste que se puede desplazar sobre unas guías -horizontales y verticales- habilitadas en el potro nos da soltura para recoger datos.

No es necesario que las guías sean absolutamente rígidas, simplemente necesitamos que el dispositivo láser se pueda posicionar en cualquier punto del espacio de manera fija, dentro de un plano paralelo al determinado por el eje longitudinal de la moto y un eje perpendicular al suelo. Todo ello para obtener las coordenadas de los puntos en los ejes X, Y (cota longitudinal, altura)

Para determinar las cotas en los ejes Y, Z (altura, cota transversal) se coloca el láser en otras guías perpendiculares a las del caso anterior.

El quid de usar el láser, es que éste se autonivela, y proporciona un haz de luz coherente, con un “espesor” constante y abierto en un plano horizontal o vertical, según nuestra necesidad.

Un ejemplo: Colocando una regla metálica de precisión sobre el marco del potro, paralela al eje longitudinal de la moto y usando el haz vertical, si se lleva el haz sobre el punto que nos interesa podemos determinar la abscisa respecto de un punto de referencia, puesto que a la vez que enfilamos el punto a estudiar el haz está incidiendo también sobre la escala de la regleta. Similarmente, para determinar la coordenada, empleamos el haz horizontal y una escuadra de precisión con la escala en sentido vertical.

El láser es uno de tantos que igualmente se pueden encontrar en comercios de suministros industriales, y que tiene la función de seleccionar un haz horizontal, un haz vertical, o ambos a la vez.

La imagen 10 muestra una fase del centrado del chasis sobre el potro. La imagen 11, una vez centrado y nivelado el conjunto, nos muestra el momento en que se obtiene el valor de la abscisa del centro de la cabeza de un tornillo respecto de un punto de referencia.

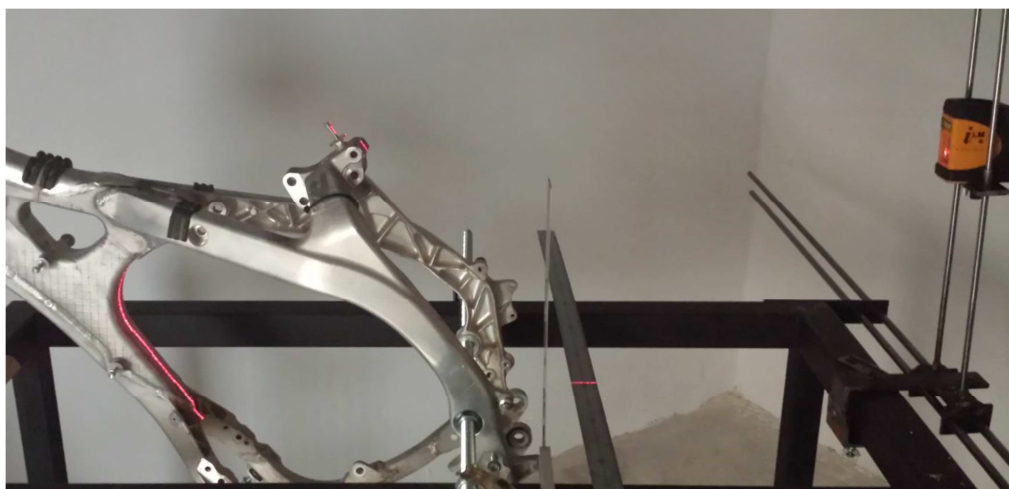


Imagen 10. Alineando el chasis sobre el potro

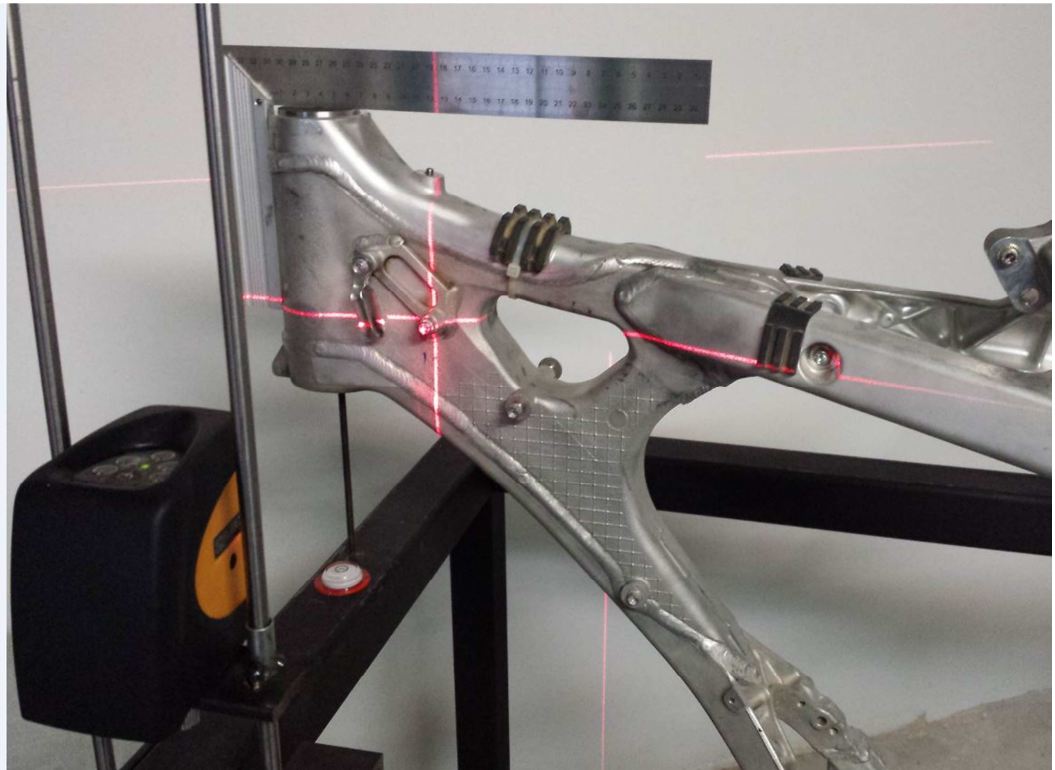


Imagen 11. Tomando coordenadas

2.2 Los materiales integrantes

Tensión en el Límite elástico y Tensión de rotura.

Por esencia de lo que es un chasis, como en otras estructuras industriales al uso, los valores límite que se tendrán en cuenta para realizar los cálculos, serán los correspondientes a la tensión del límite elástico. En ningún caso se puede permitir que en el chasis se sobrepase este valor, porque aun cuando no se produzca rotura, sí se habrá producido una deformación permanente, cosa totalmente inadmisibles.

Acero, las partes masivas.

Las partes masivas tales como los encastres donde convergen los tubos el chasis desde la parte de arriba y los tubos de la doble cuna por la parte inferior, y en donde precisamente se alojará el eje del basculante serán de acero al carbono, no aleado, del tipo S 275 (antiguo ST 44). Su límite elástico mínimo garantizado es de 275 MPa. Y su resistencia a la rotura típica es de 360 MPa.

Es un material muy asequible, fácil de localizar en cualquiera de los formatos comerciales; en el caso que nos ocupa en el formato de llanta, con una muy amplia variedad dimensional. No presenta problemas de soldabilidad.

Existen aceros de mejores características mecánicas -el límite elástico es el condicionante-, pero dadas las características de la pieza, tendremos la libertad de hacerla desde un bloque monolítico hasta tallar en ella huecos de mayor o menor tamaño según los resultados del cálculo. Dada la libertad de mecanizarla a nuestro antojo no deben de ser los encastres una pieza crítica y la elección de este tipo de acero es más que suficiente.

El mismo acero es el elegido para los “tetones” donde irán ubicados los radiadores y sujeto el depósito de gasolina, las orejetas inferiores para anclaje del motor, las orejetas donde irán ancladas las bieletas que forman parte de la suspensión trasera e igualmente las orejetas donde irá anclado el subchasis. Lo mismo también para las piezas de unión entre la parte curvada de la doble cuna y su correspondiente parte superior recta.

También será de este tipo de acero el apoyo superior donde convergen los tubos que constituyen los montantes del chasis por la parte trasera, y donde se fija tanto el extremo superior del amortiguador trasero como los tirantes de anclaje de la culata que parten de la zona posterior de ésta. Igualmente los casquillos soldados a los perfiles ovales en su parte superior y que permiten el anclaje del tirante de anclaje de la culata por su parte delantera.

Finalmente, tanto los casquillos que alojarán los rodamientos superior e inferior de la columna de dirección, como el propio cuerpo de la columna, serán fabricados en acero S 355 (antiguo ST 52). Este acero presenta un límite elástico de 355 MPa y una resistencia a la rotura de 470 MPa. Como en el caso anterior (S 275) existe comercialmente una gran variedad de dimensiones en barra perforada, formato éste el elegido para la fabricación de las piezas citadas.

Las chapas que estarán soldadas a ambos lados de la espina y que formarán un “cajón” conjuntamente con la simple cuna y con el refuerzo entre simple cuna y espina dorsal, serán igualmente de acero S 355. Otro tanto para los refuerzos de los montantes en su parte superior, allá en las proximidades de su entronque con el apoyo superior.

Obsérvese a continuación un croquis del chasis con las partes que lo conformarán, incluidas las ya mencionadas y las que se enumeran en el siguiente apartado de los perfiles huecos. Imagen 12.

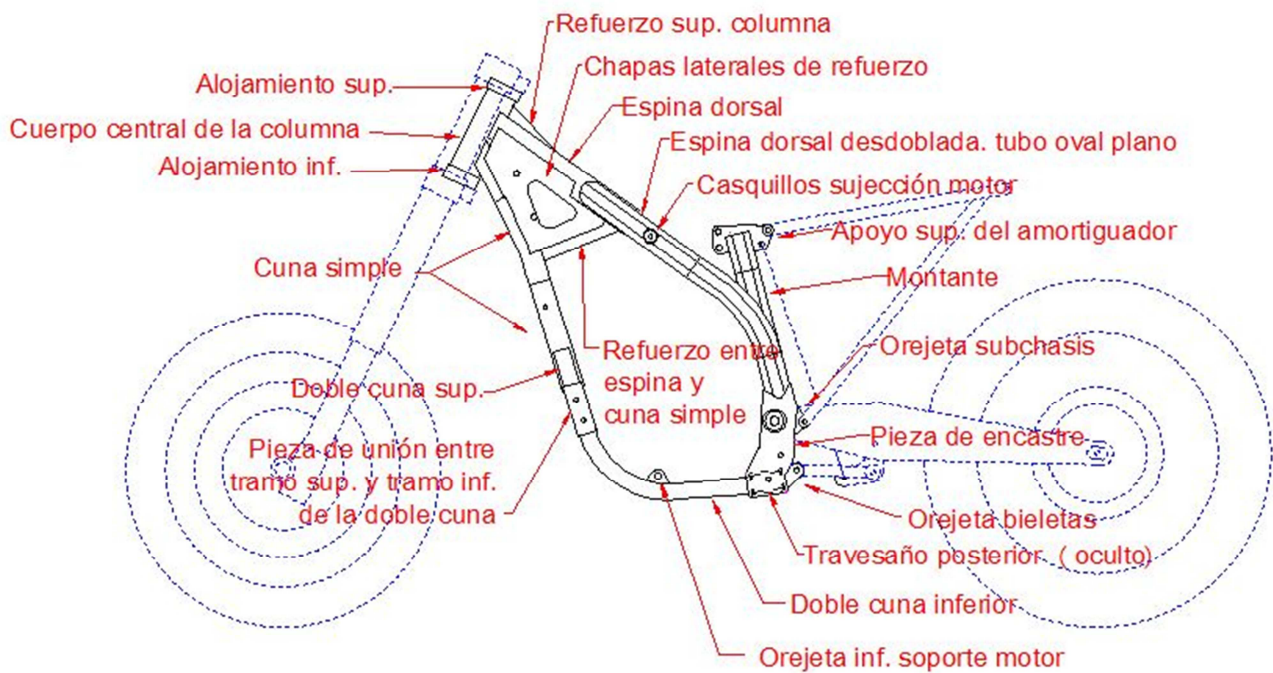


Imagen 12. Elementos constituyentes del chasis

Acero, los perfiles huecos.

La exigencia de respetar el trazado y silueta del chasis original en aluminio, ya no sólo por el condicionamiento de tener que aprovechar todo el material preexistente desde los plásticos hasta el motor y demás piezas anejas, sino también por el afán de mantener la estética, ha obligado a una combinación de diferentes perfiles en acero.

Para el travesaño posterior, que une ambos encastres y que soportará las orejetas para las bieletas de la suspensión, se recurrirá en un principio a un acero S 275 de fácil localización en el mercado doméstico. Está disponible en un rango de espesores desde 1.5 mm hasta 4 mm, abanico a priori más que suficiente.

Si por requerimientos del cálculo fuese necesario un perfil de superiores características mecánicas, se puede conseguir fuera de España en aceros al carbono de muy alta resistencia, con valores para el límite elástico que van desde 370 MPa hasta unos más que sorprendentes 1000 MPa.

Llegados a esta tesitura, y buscando un perfil estéticamente similar al original para la realización de la doble espina dorsal, así como para los montantes y la parte descendente de la doble espina que entronca con los encastres se ha localizado un tubo de sección oval plana, ideal para nuestro objetivo.

Fabricado en Finlandia –aceros RUUKKI-, está disponible en un valor máximo de límite elástico de 370 MPa, con espesor de pared de hasta 3 mm, idóneo para nuestros propósitos.

En la misma línea, están disponibles tubos de sección cuadrada de 50 x 50 mm para la espina dorsal y rectangular de 50 x 40 para la simple cuna, así como cuadrados de 30 x 30 para la doble cuna. Todos ellos en espesor de hasta 3 mm con límite elástico de 370 MPa. Incluso están disponibles con valores más altos de límite elástico -500 MPa- en espesor de hasta 2.5 mm

Estos perfiles están disponibles cortados a una medida razonable compatible con su transporte y a la vez con el aprovechamiento del material. El inconveniente de trabajar con estos materiales son los plazos de entrega y un coste aproximado del transporte del material mínimo requerido para la fabricación, de unos nada desdeñables 600 € aproximadamente.

Aceros de similares características mecánicas, -y 900 MPa de límite elástico- con el añadido de no presentar soldaduras externas y de impecable acabado, con espesores entre 1, 1.25 y 1.5 mm, han sido empleados con éxito por el equipo de MotoStudent [6] de esta Universidad, en la edición del año 2012.

Dichos aceros, de procedencia sueca –aceros SSAB- no presentan en su catálogo tubos de sección oval plana, con lo que finalmente la elección se ha decantado por el fabricante finlandés.

2.3 El mecanizado y conformado

Precauciones en el curvado.

La dificultad práctica de realizar piezas con una preforma adecuada, para lo que habría que recurrir al uso de piezas fundidas en molde de arena, nos llevará desde un principio a utilizar piezas macizas obtenidas por corte de llanta de acero de sección adecuada.

El diseño de todas estas piezas ha tenido en cuenta el uso de máquinas herramienta convencionales y de manejo manual. Se han simplificado las formas para huir de cualquier problema de acceso de la herramienta de corte sobre la pieza, y facilitar y abaratar el coste del mecanizado. Con una fresadora y un torno manual se pueden fabricar todas ellas.

El diseño ha cuidado la curvatura en los perfiles huecos, en especial en el curvado del tubo de sección oval plana. El curvado de un perfil hueco de paredes finas, puede presentar la aparición de arrugas por la parte cóncava, y lo que es peor, grietas y en suma rotura en la parte convexa, por un excesivo

alargamiento del material. Todo ello como consecuencia de un radio excesivamente bajo de curvatura. A priori se ha elegido un espesor de pared de 2 mm, pero en un posterior refinamiento del modelo, se podría llegar a emplear paredes más finas, con lo que se ha prestado especial atención a este punto.

En el tramo curvo más próximo a la espina dorsal, el radio es aproximadamente de 136.5 mm para la fibra neutra, con lo que se nos presenta un alargamiento teórico de alrededor un 9% por la parte convexa. En el tramo descendente y que entronca con los encastres, el radio de curvatura de la fibra neutra es de aproximadamente 225 mm lo que nos lleva a un alargamiento en la parte convexa de un 10%.

Tanto un alargamiento como otro, no llegan al valor mínimo del 15% dado por el fabricante como alargamiento a la rotura. En suma deformaremos el material a nuestro interés, pero lejos de problemas de rotura.

En la zona superior del montante, por el contrario, y en previsión de estos problemas, el tubo se cortará a inglete en varias piezas para después soldarlas entre sí.

Más estético hubiera sido diseñar una sola pieza con la curvatura necesaria para que todo encajara, pero dada la exigencia de respetar espacios libres para el alojamiento de otras piezas de la moto, como por ejemplo el filtro de aire, amortiguador trasero y tubo de escape, nos obligaban a un radio de curvatura demasiado pequeño. Por supuesto un programa informático nos delineará un tubo curvado con esa geometría y efectuará los cálculos pertinentes. Pero la realidad estaría lejos de todo ello: El curvado físico y real de la pieza, nos presentaría arrugas en la parte cóncava, pero sobre todo aplastamiento excesivo en la cara convexa y una más que probable rotura durante el proceso por las caras externas de la curva. Ver Imagen 13.

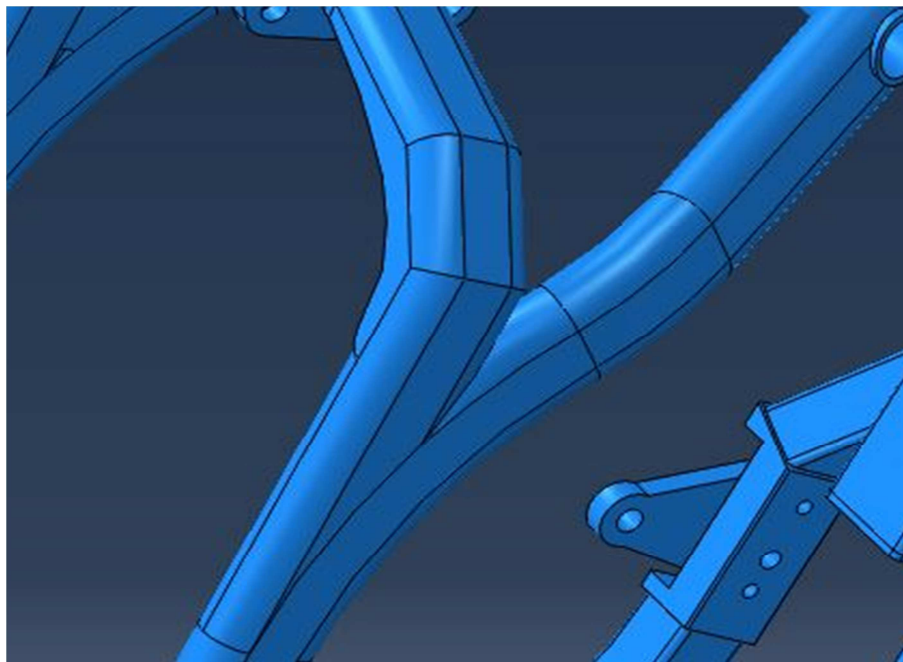


Imagen 13. Dos curvados con diferentes radios y piezas cortadas a inglete

La fabricación de la columna de dirección se puede afrontar de dos posibles maneras.

1. La primera consiste en torneear todo en una pieza a partir de barra perforada. Como ventaja ofrece una perfecta alineación entre los alojamientos de los rodamientos superior e inferior. Con el buen hacer de un tornero no presenta mayor problema. El inconveniente consiste en que el cuerpo central de la columna resulta excesivamente macizo, al no poderse ahuecar por su parte interior más allá de lo que es el diámetro interno de los asientos de los cojinetes.
2. La otra manera es mecanizar independientemente el cuerpo central y los asientos de los rodamientos y posteriormente soldarlos. Para ello, los asientos llevarán un ligero rebaje donde encajará el cuerpo, para un correcto centrado. Posteriormente se soldará el conjunto entre sí, y finalmente se darán las pasadas de acabado necesarias en los asientos para una perfecta coaxialidad de todas las superficies. Este es el modo elegido para la fabricación por la versatilidad que ofrece en cuanto a espesor de pared del cuerpo central de la columna.

Soldadura

No nos extendemos a este respecto pues no forma parte de lo que es el diseño y concepción del chasis.

Señalar la necesidad de emplear un potro lo suficientemente rígido que mantendrá todas las piezas en su sitio. Las contracciones debidas al enfriamiento de la soldadura producirán tensiones remanentes que ahí quedarán, pero es inadmisibles que ello suponga desplazamientos de las piezas en el proceso de solidificación y enfriamiento de la soldadura.

De todas las relaciones espaciales entre elementos, la crucial a mantener, es la perpendicularidad del plano vertical longitudinal del chasis -que contiene la columna de dirección- con lo que será el eje del basculante. La otra, que la columna de dirección mantenga respecto del conjunto el ángulo de inclinación establecido, característica que determinará el ángulo de lanzamiento de la dirección.

La soldadura se realizará por el procedimiento TIG. Permite una fusión muy controlada localmente, sin que el calentamiento se extienda excesivamente sobre las piezas. Permite un control adecuado de la penetración del arco y el aporte correcto de material. Sólo exige un muy buen ajuste entre piezas y con mínimas holguras... y la pericia de un buen soldador.

3. Modelado

3.1 El software

Programa Autocad

Una vez anotadas todas las coordenadas y datos de interés, se pasan a formato digital.

El autor ha considerado como método más cómodo, el uso del programa Autocad en su versión 2007, aunque versiones anteriores y posteriores sirven igualmente a los propósitos de este trabajo.

Dada la simetría en general que presenta el chasis, un croquizado en 2D, tanto en el sentido longitudinal como transversal ha servido para hacer los bosquejos que después se plasmarán en el software de modelado final y de cálculo.

Las coordenadas tomadas con láser se han tomado respecto de diferentes puntos de referencia, dado que el chasis ha habido que orientarlo en diferentes posiciones sobre el potro para dejar accesibles a la medida los puntos críticos.

La posibilidad de ir girando el croquis dentro del plano de dibujo en Autocad, permite traducir todas estas cotas respecto de un solo sistema cartesiano y su único origen de coordenadas.

La facultad de reproducir acotaciones respecto de dicho sistema, o emplear cotas alineadas entre elementos del croquis, unido a la posibilidad de trabajar en diferentes capas de dibujo activándolas y desactivándolas según conveniencia, es de una gran utilidad para poderse mover dentro de un grueso entramado de medidas con cierta comodidad.

Otra gran utilidad de este software ha sido obtener con precisión el perfil de determinadas piezas macizas, cuyo croquis ha sido importado posteriormente en el programa de modelado 3D. Allí, este croquis plano se ha extruido en una tercera dimensión, y se le han aplicado características como vaciados y protuberancias añadidas, hasta conformar la pieza de manera definitiva en tres dimensiones.

Finalmente una vez croquizado el perfil del chasis tanto en sentido longitudinal como transversal estamos en disposición de modelarlo en 3D. Ver imágenes 14, 15 y 16.

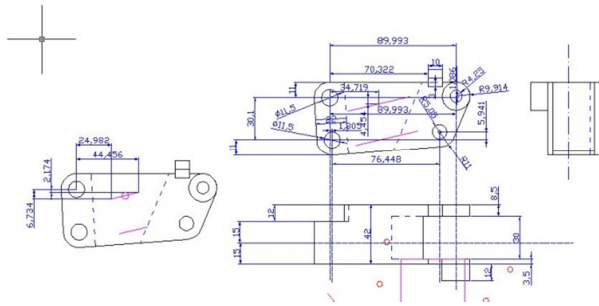


Imagen 14. Bosquejo del apoyo superior del amortiguador

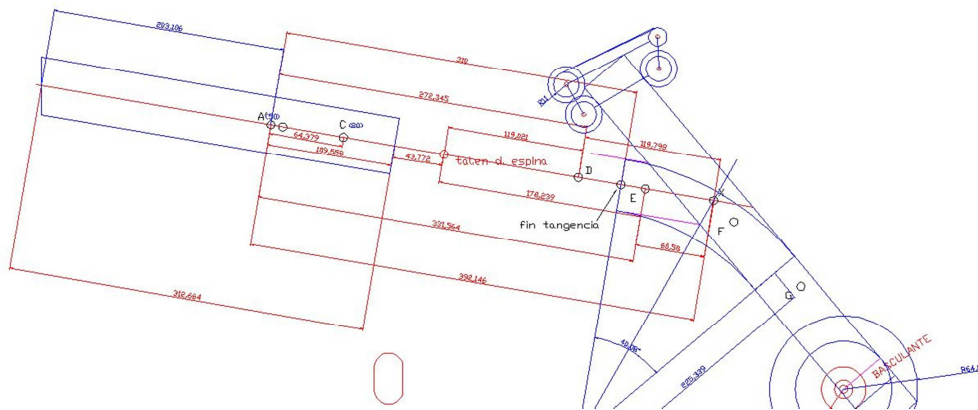


Imagen 15. Curvatura en el plano X-Y del montante izquierdo

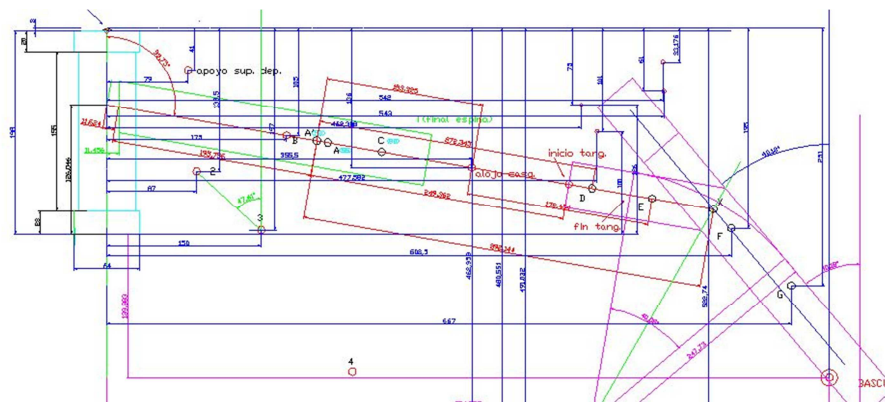


Imagen 16. Conjunto de acotaciones para la definición de la espina dorsal

Programa Abaqus: El porqué

La herramienta fundamental de todo el proyecto; un completo programa de cálculo por el Método de los Elementos Finitos (MEF). La mayor parte de la carga de trabajo de este proyecto ha consistido en aprender el manejo del programa.

En el aspecto del modelado, posee más que suficientes herramientas para la creación de las piezas en 3D. En un principio el ponente consideró la posibilidad de emplear otro programa para el modelado como es SolidWorks, ya que a su juicio posee una interface más “amigable” a la hora de croquizar.

Pero las piezas se importan en Abaqus tal cual, es decir que sus características originales no son modificables una vez importadas, aunque sí se les pueda añadir características complementarias.

Ello ha sido el aspecto fundamental por el que se ha empleado Abaqus de principio a fin, dado que Abaqus como programa de cálculo MEF es mucho más completo y potente que el módulo correspondiente de SolidWorks.

Como programa de simulación y cálculo es perfecto para nuestros fines y en general para el diseño u optimización de cualquier modelo o prototipo, ya sea a nivel de investigación o de utilidad industrial.

Permite ver a priori los defectos o la bondad del modelo, con el inestimable ahorro de tiempo e inversión que supone el crear algo que pueda llevar implícito errores de concepción. Indica el camino a seguir para conseguir en nuestro caso un chasis fiable con ahorro de materiales allí donde se pueda, y sobre todo, la viabilidad del proyecto.

Programa Abaqus: El procedimiento

El programa está compuesto por diferentes módulos que permiten la creación y posterior cálculo del modelo a través de un proceso bien estructurado, partiendo de la creación de cada una de las partes hasta el cálculo del modelo en conjunto, sometido a determinadas hipótesis de carga y condiciones de contorno.

Describimos de forma somera a continuación, los módulos de los que consta el programa, y sobre todo, consideraciones concretas en relación a nuestro trabajo. Su utilización no necesariamente sigue el orden de exposición, pues permite cierta elasticidad en ello.

De hecho la manera más efectiva de uso es recurrir al “Model Tree” siempre presente en pantalla y que permite acceder directamente -o a través de él- a todo el entramado del proceso incluidos todos los módulos y sus herramientas.

Consistencia en el sistema de unidades

No existe un sistema de unidades preestablecido, por lo que podemos elegir a nuestra conveniencia. El único e imprescindible requisito es que las unidades sean coherentes entre sí. Aunque pueda parecer obvio, hay que cuidar este aspecto, de lo contrario los resultados no serán consistentes.

Emplearemos para la longitud los mm, para la fuerza los N, el módulo de Young lo expresaremos en MPa (o lo que es lo mismo, en N/mm^2), la densidad en T/mm^3 , la masa en T, la velocidad en mm/s , aceleraciones en mm/s^2 , etc.

Módulo “Part”

A partir de la pieza ya bosquejada en Autocad, y mediante la herramienta “sketch” (croquis) se crea un patrón o una sección a la que posteriormente se le da una serie de características espaciales,

mediante múltiples herramientas como la extrusión en el espacio de ese patrón, ya sea en un eje normal al mismo, o siguiendo un trazado preconcebido (“sweep through path”), por ejemplo un arco con determinado radio.

Las partes creadas pueden ser macizas o huecas, se les pueden practicar cortes, vaciados, taladrados virtuales, etc. hasta conformarlas según nuestro interés.

En nuestro caso, dos tipos de piezas se han creado: “Solid” o “Shell”. A la hora de mallar y calcular, los elementos “shell” requieren menos costo computacional, pues permiten simular el espesor de los perfiles extruidos sin necesidad de incluir elementos a lo largo de esa dimensión. En las imágenes 17 y 18 diferentes etapas en la creación de una parte “Solid”.

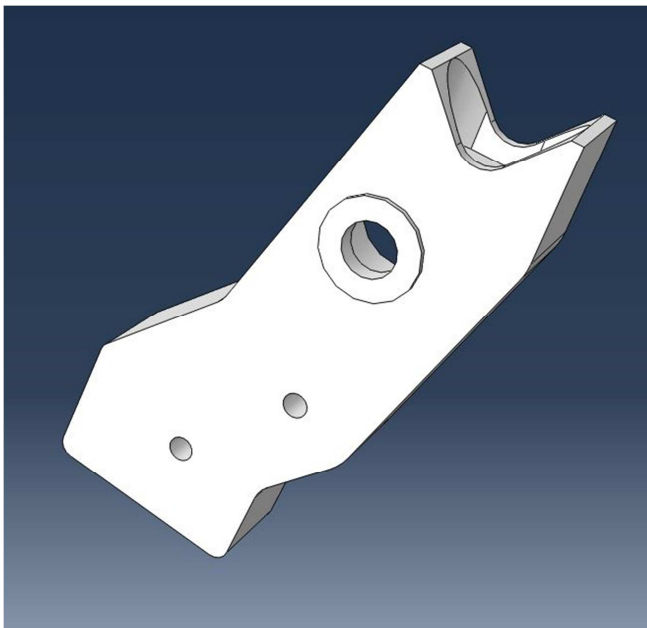


Imagen 17. Pieza con sus primeras características

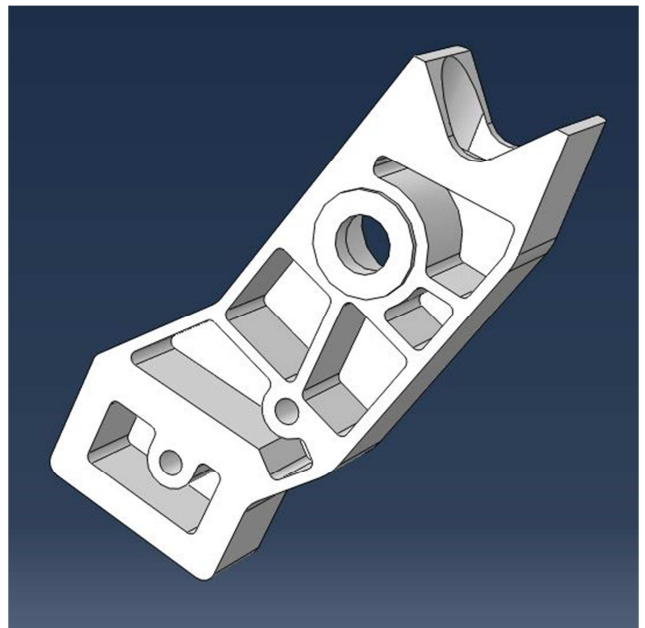


Imagen 18. La pieza finalizada

Módulo “Property”

Asignamos propiedades físicas a nuestras piezas, tales como el material del que están hechas o las propiedades de la sección de la pieza, como por ejemplo el espesor de pared en las piezas de tipo “Shell”. En nuestro caso particular se ha creado un tipo de sección diferente según la forma y tamaño del perfil hueco. Aunque siempre la sección es del tipo “shell, homogeneous”, nos permite asignar espesores diferentes de pared, con vistas a la posterior optimización del modelo parte a parte independientemente.

Importante en la definición de la sección en el caso “Shell” es definir la superficie de referencia, ya sea “top”, “middle” o “bottom”. En un tubo comercial en el que siempre se parte de una dimensión exterior determinada –por ejemplo su diámetro- y se presenta en diferentes espesores, la elección

como superficie de referencia será “top”, con lo que no se alterarán las posiciones de contacto de unas piezas con otras por mucho que variemos su espesor a la hora de optimizar el modelo.

En un “Shell” plano -superficie plana con dos caras y determinado espesor- la asignación de “top” se ha dado a aquella cara que estará en contacto permanente -ligada- con sus vecinas, con lo que si fuera necesario variar el espesor original, éste siempre lo hace sin perderse el contacto o crearse solapamientos (“overlapping”) indebidos.

Módulo “Assembly”

Aquí ensamblamos nuestras diferentes partes para crear el modelo en su totalidad. Es necesario manejar para ello “instances” de las partes originales. No son copias de dichas partes, sino que las podemos suponer como imágenes de ellas, con sus propiedades anejas.

Estas instancias son las que orientamos espacialmente mediante una serie de herramientas y colocamos de forma precisa dentro del modelo mediante el uso de ligazones posicionales “Position constraints”; la parte original tiene su propio sistema de coordenadas y éste permanece invariable e independiente de lo que se haga con las instancias. El concepto y uso de las instancias es adecuado ya que mientras manejamos éstas en nuestro espacio de diseño, se mantiene inalterada la parte matriz. De gran utilidad cuando una misma parte se repite por diferentes zonas del modelo: Creamos diferentes instancias de la misma parte orientadas y relacionadas con las instancias adláteres según nuestra necesidad. Si en un momento determinado, es necesario modificar las características de las instancias, simplemente modificando y regenerando la parte matriz, se transfieren todos los cambios a las correspondientes instancias, con un ahorro de trabajo patente frente a tener que modificar una a una. Especial utilidad a la hora de mallar varias instancias de una misma parte. Para ello, la instancia tendrá que ser dependiente -y no independiente- de la parte original.

Módulo “Step”

El comportamiento de nuestro modelo evoluciona desde una etapa inicial hasta una etapa final y en cada una de ellas definimos las condiciones de contorno, las cargas y las interacciones vigentes, según proceda.

Es necesario precisar el orden temporal en que se suceden las etapas así como tener muy en cuenta que las antes citadas condiciones de contorno, las cargas y las interacciones son dependientes de las etapas. Y que las mismas, creadas en una etapa en concreto, se pueden propagar a las subsiguientes o no, según les permitamos estar activadas o no.

En nuestro caso emplearemos etapas de análisis general adecuadas para el estudio de respuestas lineales y no lineales, a diferencia de las de tipo de perturbación lineal que abarcan situaciones sólo para respuestas lineales. El campo de trabajo de éstas es más reducido y no se puede emplear en un análisis explícito.

Cada etapa de análisis lleva asociado un “field output requests”, es decir un conjunto de datos y valores sobre magnitudes de interés una vez desarrollada la etapa. De entre un gran abanico de

requerimientos podemos elegir sólo las que más nos interesen por simplicidad, así normalmente la tensión de Von Mises, como indicativo del nivel de esfuerzo en cualquier parte del modelo y su proximidad al límite elástico, y también traslaciones para estar al tanto de la estabilidad dimensional.

Igualmente va asociado a cada etapa analítica un “History Output Requests” para obtener en el archivo *.odb (output data base) resultados en mayor frecuencia de alguna parte pequeña del modelo, como por ejemplo un conjunto concreto de nodos.

Módulo “Interactions”

El simple contacto de una instancia con otra no supone nada a efectos de cálculo. Es necesario definir qué tipo de contacto existe entre instancias. Para ello el uso de los diferentes modos de interacciones y de restricciones o ligazones (“constraints”).

Los más usados han sido los de tipo “Tie” que permiten el atado de superficies ya sea entre instancias “Sólid” o “Shell”. Igualmente la constraint Shell to Solid permite realizar uniones híbridas entre elementos sólidos y cáscara, ya sea definiendo las zonas que interactúan como superficies o regiones de nodos.

Mención aparte requiere un tipo de Constraint llamado “Rigid Body”. Con ella se puede definir un conjunto de regiones que siempre mantendrán la misma posición relativa entre ellas, aun cuando todo el conjunto se pueda desplazar dentro del modelo. Lleva asociado un punto de referencia que caracteriza dicho conjunto de elementos. El movimiento de este punto es el que define el comportamiento de todo el conjunto. En nuestro modelo se ha empleado para simular la presencia del motor.

En las imágenes 19, 20 y 21, diferentes aspectos de una constraint Tie. En las imágenes 20 y 21 se han suprimido las instancias circundantes para una mejor visualización de las superficies implicadas.

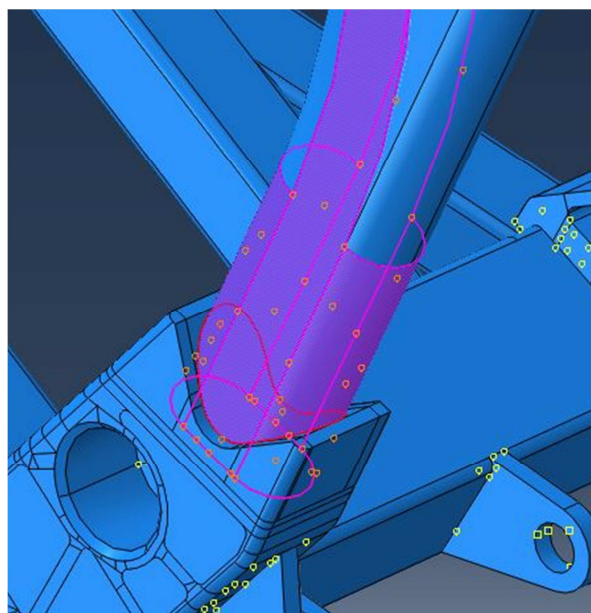


Imagen 19. Vista de conjunto de una constraint Tie

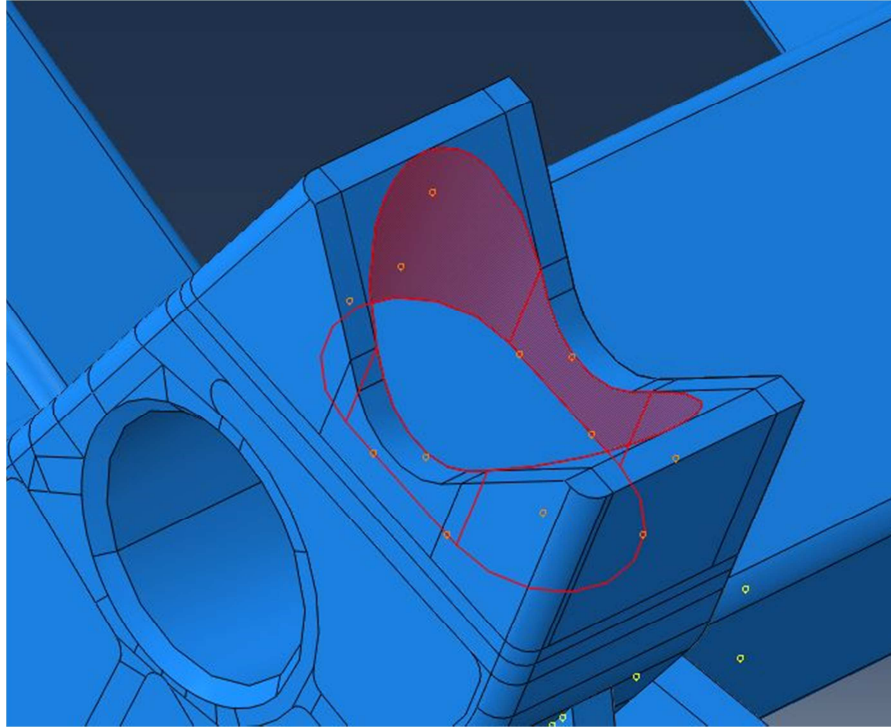


Imagen 20. Detalle de la superficie maestra

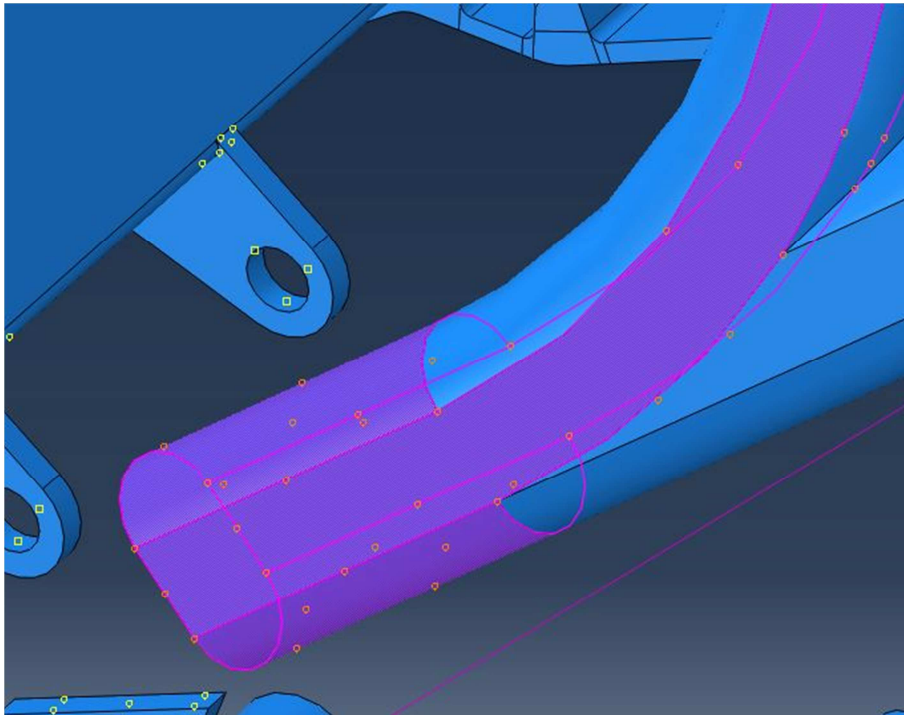


Imagen 21. Detalle de la superficie esclava

A continuación, imágenes de una constraint “Shell to Solid”. Es el tipo de restricción o ligazón adecuada para establecer una unión entre instancias de tipo Shell con instancias de tipo Solid.

En la imagen 22 una vista de conjunto de la constraint entre el cuerpo central de la columna de dirección y los perfiles que confluyen sobre ella: Por la parte superior la espina dorsal y por la parte inferior la cuna simple. En la imagen 23, se ven perfiladas en rojo las superficies formadas por las aristas de las instancias Shell que están ligadas directamente sobre la superficie de la instancia sólida. Se ha suprimido el cuerpo de la columna para una mejor visualización de los contornos.

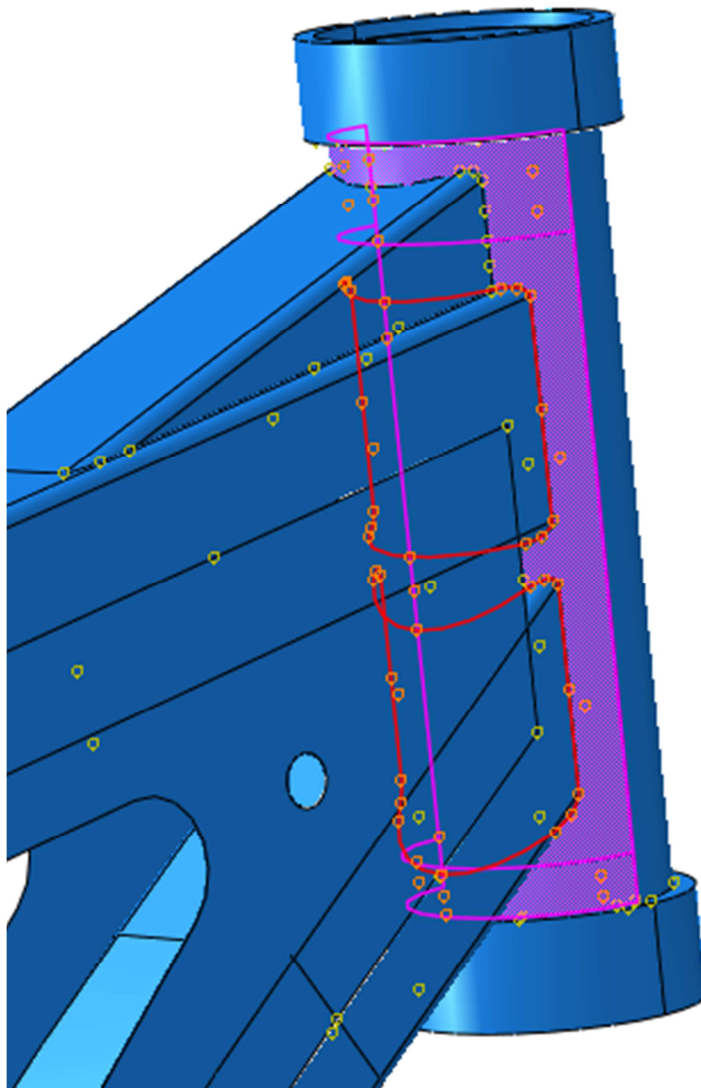


Imagen 22. Constraint “Shell to Solid” en la zona de la columna de dirección

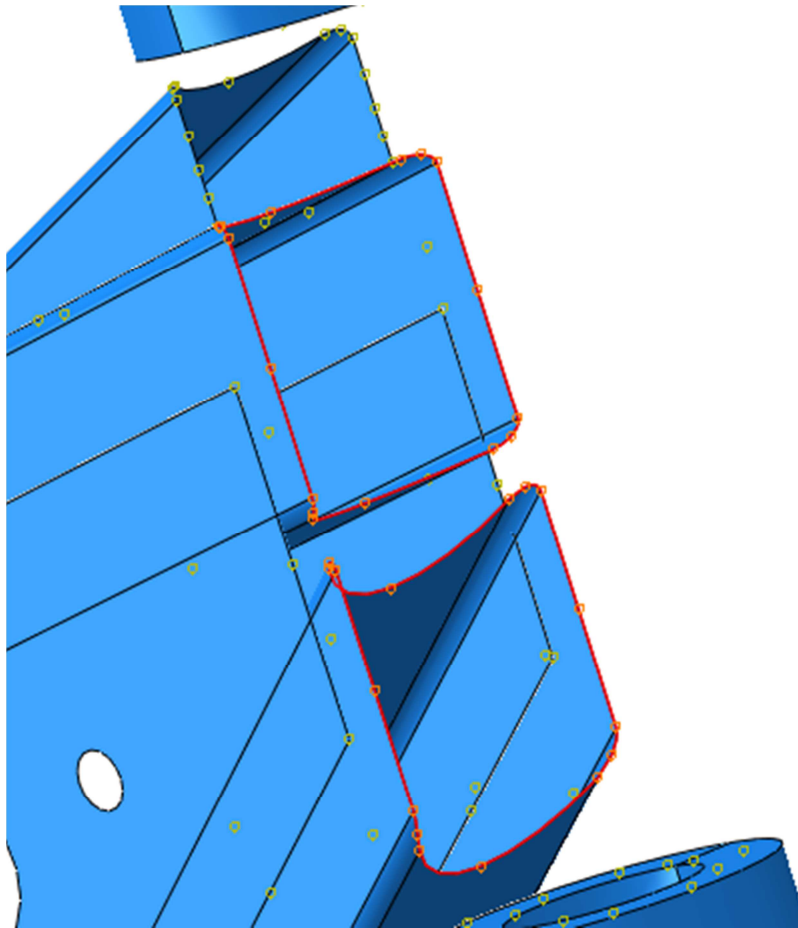


Imagen 23. En rojo, las aristas de las instancias Shell que están ligadas a la instancia Solid. En esta vista desde delante hacia atrás, se ha suprimido el cuerpo central de la columna para facilitar la observación.

Módulo "Load"

En él se pueden caracterizar las condiciones de contorno, los diferentes tipos de carga, así como los campos predefinidos. Siempre con la precaución de cuál es la etapa en la que se aplican. En cualquiera de los casos todas estas definiciones se pueden hacer como está dicho al principio, directamente desde el Model Tree.

Módulo "Mesh"

En él se asigna una malla de elementos a cada una de las partes. Hay variedad de tipos de elementos finitos que el programa posee en su librería para afrontar la tarea. Según la forma de la pieza, si la hemos definido como una parte sólida o de tipo cáscara, si queremos más o menos precisión en los resultados, o más o menos tiempo para que el programa resuelva la tarea encomendada, tenemos que elegir el tipo de elemento y el refinamiento de la malla. Se ha buscado un compromiso entre precisión y tiempo de resolución. Los elementos son de primer orden, y allá donde la topología lo permite los cuadrados –para elementos "Shell"- o los hexaedros para elementos continuos (sólidos) son los más rentables computacionalmente hablando. Allá donde la forma de la pieza dificulta el

mallado, se emplean elementos triangulares de la familia “Shell” o tetraedros en el caso de elementos continuos, ya que se adaptan mejor y con menos distorsión a formas complicadas.

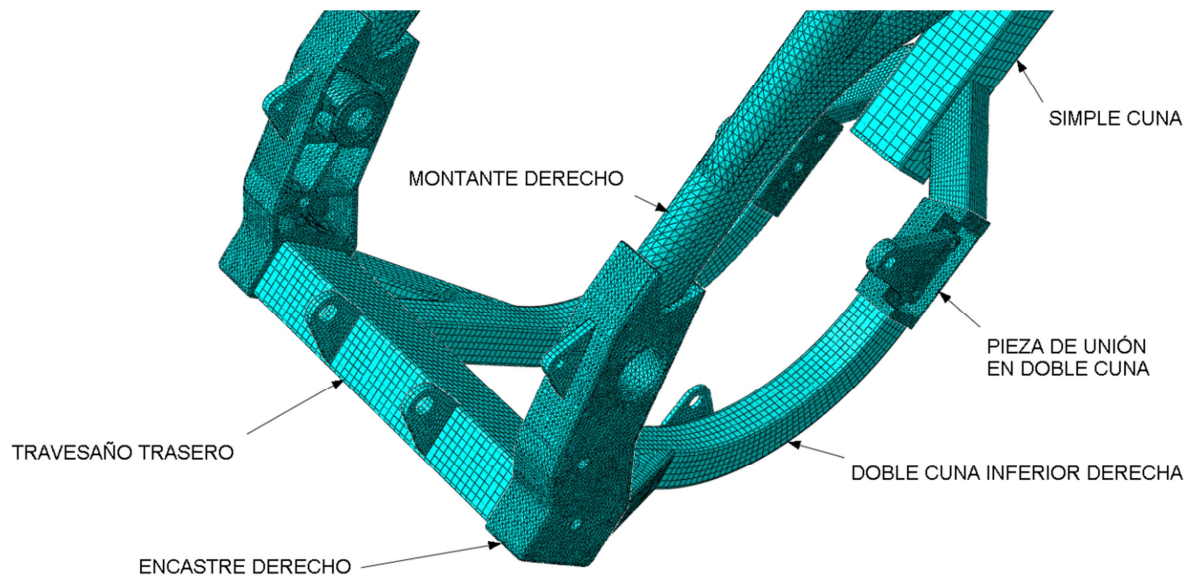


Imagen 24. Diferentes tipos de elementos en el mallado

En la imagen 24 se muestra una parte del chasis una vez mallado. Así, según la forma y las características de las instancias se pueden apreciar diferentes tipos de elementos. A simple vista se reducen a triángulos y paralelogramos más o menos regulares. Sin embargo, dependiendo de si las instancias son del tipo Shell o Solid, lo que aparentemente son triángulos en realidad son tetraedros (elementos C3D4). Este es el caso de las instancias de tipo Solid etiquetadas como Encastre Derecho y Pieza de Unión en Doble Cuna.

En el Montante Derecho que es una instancia tipo Shell, los elementos son triángulos tipo S3. También en las instancias tipo Shell como la Doble Cuna Inferior o la Simple Cuna, los elementos son paralelogramos tipo S4, mientras que en el travesaño trasero, que es una instancia Solid, los elementos son hexaedros (o “bricks”) del tipo C3D8.

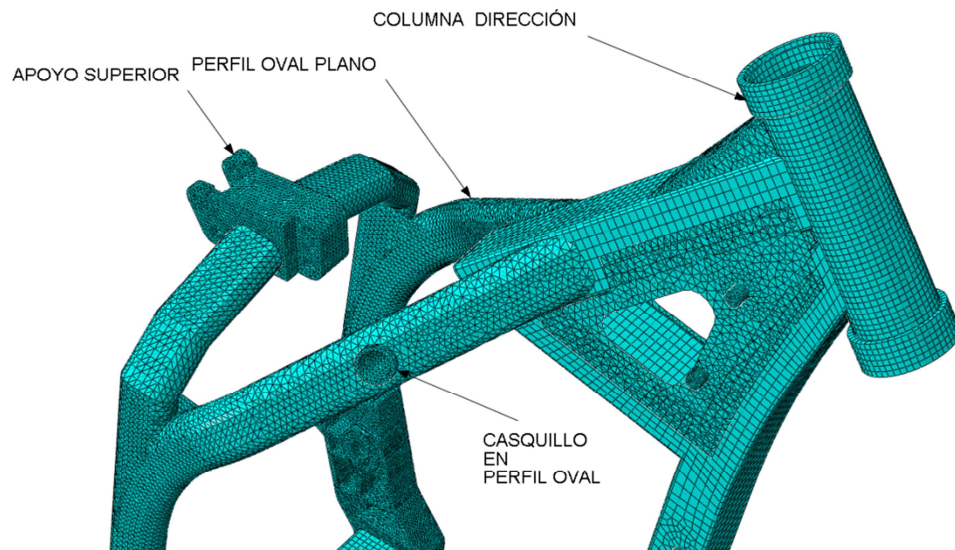


Imagen 25. Detalle de mallado en la parte superior del chasis

Otra vista parcial del mallado en el chasis se puede ver en la imagen 25. El apoyo superior que es una instancia Solid y con una forma algo complicada, se presta a un mallado con elementos tetraédricos del tipo C3D4, al igual que el Casquillo en Perfil Oval. Sin embargo la instancia Columna, tanto en su cuerpo central como en los alojamientos de los rodamientos superior e inferior, siendo instancias Solid, y de forma simple, permiten un mallado de elementos tipo brick C3D8 sin grandes distorsiones. El Perfil Oval, de tipo Shell, emplea elementos triangulares tipo S3.

Modulo “Job”

Una vez definido todo el modelo, y todas las tareas establecidas -en suma, las solicitaciones a las que se verá sometido- se remite a su cálculo. A partir de aquí es donde una vez resuelto este proceso se pueden constatar los resultados, y en el peor de los casos, es el punto de partida para enmendar los errores que impiden la obtención de dichos resultados.

Módulo “Visualization”

Los resultados vistos en pantalla de una forma amigable. En este módulo existen variadas posibilidades para configurar la vista de los resultados del cálculo y sacar conclusiones de forma rápida.

Programa MEFI

Empleado en la asignatura de Teoría de Estructuras, es una herramienta de relativamente simple manejo pero eficaz, y que proporciona un agradable apoyo a la elaboración de este proyecto. Trabaja en un espacio 2D, pero dada la simetría de nuestro chasis, es muy útil para prever resultados y para obtener datos que posteriormente introduciremos en Abaqus tal y como se puede ver en los anexos.

3.2 El Modelo

Finalmente el modelo creado está listo para analizar. Dependiendo de la hipótesis de trabajo y en consecuencia del tiempo necesario para obtener resultados, se han empleado diferentes formas de mallado, difiriendo básicamente en el número de elementos finitos empleados. Así, se han manejado versiones con alrededor de 300000 elementos o con casi la tercera parte. Los elementos básicamente han sido cuadriláteros de la familia S4 y triángulos S3 para elementos “Shell” así como elementos C3D8 -hexaedros- y C3D4 -tetraedros- de la familia de elementos continuos. Desde los primeros pasos hasta el resultado final se han considerado alrededor de 100 partes e instancias, alrededor de 200 restricciones de posición y 50 restricciones en cuanto a contacto físico.

Finalmente no se han incluido todas las instancias –y paralelamente las restricciones de posición y de contacto asociadas- en el cálculo, pues unas han sido los gérmenes de otras, o bien han sido suprimidas porque no eran condicionantes en la rigidez del modelo y su presencia ralentizaba los cálculos. En definitiva, alrededor de 30 instancias han sido operativas. Como parte necesaria en el ensamblaje del modelo 200 características se han empleado, como “datum points”, ejes y planos de referencia. En la imagen 26, una vista general del modelo.

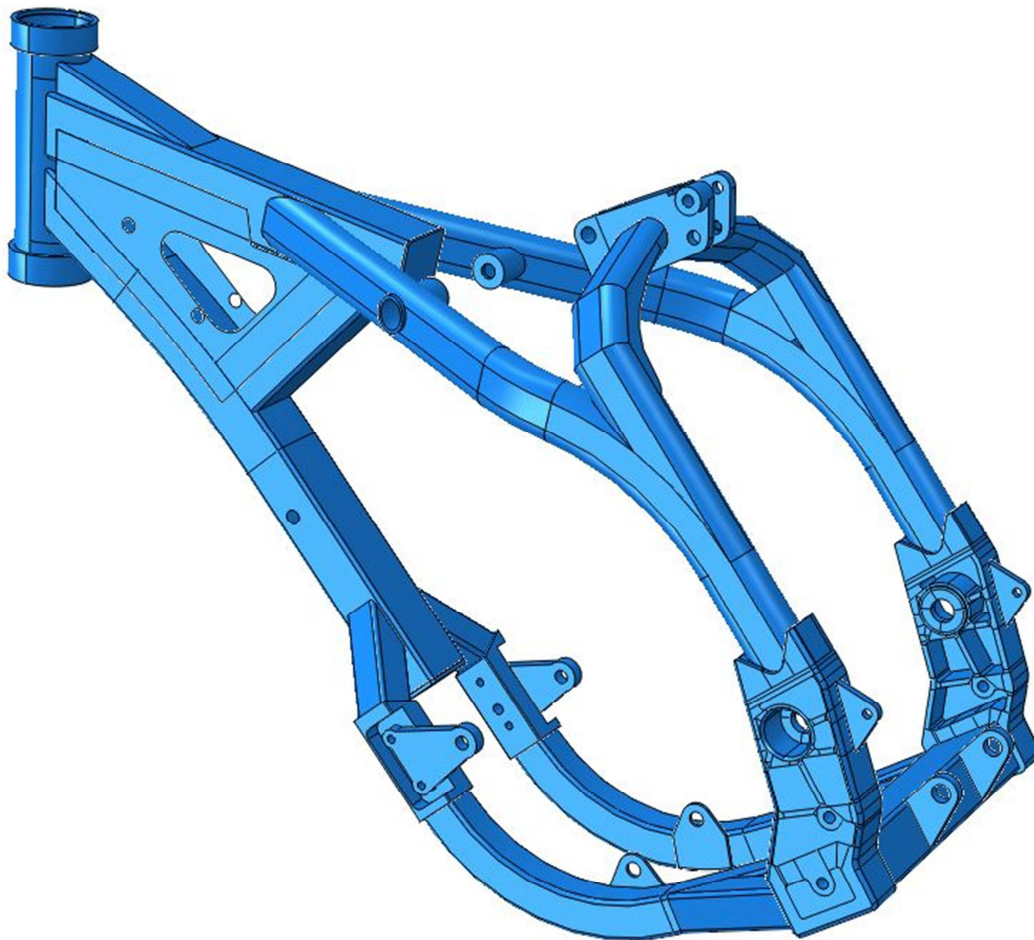


Imagen 26. Vista general del modelo

4. Hipótesis de carga

4.1 La frenada

El análisis de las fuerzas involucradas durante la frenada se expone en el Anexo 2. El chasis se ve expuesto a una desaceleración. Analizaremos la situación desde dos puntos de vista, partiendo en ambos del principio que el chasis está en equilibrio, y que por ello, los resultados deben ser similares bien sea considerando las fuerzas frente a las reacciones, o a la inversa.

Fijando la columna de dirección; las fuerzas en el c.d.g.

Como se muestra en el anexo, la suspensión delantera se considera rígida; en definitiva, la columna de dirección también está fijada rígidamente. Por tanto, si se hace abstracción, la columna es el nexo de unión de nuestro sistema con el entorno.

Todo el peso de la moto, así como la inercia creada al frenar actúan sobre la columna. Y el c.d.g. del vehículo es el punto de aplicación de estas fuerzas. Recuérdese que en el estudio va incluida la presencia del piloto.

Como nexo de unión con el exterior, será en la columna sobre la que aplicamos las condiciones de contorno. Las restricciones de los grados de libertad se hacen respecto de un Csys (sistema de coordenadas) creado por el autor, y que reproduce el sistema de coordenadas de uso habitual, es decir el formado por el plano horizontal, conteniendo los ejes X e Y, siendo el eje X el de sentido de la marcha. El eje Z es perpendicular a ambos y representa la vertical al suelo.

Tanto en el alojamiento superior e inferior de las pistas de los rodamientos de la dirección, se han restringido todos los grados de libertad, excepto el giro respecto del eje Y.

Efectuado el análisis, en el módulo de visualización, se pueden ver coloreadas según un rango de valores las diferentes zonas, ya sea atañendo a la tensión de von Mises o a los desplazamientos, pues éstas son las variables que hemos elegido controlar.

Esta posibilidad de visualización –la más intuitiva- se denomina “contornos en el perfil deformado” y será la que emplearemos en todos los casos.

Los resultados

En cuanto a tensiones, el valor máximo de la tensión de von Mises es de 141 MPa, en la unión de la columna de dirección con la cuna inferior. Lejos del límite elástico del material que como se explica

en el anterior capítulo dedicado al Diseño, en el tubo tiene un límite elástico de 370 MPa. En la imagen 27 una vista de la parte delantera superior del chasis.

En la misma imagen se aprecia cómo dentro de estos límites las partes que mayores esfuerzos soportan están situadas en la proximidad de la unión de la espina dorsal y la cuna inferior con la columna de dirección. También cómo el refuerzo superior de la columna con la espina dorsal, y las chapas que conforman el “cajón” en torno a espina y cuna contribuyen a la rigidez.

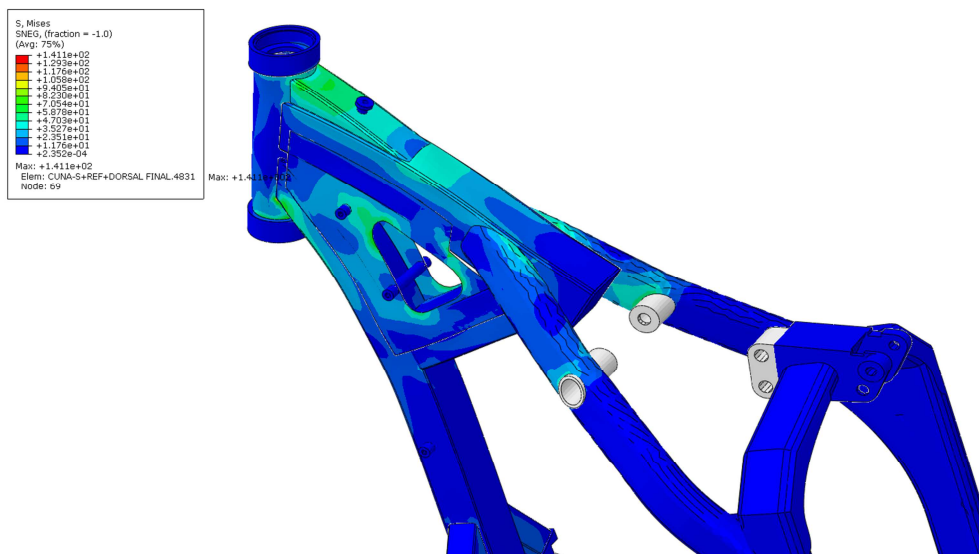


Imagen 27. Tension de von Mises. Detalle próximo a la columna de dirección

En la imagen 28 vemos como la parte próxima a la columna, en comparación con el resto del chasis, es la que mayores esfuerzos soporta

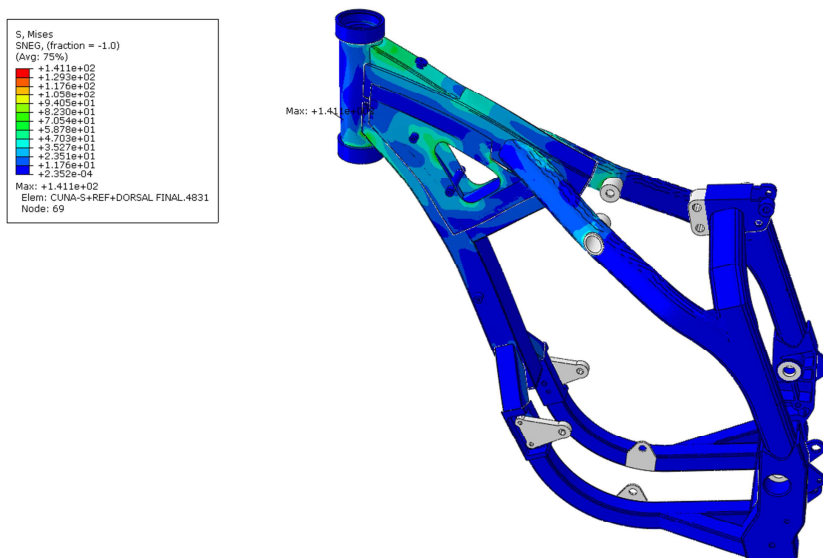


Imagen 28. Tensión de von Mises. Vista general

En la imagen 29, detalle de la región inferior de la columna en la que la tensión de von Mises alcanza el valor máximo.

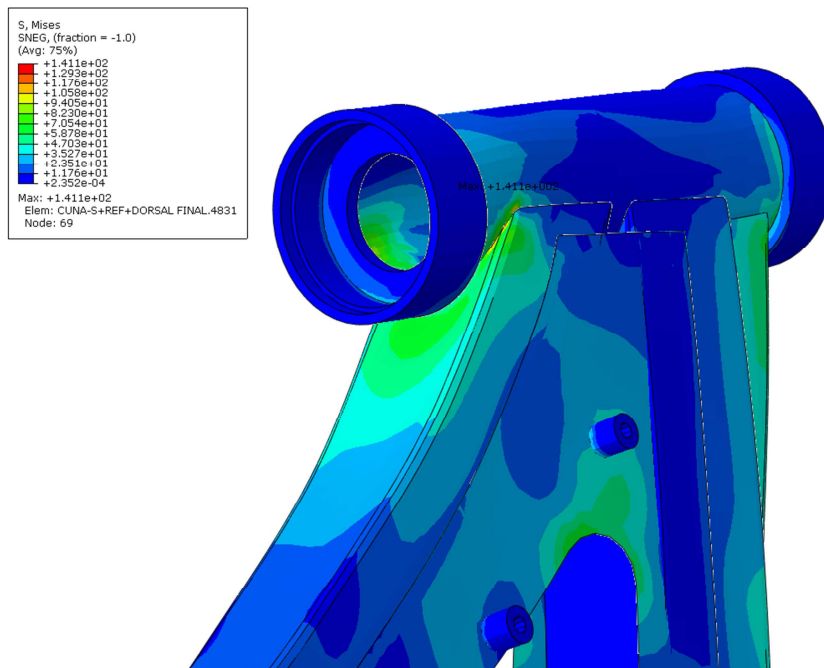


Imagen 29. Zona de valor máximo de S

En cuanto a los desplazamientos, dadas las direcciones de las fuerzas, son de máxima amplitud en el eje X y en el eje Z. Recordar que los valores van expresados respecto de un sistema de coordenadas establecido para el Output Data Base por el sistema, y que no se trata del sistema de coordenadas global que acompaña al conjunto modelo desde que su creación, sino que coincide con el creado para introducir las fuerzas y determinar las condiciones de contorno.

Las zonas en azul de los desplazamientos U3, nos dicen que el chasis se desplaza hacia abajo respecto del plano horizontal de referencia mientras que los valores en rojo lo hacen imperceptiblemente hacia arriba. Aparte del dramatismo de las imágenes, estamos hablando de desplazamientos máximos hacia arriba en el rango de las micras y hacia debajo de décimas de mm. Resultados con los que hay que ser cautos, pues hemos supuesto que es la columna de dirección la zona en la que hemos fijado el sistema. Así, los máximos desplazamientos están en la zona más alejada del chasis respecto de la columna. Ver imagen 30. Si consideramos los desplazamientos en el eje X –es decir, U1, la dirección de la marcha- se aprecia una zona que se aleja del centro de coordenadas del orden de centésimas de mm y otras partes –las de mayor valor absoluto- que se acercan en el orden de décimas de mm. Ver la imagen 31. En ambas imágenes la escala de la deformada es de 300.

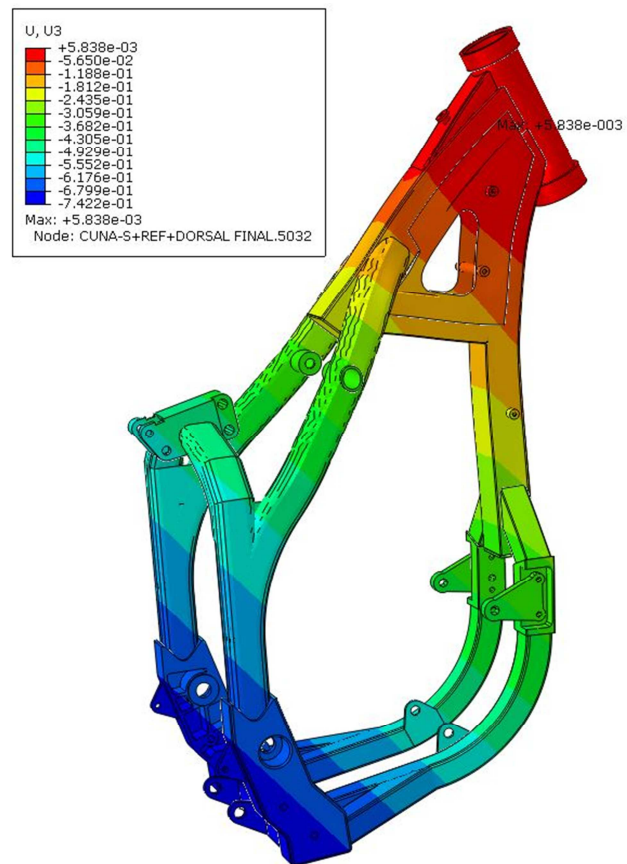


Imagen 30

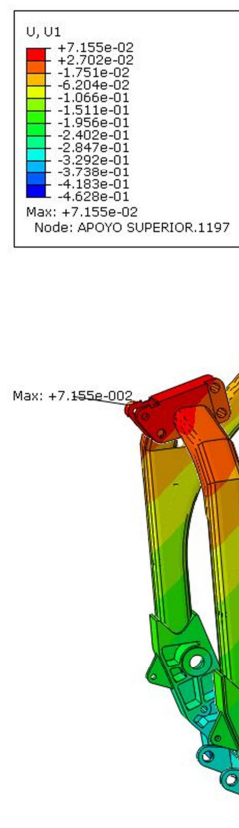


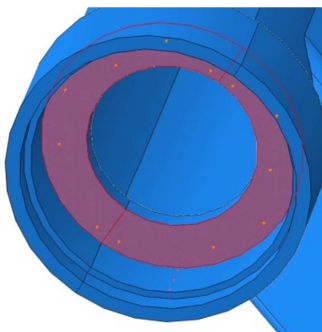
Imagen 31

Fijando el entorno del c.d.g.; las fuerzas en la columna

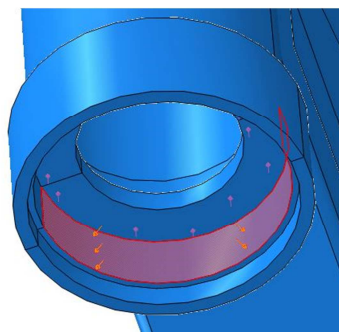
Dentro de la misma hipótesis, consideramos ahora la situación inversa, es decir, fijamos una zona muy próxima al c.d.g. y consideramos las fuerzas provenientes de las reacciones que se crean a nivel de contacto de la rueda con el suelo cuando frenamos. Ésta es la situación que se ha estudiado con detenimiento en el Anexo 2. Allí se describe en qué y en cuanto se transforman dichas reacciones a nivel de columna de dirección, y que en definitiva suponen una fuerza actuando en el rodamiento superior y otra de sentido opuesto en el inferior, creando un par. Además una fuerza coaxial a la columna en sentido de abajo-arriba, y que por el propio concepto constructivo de la columna es absorbida en su totalidad por el rodamiento inferior. En este análisis se han suprimido los apéndices que sirven para atornillar radiadores y depósito, pues no se consideran especialmente contributivos a la rigidez general, mientras que su ausencia acelera el cálculo.

Mientras en el análisis anterior los valores y ubicación de las fuerzas no tienen complicación, pues son conocidas por simple cálculo y aplicadas en el c.d.g., en este caso, han sido necesarios los cálculos previos que se describen en el Anexo. Una vez determinados estos datos, los aplicamos en nuestro modelo.

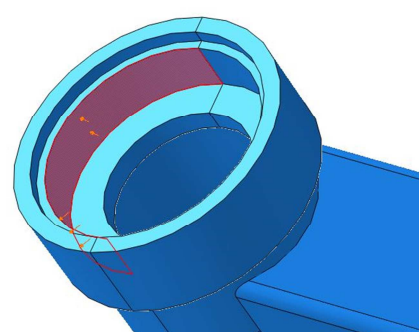
La fuerza coaxial se introduce en el módulo "loads" como una presión en toda la superficie interna y normal a dicha fuerza en el alojamiento del rodamiento inferior. Y el par de fuerzas, respectivamente sobre las medias superficies laterales de cada uno de los alojamientos. Para ello previamente se realizó una partición de las instancias implicadas. Ver Imagen 32.



Superficie sobre la que actúa
la fuerza coaxial



Superficie sobre la que actúa
la fuerza transversal inferior



Superficie sobre la que actúa
la fuerza transversal superior

Imagen 32

Los Resultados

La imagen del chasis en conjunto así como la deformada, nos confirman a primera vista la equivalencia entre los dos análisis, pues en este caso también se observa el mismo patrón.

En la vista general de contornos, la tensión de von Mises se presenta con un rango de valores similares a la tesis anterior, siendo las diferencias no muy significativas entre un caso y el otro. Al igual que en el caso anterior, la tensión máxima, ahora de 184 MPa, se presenta prácticamente en los mismos elementos. Ver imágenes 33 y 34 para el detalle y la vista general a semejanza del caso anterior.

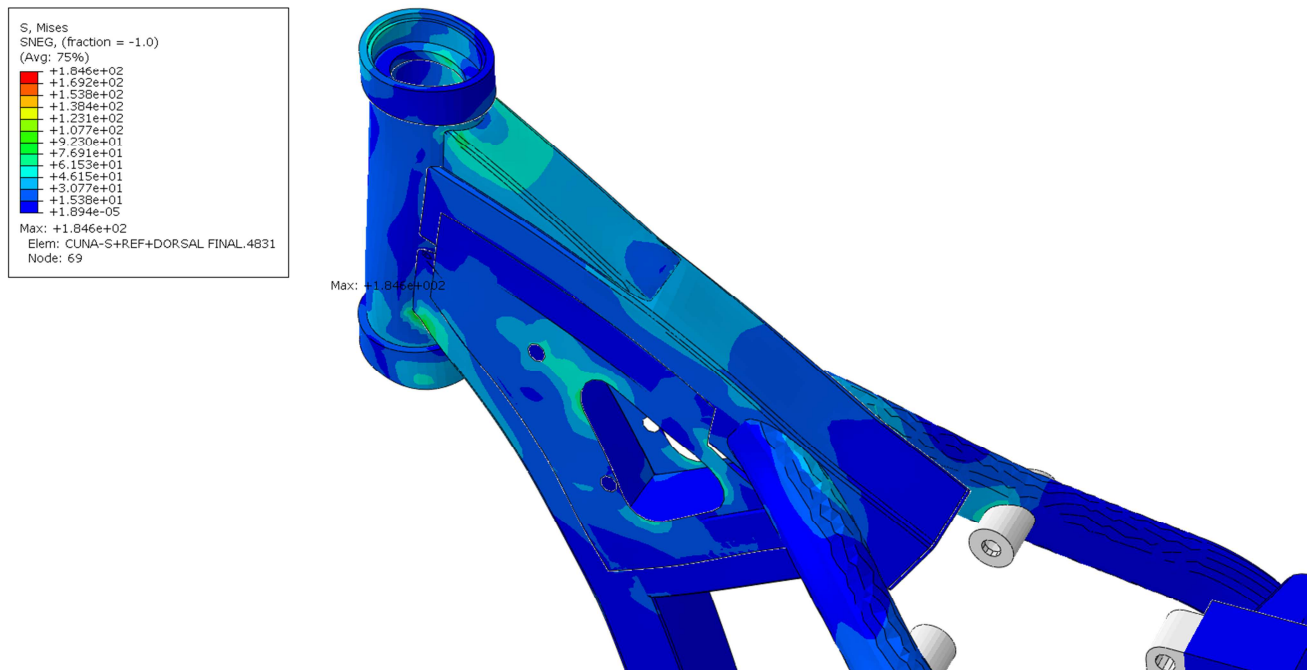


Imagen 33. Tension de von Mises. Detalle próximo a la columna de dirección. Segundo planteamiento

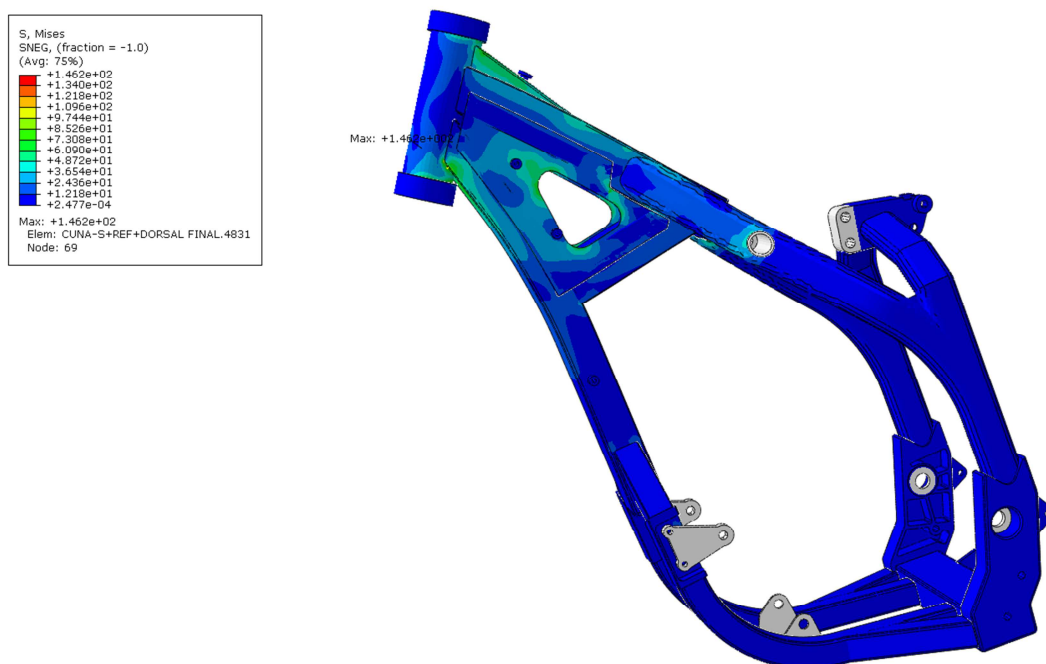


Imagen 34. Tensión de von Mises. Vista general. Segundo planteamiento

Más abajo se muestra en detalle tanto el alojamiento superior como el inferior de los rodamientos de la columna de dirección. Siendo el factor de escala para la deformada de 300, se aprecian ostensiblemente los alabeos producidos por el par de fuerzas. A diferencia del planteamiento anterior en que estas superficies servían de fijación al sistema, son en esta ocasión las receptoras directas de las fuerzas, y no tienen restringidos los movimientos. Imágenes 35 y 36.

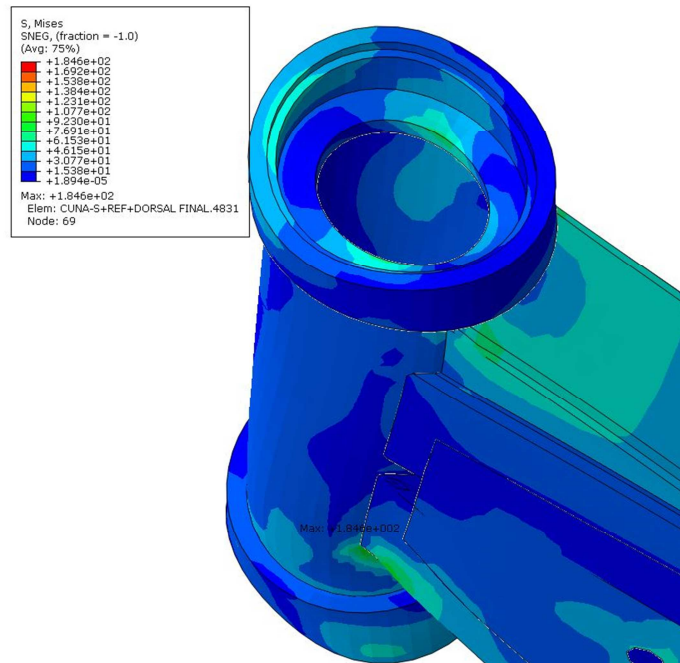


Imagen 35: Detalle magnificado de la deformación del alojamiento superior

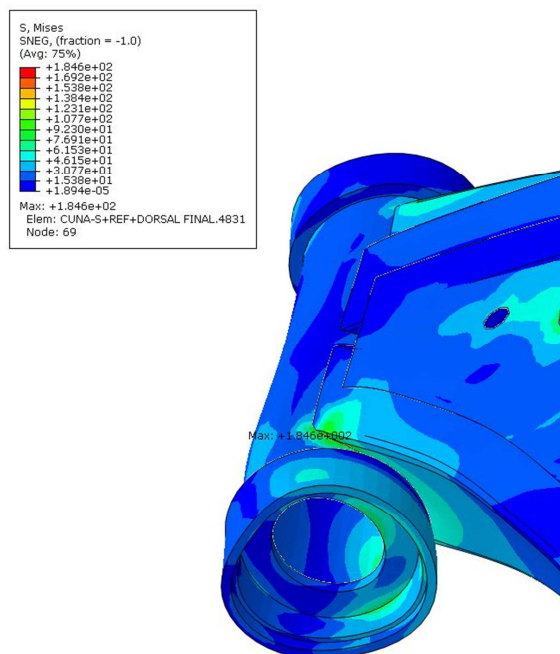


Imagen 36. Tensión de von Mises máxima en la unión de la parte inferior de la columna con la simple cuna

Las diferencias más patentes aparecen cuando consideramos los desplazamientos, lo que tiene una doble explicación.

Recordemos por un lado que nuestro sistema estaba anclado anteriormente en la columna, y que los desplazamientos U3 de manera prácticamente generalizada eran hacia abajo de ella. Ahora al estar anclado el chasis en una zona colindante con el c.d.g. la situación se invierte, es decir la columna se desplaza hacia arriba respecto del anclaje.

Pero queda por explicar el por qué a partir del travesaño de refuerzo que une la espina con la simple cuna no hay prácticamente desplazamientos. La razón está en las zonas sombreadas de gris (i.e. imagen 34), y más concretamente en lo que representan: Un cuerpo rígido, que reproduce virtualmente la presencia del motor. Como se explicó anteriormente la propiedad del cuerpo rígido es que todas las partes integrantes no se mueven unas respecto de otras, aunque si lo pueden hacer el conjunto. Pero al estar anclado el chasis rozando una de las partes de dicho cuerpo, éste está inmóvil, y en consecuencia toda la zona del chasis abarcada entre las diferentes regiones del cuerpo rígido está también inmóvil.

Análogamente ocurre con los desplazamientos U1: Lo que antes se desplazaba mayoritariamente hacia la columna de dirección, ahora lo hace en sentido contrario, hacia el c.d.g. Con la excepción nuevamente de la parte del chasis bajo el influjo del cuerpo rígido. Recuérdese que de todos modos estamos hablando de desplazamientos de centésimas de milímetro en muchos casos. Para una mejor idea de lo que sucede en la imagen 37 se incluye en la constraint formada por el cuerpo rígido también una representación del motor. Los atributos del motor como instancia incluida en el assembly son los de un cuerpo Discreto Rígido.

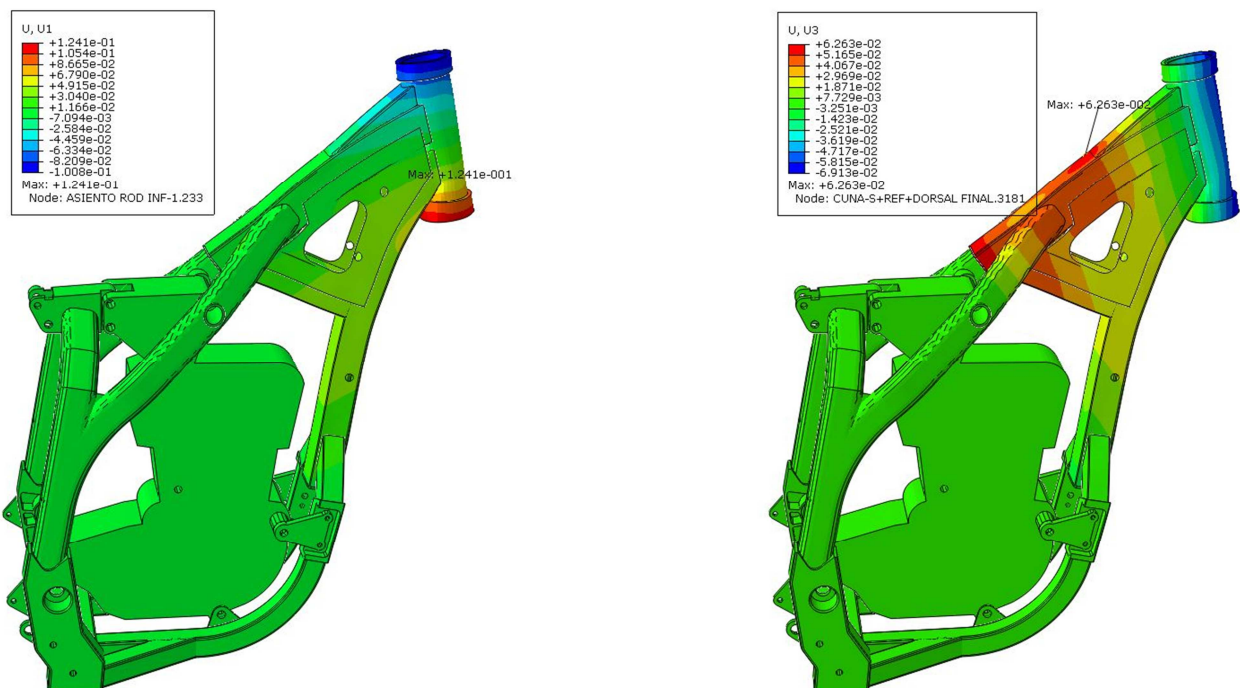


Imagen 37

En ambas figuras todas las zonas circundantes al motor y con tonalidad verde, presentan valores absolutos de desplazamiento de algunas micras, no más. En lo que respecta a U1, los desplazamientos en azul, situados alrededor del alojamiento superior, nos dicen que esta parte de la columna se desplaza en el sentido de la marcha, mientras que la parte inferior de la columna lo hace hacia atrás. En cuanto a U3, los alrededores del motor se comportan de igual manera que en la dirección del eje X, apreciándose un ligero desplazamiento hacia abajo de la parte delantera de la columna (centésimas de mm) y un combado hacia arriba e la espina dorsal.

Conclusiones a la frenada

El chasis es sobradamente rígido en su planteamiento original, y frente al caso de frenada es ampliamente optimizable, dados los bajos valores de tensión a los que está sometido y a los mínimos desplazamientos. Hay un aspecto premonitorio en el segundo enfoque y son los desplazamientos de los asientos de los rodamientos así como los de las zonas de la cuna inmediatas a ellos. En la realidad estos asientos trabajan conjuntamente con las pistas externas de los rodamientos cónicos que están alojados con interferencia, es decir con apriete dentro de los casquillos; en definitiva la situación real es más rígida. Y también considerar que estamos hablando de desplazamientos de una décima de mm. Aun así, en aras de un comportamiento correcto de esa zona no tanto por el chasis como sí por la vida de los rodamientos, la simulación induce a colocar un refuerzo entre el asiento inferior y la cuna para “apuntalar” la periferia del asiento, y por otra parte anima a aumentar la altura del refuerzo superior entre columna y espina, hasta alcanzar al casquillo del alojamiento superior. Ambas actuaciones son una práctica realizada en multitud de modelos de motocicleta de muchos fabricantes en los chasis de acero, pero que se había obviado en parte en el diseño inicial de este proyecto. De hecho, el chasis original en aluminio concibe la columna de dirección como una pieza masiva, y como era de imaginar, no es casualidad (imagen 38).

He aquí una de las ventajas indudables de las simulaciones hechas con un programa de EF.



Detalle asiento superior original de la columna



Detalle asiento inferior original de la columna

Imagen 38

4.2 La aceleración

Las fuerzas en la hipótesis de la aceleración

En el anexo 3 se describe con detalle la situación global de fuerzas que actúan, y con la ayuda del programa MEFI, cómo se traducen posteriormente a cada uno de los puntos implicados de nuestro chasis. A diferencia de la hipótesis de frenada hacemos el análisis para la aceleración sólo con éste planteamiento, debido a la variedad de fuerzas y las direcciones y sentidos en los que actúan, como consecuencia de un dispositivo externo como es todo el tren de la suspensión trasera.

Para aplicar debidamente las fuerzas en los diferentes alojamientos, no sería correcto el hacerlo como cargas concentradas en un solo punto. En la hipótesis anterior se han aplicado como presiones repartidas sobre superficies o caras en los asientos de los rodamientos.

Allí, previamente las instancias involucradas habían sido particionadas, pues con claridad se veía desde un principio sobre qué zonas y en qué sentido actuarían las fuerzas. Ahora la situación actual es más compleja, pues no conocíamos a priori qué plano sería el adecuado para particionar los orificios para crear superficies normales a las fuerzas. Si bien esa partición es factible, es más laboriosa dada la forma de las instancias implicadas. Se ha optado por un planteamiento intermedio que consideramos igualmente válido: En este caso con la ayuda de MEFI se ven las direcciones en que actúan las fuerzas. En consecuencia, hemos seleccionado regiones de nodos en las superficies internas de los alojamientos, intentando que esas regiones sean normales a las fuerzas.

Aplicamos cargas concentradas sobre cada uno de los nodos con un valor puntual igual al cociente de la fuerza total por el número de nodos, teniendo en cuenta como ya está dicho, qué parte de la superficie seleccionamos en función de la dirección de la fuerza. Para cada conjunto de nodos habremos creado previamente un “set”.

Abaqus permite la creación de “sets”, es decir, juegos o conjuntos de variada índole, integrados por entidades geométricas -superficies- o bien nodos o elementos integrados en la malla. A la hora de aplicar cargas en el módulo “load”, llamamos a los diferentes sets y uno por uno, les aplicamos su fuerza correspondiente.

Se ha querido hacer un estudio comparativo de los efectos de dichas cargas considerando la presencia o la ausencia del motor, de ahí que nuevamente tengamos dos planteamientos. La situación en cuanto a fuerzas será la misma, pero no así nuestro elemento resistente.

Aceleración; sin la presencia del motor

Al igual que en la frenada, aplicamos fuerzas en los sets y fijamos el conjunto el chasis en una zona inmediatamente próxima al c.d.g., pues allí es donde se aplica el peso y la fuerza inercial de todo el conjunto. Nos remitimos como ya dicho a la situación descrita en el Anexo 3. En la imagen 39 tenemos una vista general de dónde actúan las cargas, y el detalle del set correspondiente al apoyo de la parte superior del amortiguador trasero

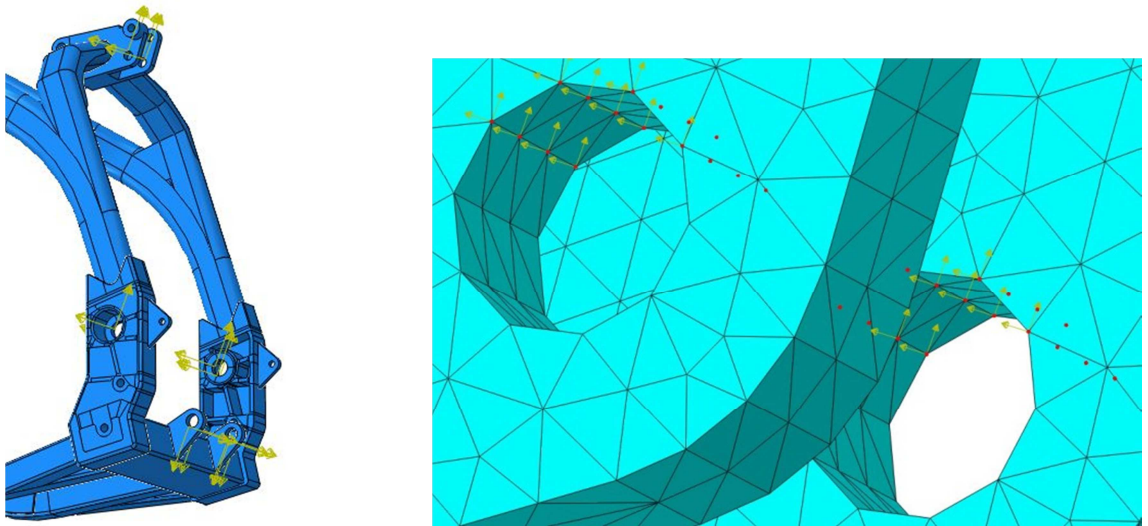


Imagen 39.

Descomposición de fuerzas respecto de un Csys formado por el plano horizontal y el eje Z vertical y perpendicular a dicho plano. En la izquierda se ve la descomposición de las fuerzas en los diferentes alojamientos de acuerdo con las direcciones obtenidas por MEFI para dichas fuerzas. En la derecha, detalle de los grupos de nodos (sets) sobre los que se aplican las fuerzas, concretamente en el alojamiento del pasador que retiene el amortiguador por su extremo superior.

Para la aplicación de fuerzas concentradas en puntos, el programa pide las componentes de cada fuerza expresadas respecto de un sistema de coordenadas a elegir, de ahí que veamos en las imágenes grupos de fuerzas en dos direcciones perpendiculares. Las fuerzas se han descompuesto respecto del mismo sistema de coordenadas empleado en MEFI.

Resultados: Aceleración sin considerar la presencia del motor

Por simplicidad, obviaremos detalles expuestos en el capítulo de la frenada. Exponemos los resultados respecto de la tensión de von Mises y los desplazamientos en el eje vertical y en el horizontal transversal a la marcha; el eje Y. Recuérdese de nuevo que la escala de la deformación está multiplicada por el valor de 300.

En cuanto a tensiones, el valor máximo observado es de 79 MPa a nivel de las orejetas que sustentan las bielas de la suspensión. Destacable también cómo la parte superior de los montantes está

afectada en mayor medida que el resto circundante, aunque aquí los valores de von Mises son más bajos que en las orejetas y rondan los 50 MPa.

En el resto del chasis, las tensiones presentan valores más bajos y no son representativas. En la imagen 40, una vista de detalle próximo a las orejetas y en la 41 una visión más amplia de la parte trasera del chasis.

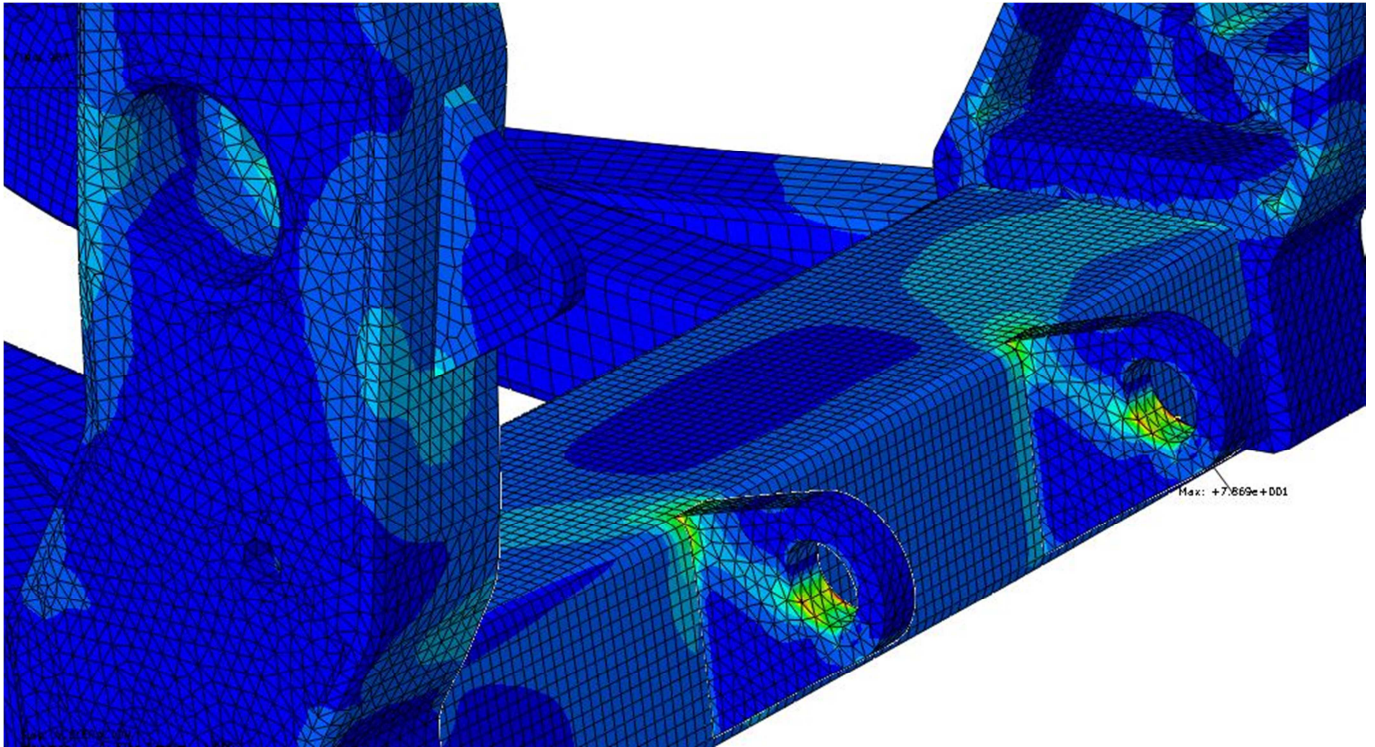


Imagen 40.

Detalle de cómo las fuerzas que actúan en los orificios de las orejetas se transmiten primero a la zona de unión con el travesaño trasero, que ejerce la función de empotramiento de las orejetas. Ahí se aprecian valores para la S más elevados que en los alrededores. A su vez el travesaño trasero está unido por ambos extremos a los encastres derecho e izquierdo.

El fenómeno es similar. Los encastres actúan como empotramiento del travesaño, y los valores de las tensiones más elevados, se “dirigen” a la zona de empotramiento.

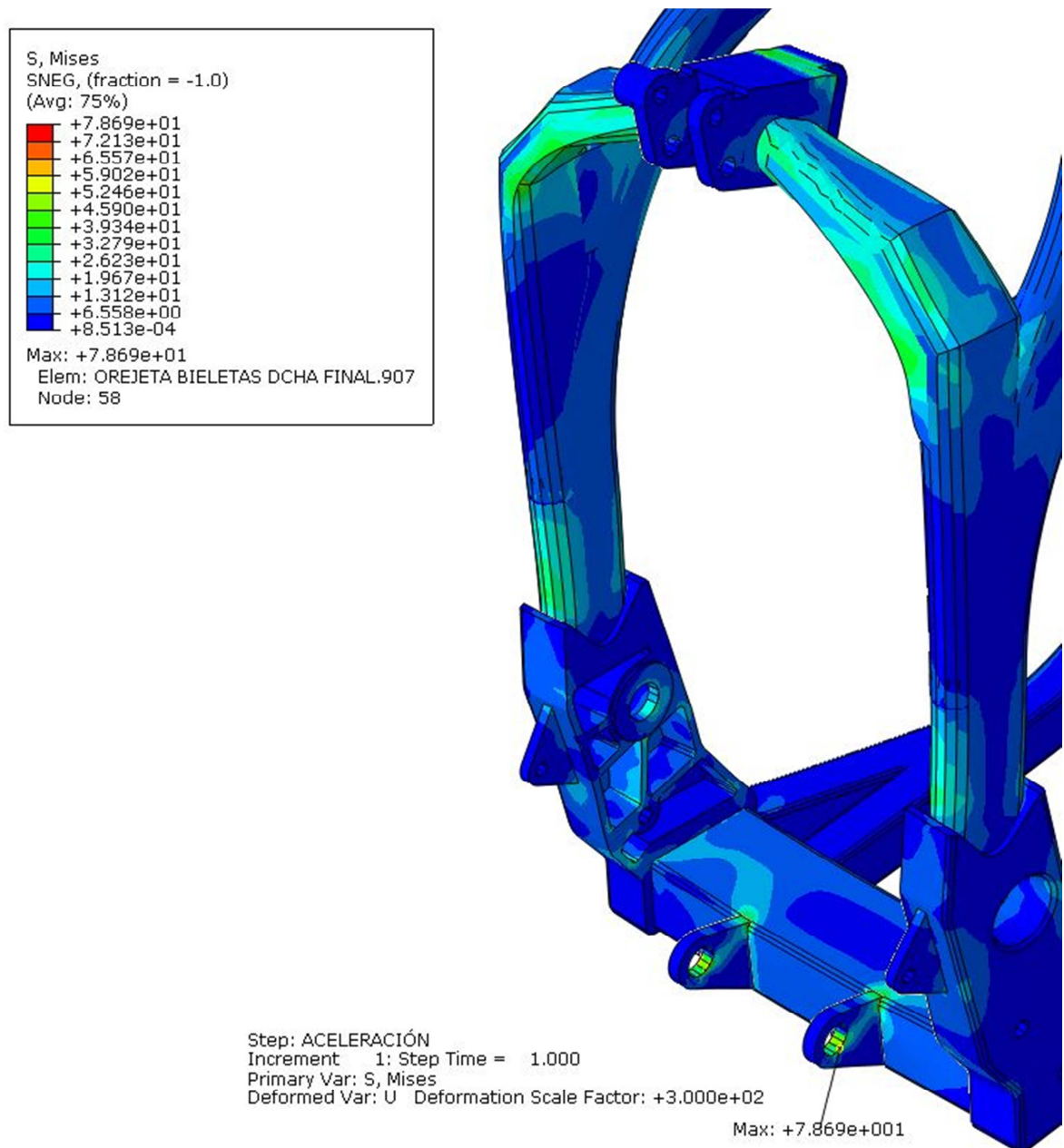


Imagen 41.

La imagen sugiere cómo la colocación de chapas de refuerzo en la parte superior de los montantes es una decisión acertada, dado que se presentan valores de S más elevados que en los alrededores. De esto puede inferirse que al igual que están colocadas las chapas por la parte trasera de los montantes, se podrían colocar unas simétricas por la parte delantera, allí donde se forma el arco entre las sucesivas piezas cortadas a inglete. En cualquier caso, el patrón de colores nos indica que estamos en torno a un valor de S de 40 MPa, y al menos frente a esta hipótesis no es necesario añadir más material en la zona.

En cuanto a los desplazamientos en el eje vertical, observamos cómo la zona involucrada hay un desplazamiento de la parte inferior a nivel de travesaño trasero y orejetas. En definitiva y como era de esperar la parte inferior tiende a desplazarse hacia abajo respecto del apoyo superior del

amortiguador, fundamentalmente por la fuerza transmitida a lo largo de éste último. Estamos hablando de alrededor de 6 décimas de mm. No es representativo ni preocupante el desplazamiento en la zona más alejada de nuestro estudio, como es la columna de dirección en donde se observa el desplazamiento máximo de alrededor de 1 mm. Es simplemente el resultado de la variación de la geometría del chasis en la zona más afectada por los esfuerzos, ya que en la parte delantera –donde está la columna- no hay esfuerzos representativos (Ver imagen 45). Ver desplazamientos en la dirección vertical según la imagen 42.

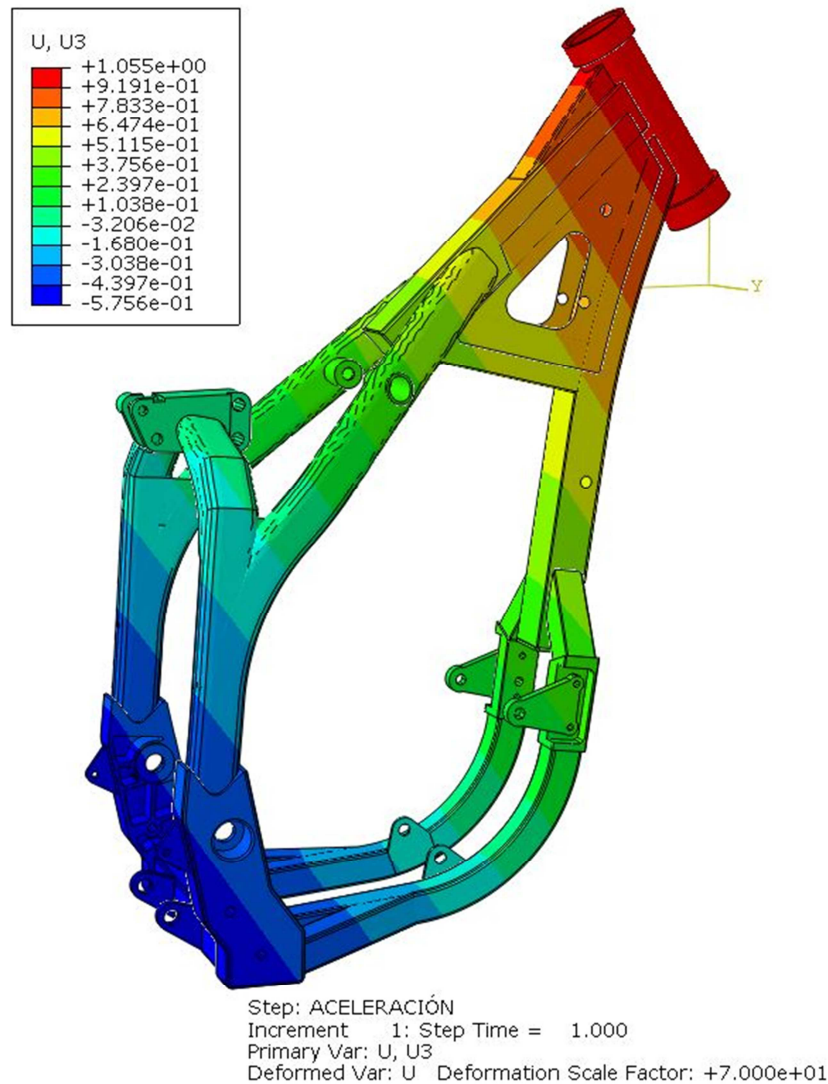


Imagen 42

El origen del sistema de coordenadas respecto del cual se consideran los desplazamientos está en la base de la columna.

Debido al factor de escala de la deformación, el sistema de coordenadas aparece muy separado de ella. Si el factor de escala fuera de valor la unidad, prácticamente no habría separación. Mientras el apoyo superior del amortiguador que es donde se unen ambos montantes se desplaza ligeramente hacia arriba, la zona del travesaño trasero lo hace hacia abajo.

El chasis se “estira” entre los dos extremos el amortiguador trasero.

Aunque en conjunto la simetría del chasis es casi total, la ubicación del amortiguador trasero no es simétrica respecto del plano vertical que contiene la dirección de la marcha. Ello es debido a la

presencia real del paso de aire entre la caja del filtro y la admisión del carburador. El fabricante, para no estrangular en demasía este paso de aire, lo que hace es desplazar el amortiguador hacia la derecha en el sentido de la marcha. Nuestro chasis ha reproducido esa asimetría, y las diferencias de comportamiento, dramatizadas debido nuevamente al factor de escala de la deformada y a la perspectiva de la imagen, se muestran claramente si se observan las zonas coloreadas del contorno y el perfil del conjunto: Hay un comportamiento desigual de un montante frente al otro. Si se analizan los desplazamientos en el eje Y, es decir los desplazamientos U2 observamos que en cualquier caso, estamos hablando de centésimas de mm. Imagen 43.

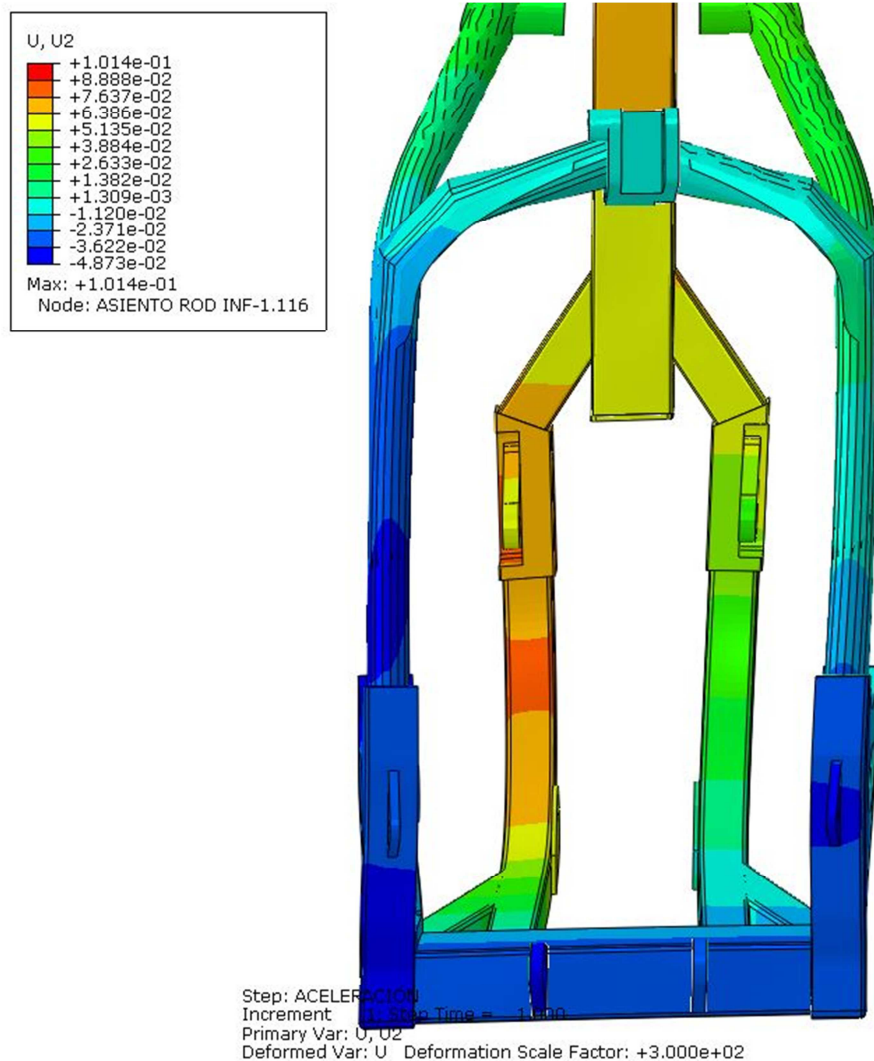


Imagen 43

Deformación asimétrica en la dirección horizontal transversal a la marcha. Así, los montantes se desplazan ligeramente hacia la izquierda en su parte inferior, mientras que la doble cuna en su parte delantera lo hace hacia la derecha. Y dentro de esas tendencias, la parte derecha del chasis se comporta ligeramente diferente a la parte izquierda.

Vistos los resultados en ausencia del motor, lo introducimos ahora como parte integrante del conjunto. Para ello, habilitamos la constraint “cuerpo rígido” que engloba los puntos de anclaje del motor al chasis. Todos ellos se desplazarán al unísono, manteniendo sus distancias mutuas. Dentro de ello hemos hecho una excepción y hemos sustraído del cuerpo rígido la parte que corresponde a los alojamientos del basculante. Explicamos que pasa con ello.

Parte de las fuerzas generadas en la aceleración se transmiten por el siguiente camino: A través del basculante al eje del mismo, y del eje del mismo a los alojamientos del eje en el chasis. Pero en la realidad estos orificios forman cuerpo también con el motor a través de unos casquillos distanciadores que van del alojamiento del eje hasta motor tanto por un lado como por otro. El basculante en realidad gira sobre estos casquillos. Por el interior de todo el conjunto pasa el propio eje que una vez fuertemente apretado por la rosca que posee en un extremo tensa todo el conjunto restringiendo la independencia entre ellos. La unión es prácticamente rígida. Ver en imagen 44 la situación en el chasis original



Imagen 44

Si incluimos estos elementos en el cuerpo rígido nos resulta que las fuerzas que actúan en el eje en realidad son soportadas por el cuerpo rígido y por tanto no afectarán de forma directa a todas las partes intermedias del chasis como pueden ser los encastres, los montantes y los propios alojamientos del eje.

Aunque la implantación del cuerpo rígido al completo es lo más próximo a la realidad, hemos decidido como ya está dicho, el sustraer del conjunto a los alojamientos del eje en los encastres. Es una situación intermedia entre la realidad y la ausencia del motor: Dejamos que la parte posterior del chasis trabaje por sí sola.

Resultados: Aceleración considerando la presencia del motor parcialmente.

Se aprecian cambios en todo el conjunto del chasis. El patrón escalonado de colores asignado a la tensión de von Mises es prácticamente monocolor -homogéneo.

Se mantienen valores aproximados a los anteriores en las orejetas, pero ligeramente a la baja.

El esfuerzo máximo está situado ahora en la zona de empotramiento -doble valor para las tensiones que en el caso anterior- que recuerdese está colindante con el cuerpo rígido. El resto del chasis no se ve prácticamente alterado. Ver imágenes 45 y 46.

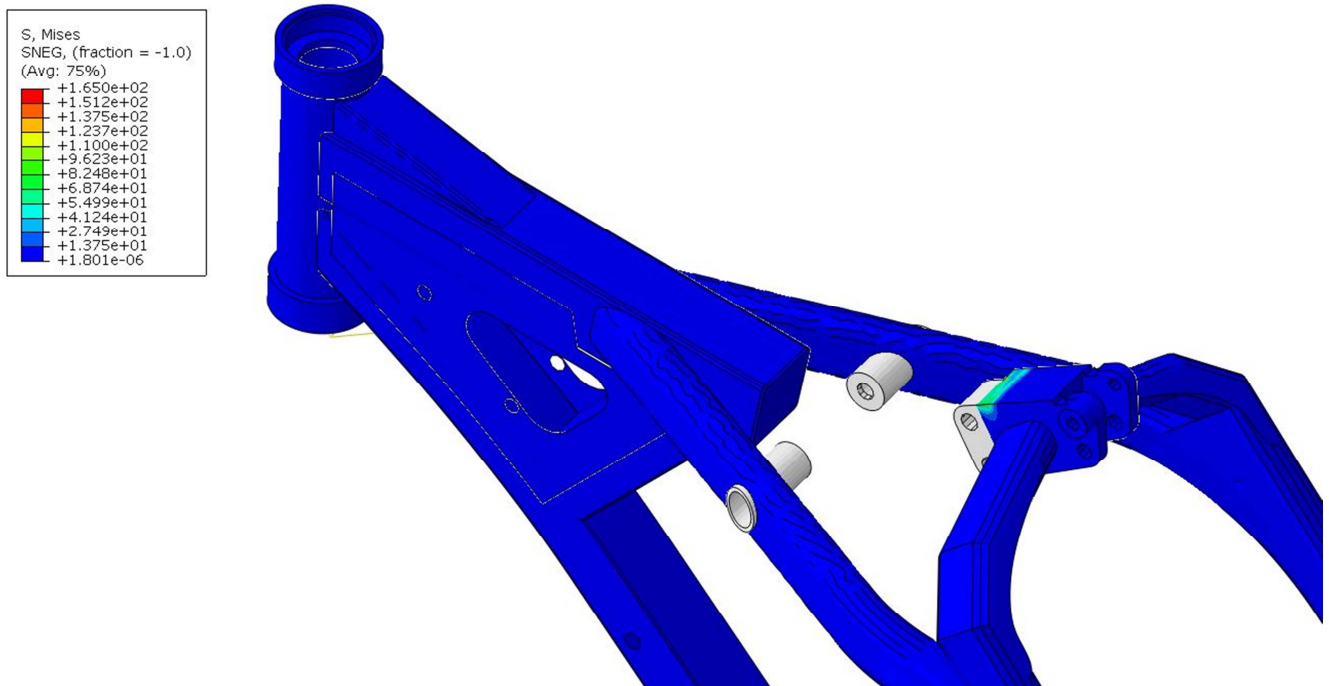


Imagen 45.

En comparación con la imagen 41, véase en los montantes, en la zona próxima al apoyo superior, como la tensión S ha descendido en 5 órdenes de magnitud. La rigidez que aporta la presencia del cuerpo rígido (motor) es notoria. Sólo se aprecian valores destacables en la zona que se ha elegido como empotramiento de todo el sistema.

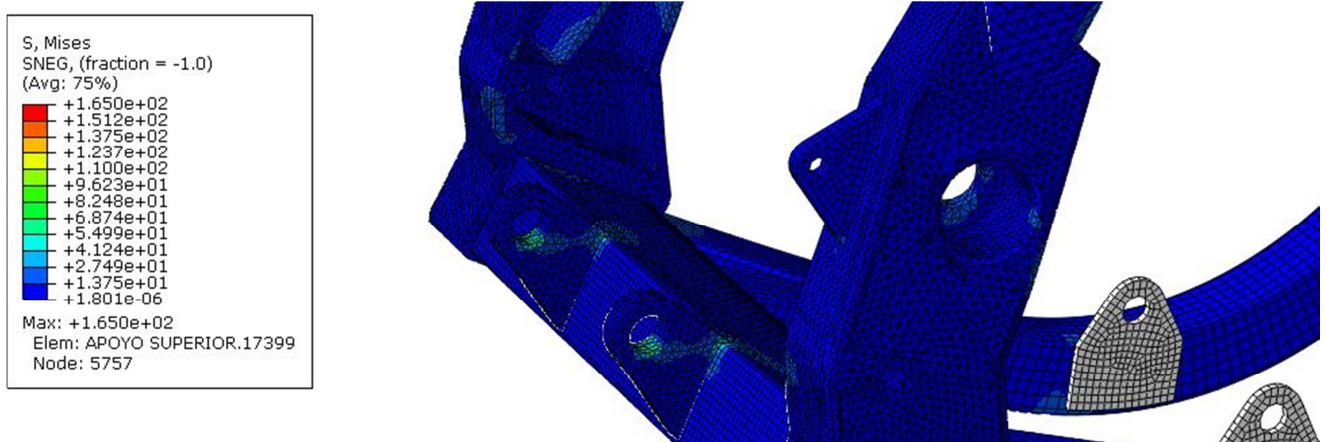


Imagen 46

En cuanto a las deformaciones en el eje U3, se mantiene el patrón, pero donde antes teníamos como valor máximo 1 mm ahora es de aproximadamente 2 décimas. Imagen 47.

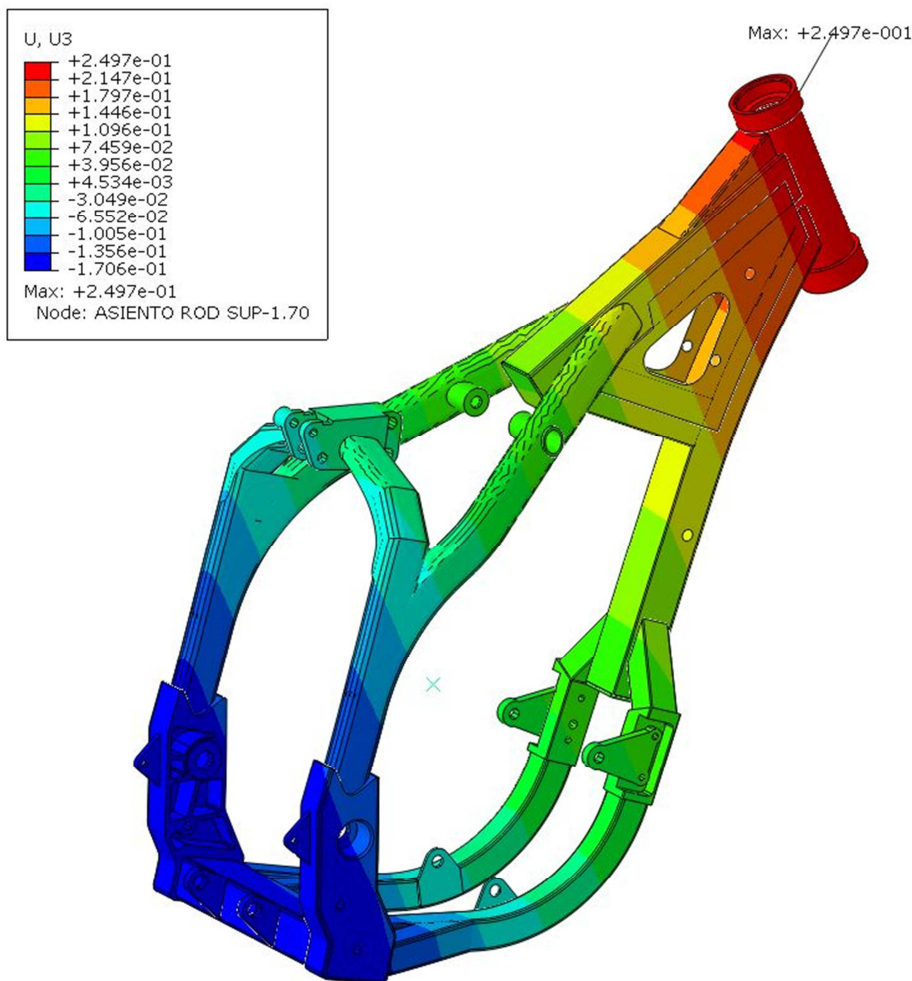


Imagen 47

Donde es patente también la rigidez que aporta el motor es en las deformaciones respecto del eje Y. Las deformaciones laterales U2, se reducen un orden de magnitud en la mayor parte de los casos. El efecto asimétrico en las deformaciones debido al desplazamiento hacia la derecha del amortiguador respecto del plano longitudinal de simetría, se atenúa en gran manera. En los encastres, se aprecia como tienden a separarse el uno del otro, fruto de la acción de las fuerzas que se transmiten desde el eje del basculante (el factor de escala es para la ocasión de 500) pero en el resto del chasis los desplazamientos son al unísono. Imagen 48. Compárese con la imagen 43.

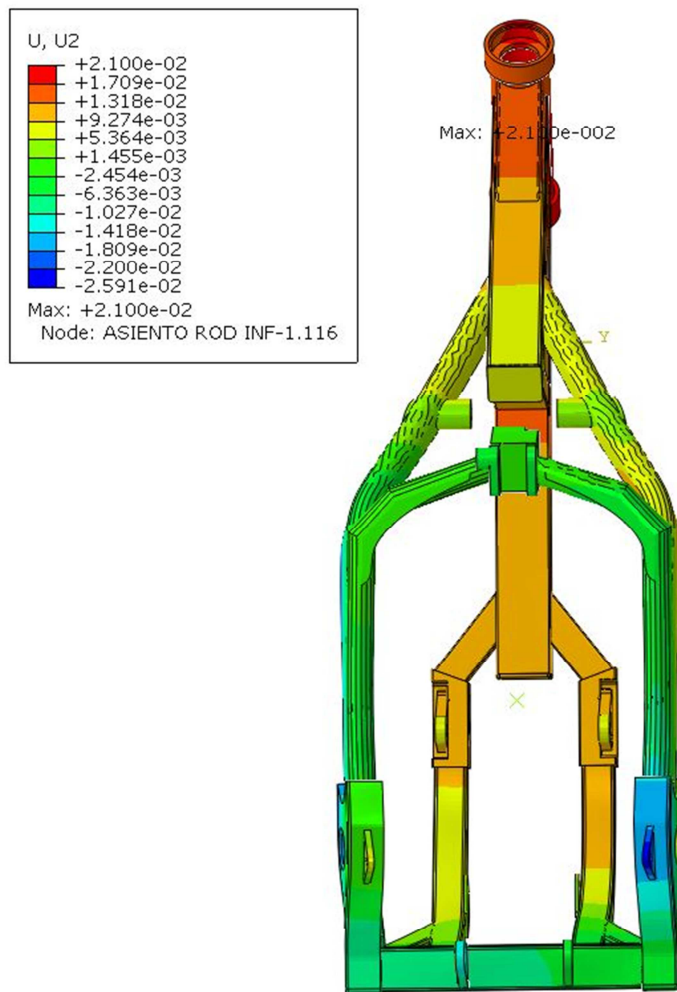


Imagen 48

Conclusiones a la hipótesis de aceleración

Aun sin considerar la existencia del motor, el chasis se muestra extremadamente rígido igualmente. Las máximas tensiones de von Mises están bien lejos del límite elástico y las deformaciones son igualmente inapreciables frente a la envergadura del chasis. Punto aparte merece la consideración del motor anclado al chasis. Los resultados sobre todo en los desplazamientos, demuestran hasta qué punto se debe de considerar la existencia del motor en el diseño del modelo, cuando la integración de chasis y motor es tan pronunciada.

4.3 Impacto

Planteamiento

Las hipótesis anteriores, describen un comportamiento estático del modelo. Lo cierto es que en situaciones donde las variaciones de velocidad sean drásticas en un muy corto periodo de tiempo, las fuerzas que se presentan alcanzan valores muy elevados.

El caso que se plantea se refleja en un análisis del chasis moviéndose a una velocidad determinada, y que de manera súbita, detiene su movimiento.

La explicación a los resultados que se obtienen es simple si recordamos la segunda ley de Newton, expresada en términos incrementales o en forma diferencial: Impulso y cantidad de movimiento.

$$F \cdot dT = M \cdot dV$$

Nos dice que a medida que la variación de la velocidad crece –en nuestro caso, decrece- y que el periodo de tiempo en que esto ocurre disminuye, la fuerza aumenta.

No pretende ser este planteamiento el análisis de una situación real, sino extrema. Los resultados no corresponden a situaciones de uso habitual que podamos dar al chasis, pero sirven como indicativo de qué regiones del chasis se verían más solicitadas en situaciones aproximadas.

Condiciones de contorno

El análisis en estas circunstancias no puede ser afrontado como un proceso estático estándar. Abaqus nos proporciona la posibilidad de hacerlo dinámico. Para ello definiremos la segunda etapa del análisis como dinámica implícita.

Para el análisis se dota al modelo de una velocidad inicial mediante la herramienta “Predefined Fields” del programa. Se asigna una masa correspondiente al conjunto moto + piloto sobre una región amplia del chasis, formada por un conjunto extenso de elementos empleando la herramienta “Engineering Features”. Y en esta etapa inicial no existe restricción alguna al movimiento, es decir no hay condiciones de contorno. Esta velocidad nos desplaza al chasis en sentido vertical y de arriba hacia abajo, tal y como se han asignado las componentes de la velocidad respecto de los ejes de referencia.

En una segunda etapa que hemos denominado “Choque”, aplicamos súbitamente restricciones al movimiento. Las zonas son por un lado el alojamiento del rodamiento inferior y por otra el alojamiento del eje del basculante, allá en los orificios de las piezas de encastre.

Se limitan todos los grados de libertad a excepción del giro respecto del eje Y (transversal al movimiento).

Lo alejado de este planteamiento respecto de una situación real y el por qué se comenta en el apartado “conclusiones”.

En un primer paso se asignó la velocidad de 0.5 m/s y en un segundo la de 1m/s equivalentes a 1.8 y 3.6 Km/h. Las velocidades son especialmente bajas, pero los resultados reveladores.

En esta hipótesis no se ha utilizado la presencia virtual del motor, que como ya se ha visto en casos anteriores, otorga una rigidez considerable al conjunto.

Resultados

El proceso de análisis lo realiza Abaqus de forma incremental, estableciendo él mismo el número necesario de incrementos. Dentro de éste número de incrementos, nosotros podemos seleccionar por ejemplo si queremos que se guarde en el fichero *.odb –Output Data Base- los datos correspondientes a cada incremento.

El análisis requiere en este caso 235 incrementos, y acumulando datos de todas las variables a las que se puede tener acceso, ello supone un peso del fichero de alrededor de 7.5 GB. Para hacerlo manejable y a la vez no perder representatividad en la visualización, hemos seleccionado el guardar datos cada 2 incrementos, y se ha tomado el seguimiento de solamente las tensiones de von Mises, de las tensiones en las direcciones principales y de los desplazamientos. Aun así, el volumen del fichero es de unos 2.27 GB. El cálculo en un p.c. con CPU de doble núcleo ha requerido aproximadamente 2.25 horas. Para agilizar los cálculos se ha trabajado paralela y simultáneamente con sus dos procesadores, habilitando esta modalidad mediante la función “Parallelization”, disponible si se edita el Job.

La animación tiene la ventaja que de forma muy intuitiva muestra el comportamiento general, pero hay que examinar incremento a incremento qué está pasando. Así, con una velocidad inicial de 1 m/s, podemos observar en la zona de la columna de dirección y su entronque con la cuna cómo la tensión de von Mises –500 MPa- sobrepasa el límite elástico, que es de 370 MPa para la estructura tubular, y de 355MPa para el cuerpo de la columna. Éste es el valor máximo de S para todo el análisis, y sucede en el incremento 54, es decir, $7.35E-4$ s después del impacto. Esta zona ya se había mostrado “sensible” en la hipótesis de frenada, con lo que es candidata a una mejora en el diseño, reforzando la zona de entronque, como ya se ha dicho anteriormente. La parte izquierda de la imagen 49 muestra la situación descrita. El factor de escala para esta representación es de 200.

Remarcar que las leyendas que aparecen en las imágenes, presentan todas el mismo patrón de colores, pero que los valores correspondientes a cada color, son asignados por el programa para cada uno de los incrementos. En consecuencia, zonas con igual color pero de diferentes incrementos, no implican los mismos rangos de valores. Esta forma de representación es configurable, en las opciones de contorno. (Options -> Contour -> Limits -> Auto-Computed Limits)

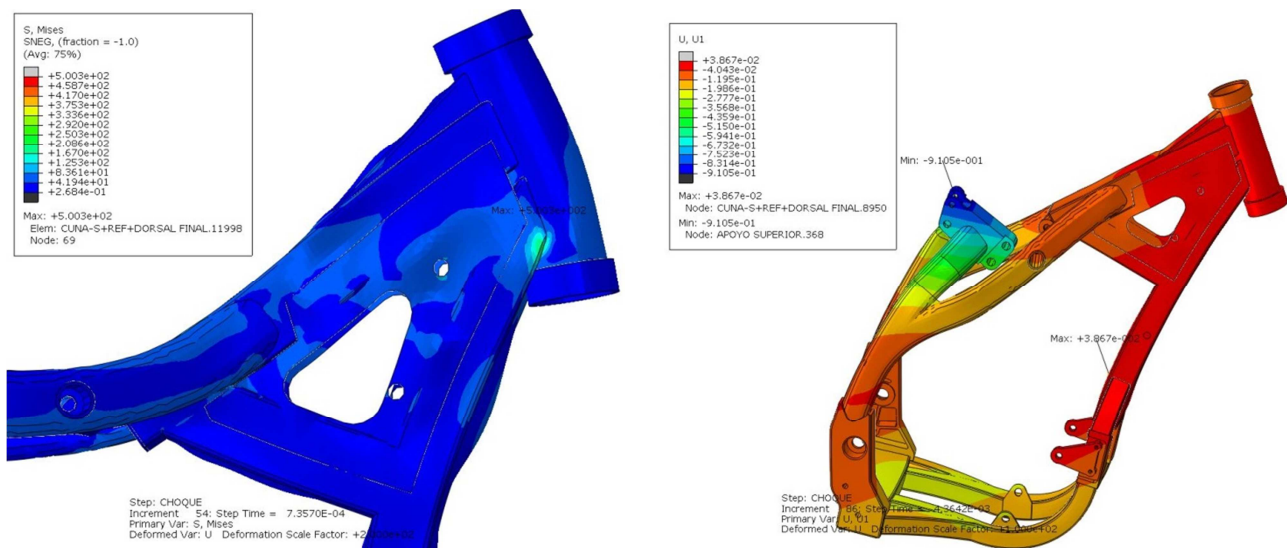


Imagen 49. El factor de escala en la imagen izquierda es de 200; en la derecha es de 100

En la viñeta de la derecha aparece el máximo valor de U1 de todos los incrementos –desplazamientos en el eje X del sistema- que corresponde al apoyo superior del amortiguador. Con valor absoluto de 9 décimas de mm, su signo negativo nos dice que el desplazamiento es hacia adelante, en el sentido de la marcha. El factor de escala en esta viñeta es de 100.

A efecto anecdótico, “mucho” tiempo antes $-1.8E-4$ s a partir del impacto- vemos en la imagen distorsionada por el elevado factor de escala (100), cómo se abocina el refuerzo superior entre columna y espina dorsal. Aunque los valores de tensión son del todo admisibles (viñeta izquierda), y los valores de desplazamiento nada alarmantes (viñeta derecha), sugiere ser zona susceptible de mejora. En la hipótesis de frenada (i.e. imagen27) se veía también cómo esta zona era afectada por tensiones por encima de la media aunque dentro de valores relativamente bajos. Tensión de von Mises y desplazamiento se ven en la imagen 50.

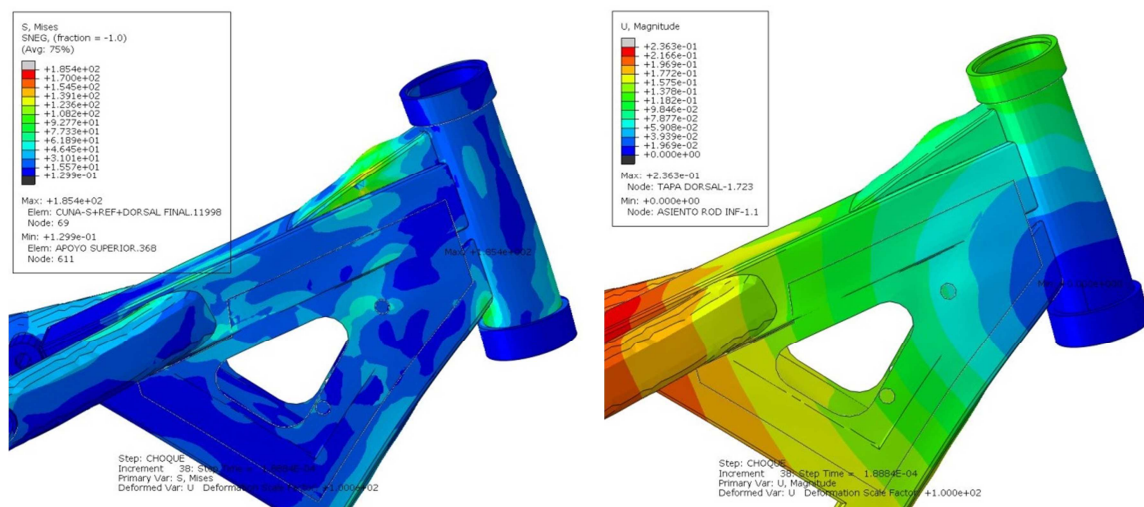


Imagen 50

Situación donde también se sobrepasa el límite elástico es en los pasos del eje del basculante (el límite elástico para esa pieza es de 275 MPa), cosa de esperar porque es otra zona donde hemos fijado el chasis. Coincide con la sección en donde se apoya el eje. Afortunadamente hay margen para recrecer el espesor de dicha sección hasta el valor que consideremos necesario. Siempre teniendo en cuenta que nunca se llegará a este nivel de solicitudes incluso durante un uso deportivo y radical de la moto. Imagen 51.

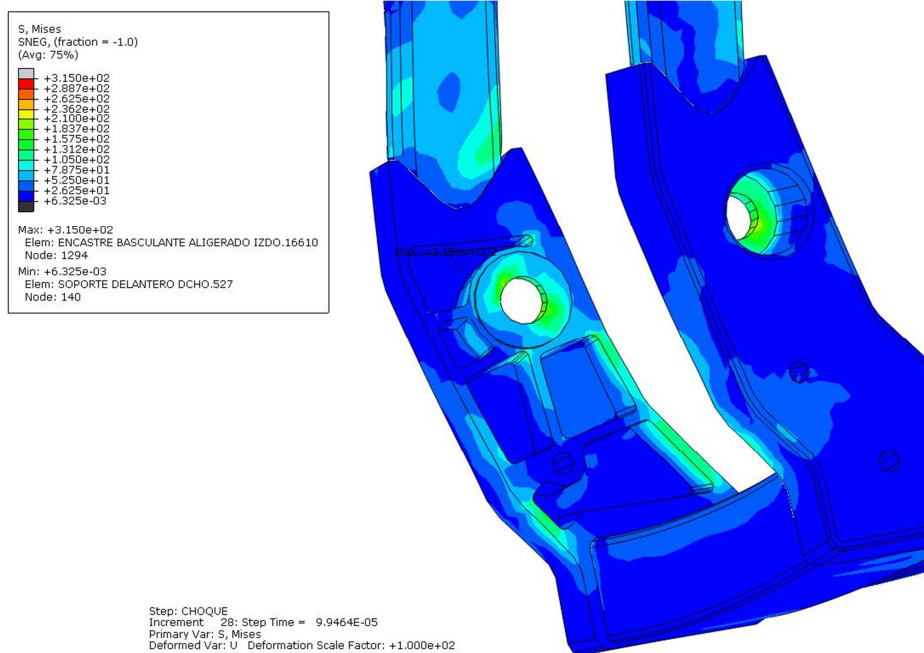


Imagen 51

Las siguientes imágenes, ordenadas a medida que transcurre el tiempo, son diferentes incrementos del análisis, viéndose magnificado por el factor escala cómo se deforma el chasis durante el impacto. Imágenes 52 y 53.

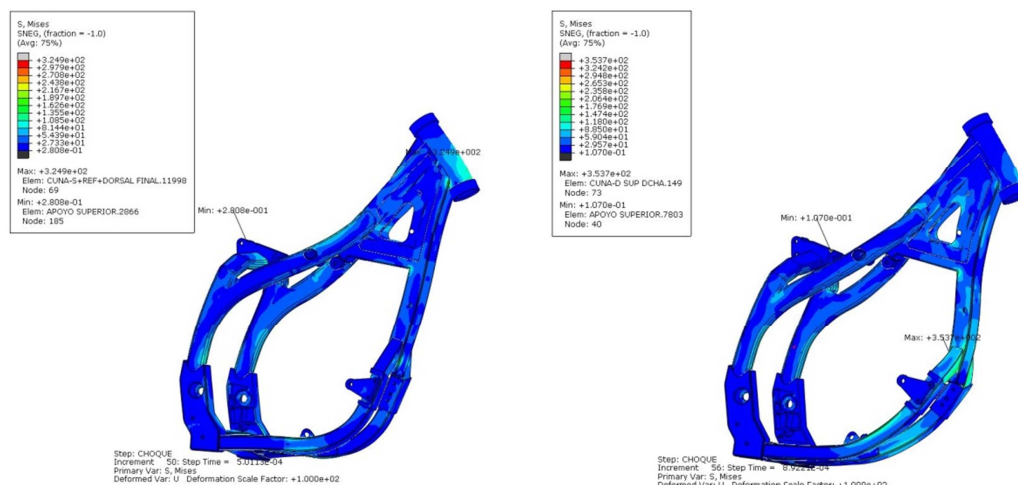


Imagen 52

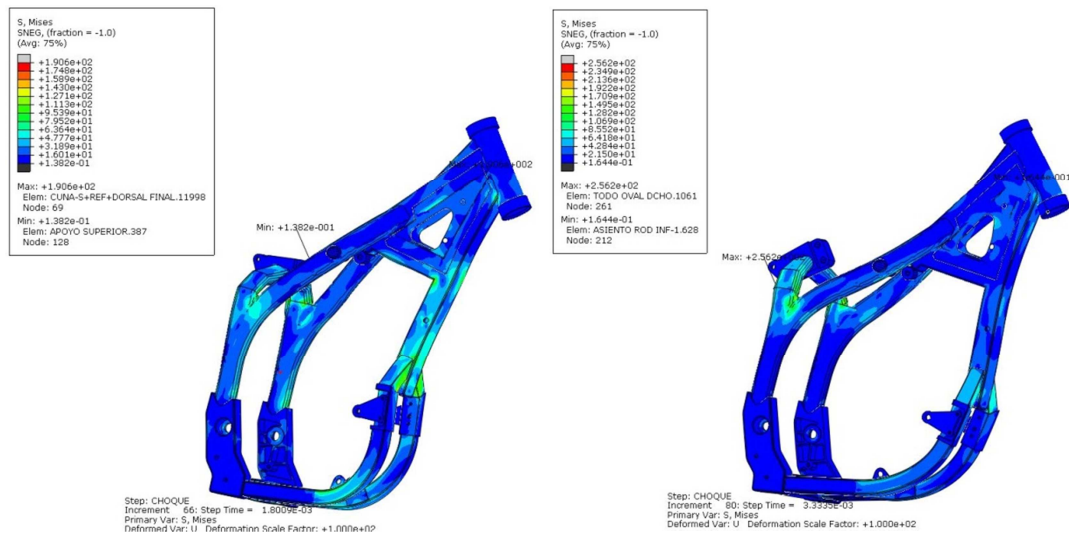


Imagen 53

Para un seguimiento más exhaustivo de aquellas variables en juego que especialmente nos interesen, Abaqus puede proporcionar una amplia variedad de datos en referencia a determinadas zonas del chasis. Esto se consigue usando el “History Data Requests”.

La manera más cómoda de acceder a su configuración es desde el Model Tree, dentro la etapa correspondiente al análisis. Con una interfaz similar al Field Output Requests, esta nueva modalidad de obtención de datos, es ideal para aquellas situaciones en las que las variables a estudiar están sometidas a una frecuencia de sucesos elevada, con la particularidad de que sólo es aplicable a determinados Sets previamente seleccionados, lo que incluye entidades geométricas como superficies o aristas, y también nodos o elementos. Una vez ejecutado el Job correspondiente, podemos obtener mediante esta herramienta detallados gráficos de la evolución de las variables obtenidas.

Así, para tener noción más amplia de lo que nos informa el Field Output, hemos propuesto un seguimiento de una serie de variables en dos sets formados por nodos dentro de dos regiones de interés. Una es la zona de unión entre cuna simple y alojamiento inferior de la columna, y la otra región en la zona del refuerzo superior allá donde afianza la unión entre espina dorsal y columna.

Podemos ver en la imagen 54 un gráfico X-Y en el que se observa la evolución de los desplazamientos de un nodo situado en el refuerzo superior, inmediatamente próximo a la columna de dirección. Obsérvense las fluctuaciones del valor en sentido positivo y negativo respecto del eje de referencia seleccionado, que en este caso es el coaxial a la columna. Ahí se aprecia el carácter oscilatorio de los desplazamientos hasta que el modelo se estabiliza.

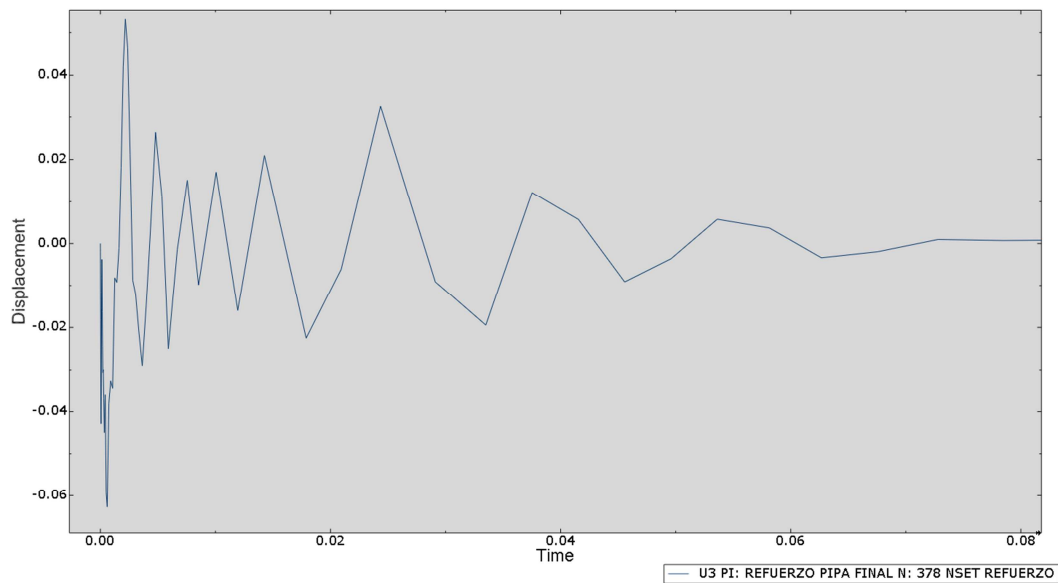


Imagen 54. Desplazamientos correspondientes al impacto cuando la velocidad inicial es de 1 m/s en dirección coaxial a la columna.

La posibilidad de obtener un historial de la evolución de las aceleraciones, nos permite constatar la razón de por qué los valores de los esfuerzos son tan elevados. En la imagen 55 se refleja la evolución de la aceleración en la dirección del desplazamiento del modelo a partir del momento de su detención súbita. El rango del tiempo en que se producen las mayores oscilaciones es dentro del primer milisegundo. Pero sobre todo es digno de remarcar el elevado valor de la aceleración, siendo la causa de que los esfuerzos reflejados en el Field Output sean tan elevados, y en suma, aseverando la relación entre impulso y cantidad de movimiento expuesta a principio de esta hipótesis. Imagen 55.

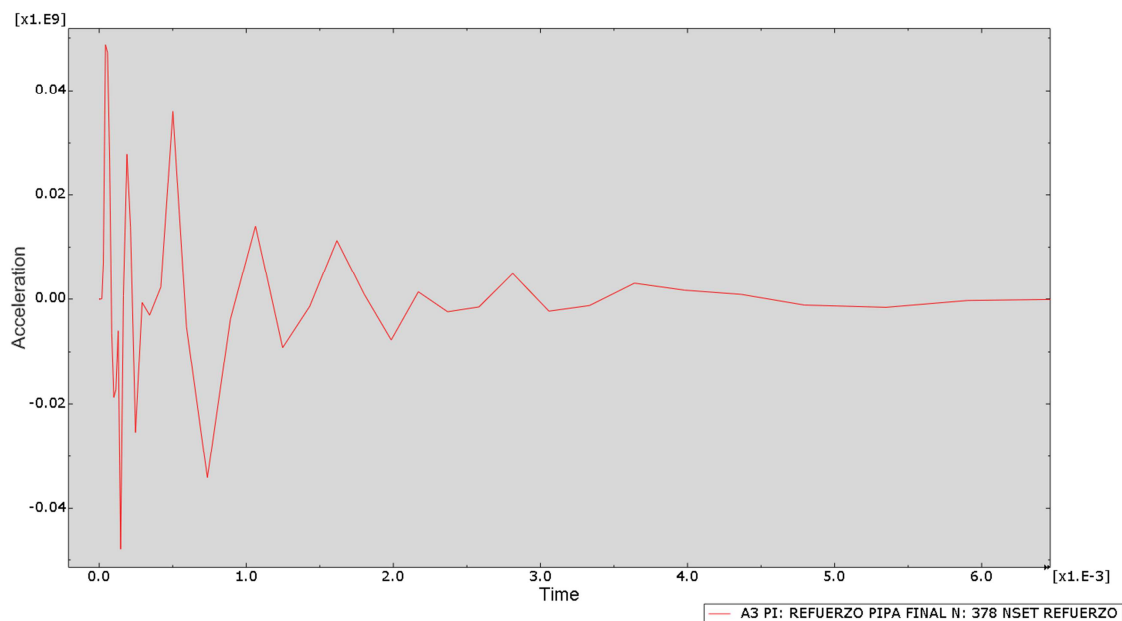


Imagen 55. Aceleraciones correspondientes al impacto cuando la velocidad inicial es de 1 m/s en dirección coaxial a la columna.

Conclusiones a la hipótesis de impacto.

Previo a todo, una consideración acerca de la velocidad del ensayo: Por el principio de conservación de la energía, y de cómo se transforma la energía potencial en cinética, podemos estimar a qué altura de caída corresponde la velocidad que lleva el chasis en el momento del impacto

$$\frac{1}{2} M \cdot V^2 = M \cdot G \cdot H$$

En definitiva la altura de caída para cuando la velocidad es de 1 m/s no es mas que 5 cm.

Altura mínima frente a los esfuerzos en juego. Pero como al principio de la hipótesis se decía, es consecuencia de la inmediatez de los acontecimientos.

Las condiciones de contorno son radicales y no obedecen a la realidad, pero para hacer una evaluación, se necesita fijar el sistema, de lo contrario la situación es indeterminada.

Nunca columna y eje van a estar rígidamente fijados. En la realidad se están desplazando permanentemente.

En cuanto a que sean los pasos del eje el único apoyo en la parte trasera, es un recurso para simplificar el cálculo. Como se ha visto en el caso de la hipótesis de aceleración, la geometría de la suspensión trasera reparte las fuerzas en el apoyo superior del amortiguador, en las orejetas de las bieletas y en los propios pasos de los ejes.

Para llevar a cabo con rigor el análisis a este respecto, hubiera sido necesario incluir en nuestro modelo todas las partes ajenas al chasis y que conforman la geometría de la suspensión trasera: Basculante, bieletas, amortiguador y eslabón de enlace. Eso en cuanto a la parte trasera. Además está la presencia del tren delantero.

Lo más adecuado sería la creación de estos elementos y su inclusión como cuerpos rígidos discretos, que tienen el atributo de no deformarse y de no influir en el comportamiento del resto de la estructura en el aspecto de que no poseen inercia. Igualmente hubiera sido necesario incluir todos los pasadores de las articulaciones. Y para mayor veracidad considerar los amortiguadores tal cual son, o sea, un muelle con su constante de resorte inherente (fuerza frente a desplazamiento), y su constante amortiguadora (fuerza frente a velocidad). Estos últimos factores desconocidos y que el determinarlos supondría una tarea lejos del alcance de este proyecto. Frente a todo este trabajo que no se ha abordado, hay todavía otra cuestión: Los neumáticos.

Éstos, junto con las suspensiones, contribuyen a aminorar el efecto súbito del impacto. La rigidez de la carcasa y la presión de inflado contribuyen a alargar el periodo de tiempo hasta alcanzar una situación estable antes de la recuperación.

En suma la hipótesis de impacto se ha de enfocar como un análisis adicional indicativo de situaciones extremas.

Epílogo

Frente a las dos primeras hipótesis queda demostrada la fiabilidad del chasis en su conjunto con suficiente margen.

Se trasluce cómo en la parte inferior de la columna, allí donde encastra con la cuna, es conveniente dotar al chasis de refuerzos para evitar con el paso del tiempo posibles problemas con el rodamiento inferior, que no con el chasis en sí. De igual manera es conveniente alzar el refuerzo superior de la columna tal y como se comenta en la hipótesis de frenada. Y no sólo eso, sino que aunque los desplazamientos son mínimos, la hipótesis de impacto nos anima a considerar mayor espesor de pared para esta pieza.

En la parte trasera, aunque la hipótesis de aceleración es superada con holgura, la hipótesis de impacto nos sugiere aumentar el espesor de pared en el mismo paso del eje del basculante, cosa totalmente factible. Imágenes que no se han incluido en esta exposición, señalan en las piezas de encastre la posibilidad de engrosar las nervaduras que se han efectuado mediante fresado, operación que se llevó a cabo con la intención original de aligerar una pieza que se podía haber concebido como totalmente maciza.

Episodios especialmente súbitos a los que el chasis pueda estar sometido, y acercarse aunque sea de lejos a nuestro caso de impacto, nos recuerdan que existe la posibilidad de que los esfuerzos en brevísimos momentos pueden superar el límite elástico y por tanto producirse deformaciones permanentes.

Adicionalmente a la concepción del mismo chasis, queda demostrado cuán rígido y a la vez ligero se puede hacer si se considera al motor como parte integrante de él.

Quedan lejos los tiempos en que las motocicletas de este tipo llevaban fijo el motor de manera más o menos rígida. Baste recordar modelos de moto en los que para aminorar las vibraciones producidas por el motor, su fijación al chasis era mediante elementos elásticos (silencebloks). Actualmente la inclusión de ejes de balance en los motores reduce al mínimo todo tipo de vibraciones.

Y el uso de aleaciones ligeras en la fabricación de motores actuales, frente a los más pesados de antaño -a causa de las piezas de acero fundido que incorporaban- permite dotar a los de hoy de formas masivas en particular en aquellos puntos que los unen a los chasis sin que el motor pese en exceso.

Por ello, todo estudio de comportamiento de un chasis de estas características se debería hacer contando con la presencia del motor, si verdaderamente se quiere optimizar y ahorrar material en el mismo chasis.

Finalmente, queda patente la excelencia del uso de un programa de Elementos Finitos para el buen diseño de un chasis no sólo por lo que supone de ahorro en inversiones, tiempo y materiales sino porque marca el camino correcto para evitar errores en su concepción desde el primer momento.

Zaragoza, Abril de 2014.

5. Bibliografía y Páginas Web

Bibliografía

[1] **Motocicletas Comportamiento dinámico y diseño de chasis. El arte y la ciencia**

Autor: Tony Foale

Editorial: Tony Foale Desing

Edición: Noviembre 2003

ISBN: 84-933286-0-X para la edición en español

[2] **Motocicletas Chasis**

Autor: John Robinson

Editorial: Paraninfo, S.A.

Edición: 1992

ISBN: 84-283-1900-6 para la edición en español

Páginas Web y Documentos HTML

Los tutoriales empleados para conocer el programa Abaqus

Abaqus/CAE User's Manual (Ficheros HTML incluidos en el programa Abaqus/CAE 6.11-3)

Getting Started with Abaqus: Interactive Edition (Idem)

Abaqus Student edition

<http://academy.3ds.com/software/simulia/abaqus-student-edition/>

Los perfiles cuadrados, rectangulares y ovals empleados en el proyecto

[3] <http://www.ruukki.com/precisiontubes>

Tubos redondos en acero al carbono de alta resistencia

http://www.ssab.com/Global/Docol/datasheets_docol/en/246_Docol_tube_800_en.pdf

http://www.ssab.com/Global/Docol/datasheets_docol/en/245_Docol_Tube_r8_en.pdf

http://www.ssab.com/Global/Docol/Dimensions/en/801_Docol_tube_800.pdf

Información variada sobre materiales, características mecánicas y dimensiones

<http://www.hiasa.com/es/cargarFichaProducto.do?identificador=53>

http://amsections.arcelormittal.com/fileadmin/redaction/2-Products_Services/1_Product_Range/ES-EN-IT/Table_2.pdf

[4] http://www.tubacex.es/media_publicaciones/descargas/02_Barra_Perforada_31.pdf

http://www.thyssen-iberica.es/htm/pdf_aconstruccion.pdf

[5] http://www.primesteel.es/es/pletinas_llantas.htm

Un interesante “Crash Test”

<http://web.iitd.ac.in/~achawla/PDF%20Files/Motorcycle-wall%20crash%20%20simulation%20and%20validation.pdf>

Motostudent

[6] <http://www.motostudent.com/>

<http://motostudent.unizar.es/>

6. Anexos

6.1 Anexo 1

Estimación del centro de gravedad

Consideraciones

Parte imprescindible para la realización de cálculos del comportamiento del chasis, es la determinación del centro de gravedad (c.d.g.) del conjunto moto-piloto.

Aunque Abaqus proporciona por sí mismo el c.d.g. del chasis a estudiar considerando la geometría y la densidad del material empleado, para una completa definición del c.d.g. del conjunto de toda la moto, se requeriría la determinación individual del peso y c.d.g. del resto de cada una de las partes que la integran, ubicarlas virtualmente alrededor del nuevo chasis -que físicamente no existe- y así obtener el resultado para la moto completa. Esto implicaría una labor lenta y compleja que realmente no aporta nada de valor al objeto del proyecto.

Por ello, se ha decidido determinar el c.d.g. de la moto tal cual es originalmente, considerando que la diferencia de peso del chasis proyectado respecto del original, es de alrededor de 6 Kg. Esta diferencia de pesos entre chasis supone sólo el 3% del total del conjunto moto-piloto

Como premisa inicial todos los elementos constitutivos de la moto original se reutilizan alrededor del chasis proyectado respetando su ubicación original.

Centro de gravedad de la moto

Si bien la manera más directa de cálculo del c.d.g. del conjunto moto + piloto hubiera consistido en pesar el conjunto tanto apoyado horizontalmente como sobre un plano inclinado, la dificultad de mantener en equilibrio al piloto encaramado sobre la moto descansando la rueda trasera en un soporte elevado y a la vez no falsear el reparto de pesos por culpa de tener que sustentar todo sin caerse, se decidió efectuar los siguientes pasos:

1. Determinar el c.d.g. de la moto independientemente, del modo que se describe de inmediato. A partir de este dato, y con una persona montada en ella, determinar el cambio de posición de una serie de puntos de referencia, y consecuentemente la posición definitiva del c.d.g. con la moto –sólo de la moto- cargada.
2. Después, determinar el c.d.g. del piloto.
3. Conocida la posición de ambos c.d.g. determinar el resultante para todo el conjunto moto + piloto.

Comenzamos ya con el primer paso:

Con la ayuda de una simple báscula doméstica y sabiendo la distancia entre ejes de la moto, se puede con buena aproximación determinar la abscisa del c.d.g. de la moto completa.

Se toma como origen de coordenadas el punto de apoyo de la rueda delantera sobre el suelo.

Como distancia entre ejes se considerará para todos los casos el valor de su proyección sobre el plano horizontal. Este valor inicial se utilizará para los cálculos subsiguientes. Ha de tenerse en cuenta que el valor de dicha proyección coincidiría con la distancia entre ejes solo en el caso de que la moto estuviera sobre un plano horizontal y que el diámetro de rueda trasera y delantera fuera el mismo, y que variará según el ángulo de la pendiente en la que se sitúe la moto.

Como reacciones en cada rueda, se toman los pesos obtenidos al colocar cada una de ellas sobre la báscula. (Imagen A1)

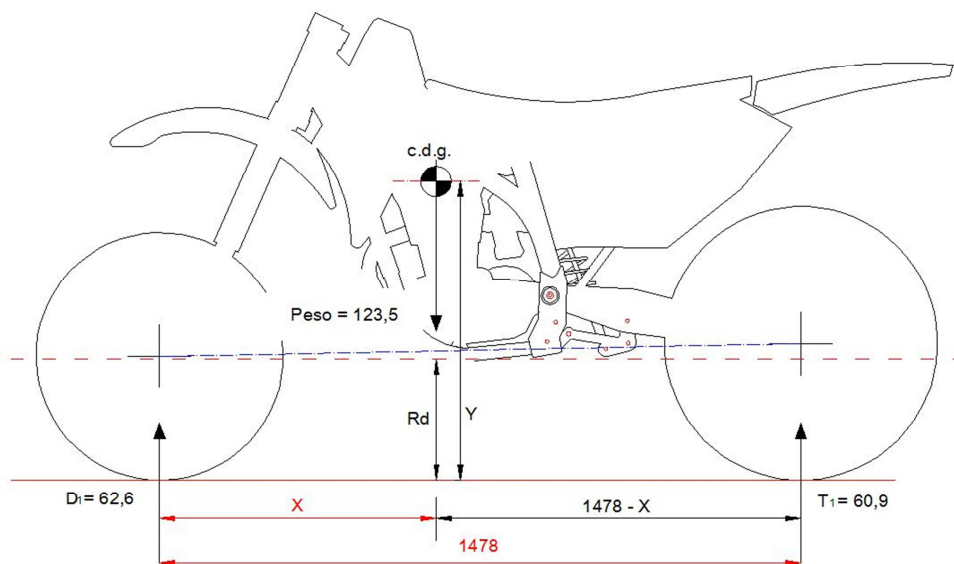


Imagen A1

La línea a trazos y puntos une los ejes de ambas ruedas. La línea de trazos es paralela al plano horizontal. Longitudes en mm y pesos en Kg (Kp). Por lo general se redondearán los decimales en cuanto a las dimensiones.

La abscisa del c.d.g. se obtiene con una simple ecuación, que refleja que el sumatorio de momentos respecto del eje delantero debido a las fuerzas verticales es nulo:

$$T_1 \cdot 1478 - \text{Peso} \cdot X = 0 \quad \text{Es decir} \quad 60,9 \cdot 1478 - 123,5 \cdot X = 0$$

De aquí se obtiene que el valor de la abscisa del c.d.g. es:

$$X = 729 \text{ mm}$$

A continuación se procede a elevar una rueda de la moto -en este caso la trasera- a una altura conocida respecto del suelo, para poder calcular la ordenada del c.d.g. (Imagen A2).

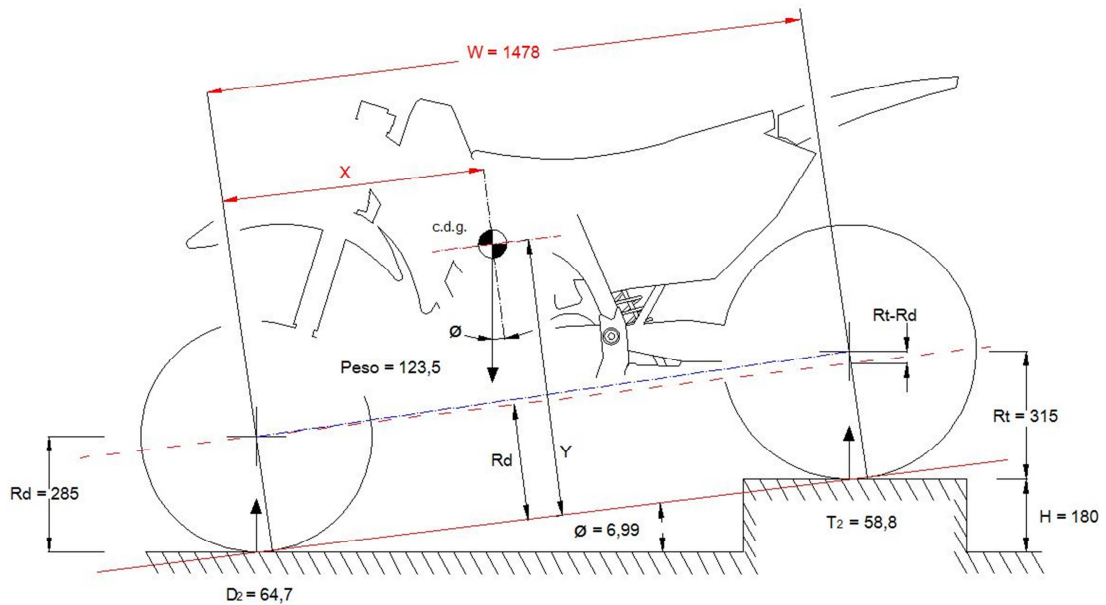


Imagen A2

Para una mejor observación de la geometría se ha magnificado en la Imagen A3 el tamaño de la rueda trasera.

Siendo conocido el valor de la abscisa del c.d.g., empleamos como sistema de coordenadas el $X'-Y'$. Respecto de éste descomponemos y proyectamos todas las fuerzas en juego.

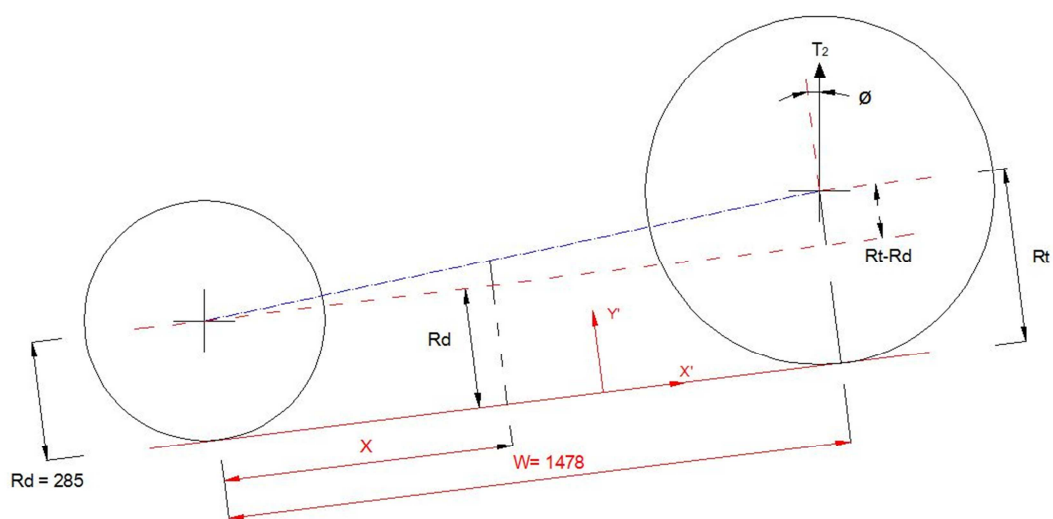


Imagen A3

Tomamos nuevamente momentos respecto del eje delantero, y con referencias según lo dicho, tenemos:

$$\sum M = 0 = (Y - R_d) \cdot \text{Peso} \cdot \sin\phi - X \cdot \text{Peso} \cdot \cos\phi + T_2 \cdot \cos\phi \cdot W - T_2 \cdot \sin\phi \cdot (R_t - R_d)$$

Sustituyendo valores conocidos y operando, se obtiene el valor de la ordenada del c.d.g. respecto del plano horizontal:

$$Y = 506 \text{ mm}$$

Centro de gravedad del piloto

Ante la imposibilidad con los medios disponibles de determinar con exactitud el c.d.g. de un piloto, se recurre a estimarlo según un método propuesto por T. Foale [1], en el que se distribuye el peso de una persona respecto de su cabeza, tronco y extremidades y se expresa en porcentajes del peso total. Esta consideración se basa en un “tipo medio” de los muchos que puede presentar la constitución física de una persona, y por tanto no pretende ser exacto sino una aproximación a la realidad.

A partir de una foto de la moto con un colaborador sentado en ella, posteriormente tratada con un procesador de imagen para obtener la silueta, y manteniendo las proporciones correctas, establecemos las coordenadas de los c.d.g. parciales del piloto con Autocad. Sabiendo con certeza el peso del piloto, con un simple cálculo se determina su c.d.g., siempre respecto de un punto de referencia que nos permita trasladar con precisión los datos sobre la moto para el cálculo final. Este punto es una de las fijaciones del reposapiés. (Imagen A4)

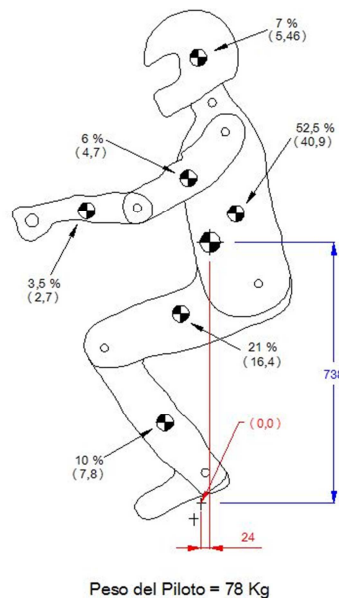
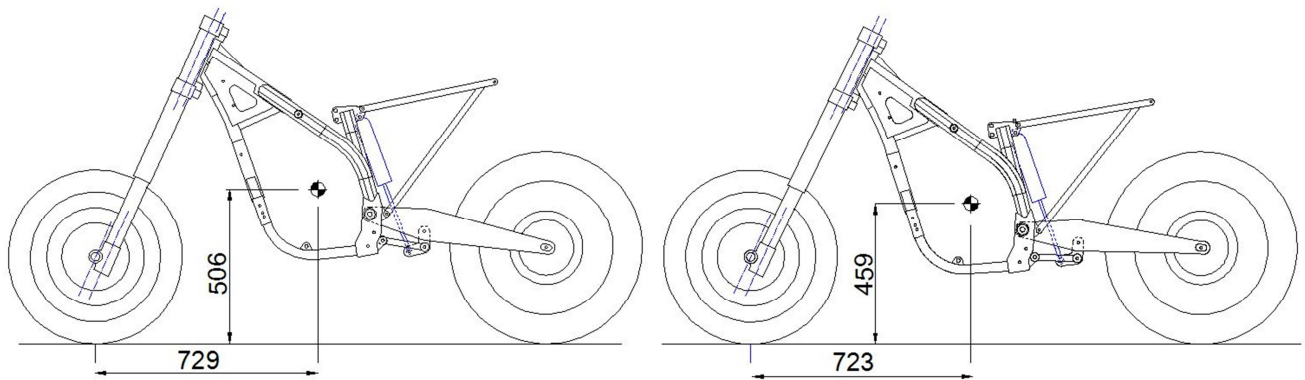


Imagen A4

La amortiguación de la moto, bajo el peso del piloto, se comprime. Esto conlleva un desplazamiento de su c.d.g. desde la posición original “en vacío”. A la nueva posición consideramos que se llega en

buena aproximación manteniendo el c.d.g. su distancia respecto de las partes fijas que están suspendidas. Determinando la nueva posición del chasis al medir el desplazamiento de puntos de referencia en concreto, y otra vez con la ayuda de Autocad, se reposiciona el c.d.g. (Imagen A5).

Apréciase como la suspensión delantera está más comprimida y que la geometría de las bieletas de la suspensión trasera también ha variado debido al peso suplementario.



Posición del c.d.g. sin piloto

Imagen A5

Posición del c.d.g. con piloto

Centro de gravedad del conjunto moto + piloto

Conocidos los pesos de moto (123,5 Kg) y de piloto (78 Kg), posicionamos la silueta con la ayuda de Autocad. De ahí obtenemos las coordenadas respecto del apoyo de la rueda delantera de la silueta.

Por un sencillo cálculo obtenemos las coordenadas del c.d.g. del conjunto:

$$X = 810 \quad Y = 687$$

El modelo de chasis generado en Abaqus, tiene un sistema de coordenadas global con origen en el alojamiento del rodamiento inferior de la columna de dirección, y con los ejes orientados según se ve en la figura de más abajo.

Autocad nos permite fácilmente acotar nuestro c.d.g. respecto de este punto, lo que nos permitirá introducir dichas coordenadas directamente en el modelo tridimensional.

En la Imagen A6, dichas coordenadas son $X' = 495$ $Z' = 107$

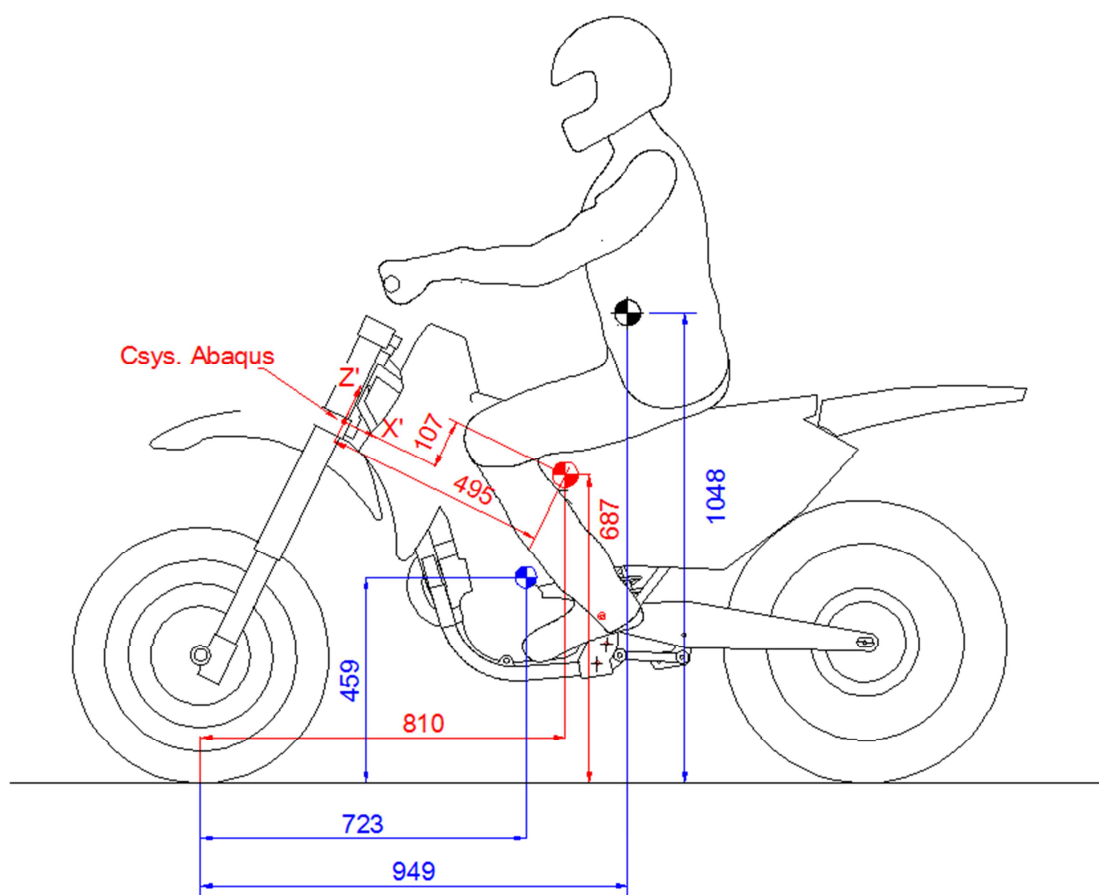


Imagen A6

6.2 Anexo 2

Análisis de las fuerzas en la Frenada: Rueda Delantera

Cambio de geometría durante el frenado

La frenada óptima en condiciones extremas, se centra en la rueda delantera. Si bien la frenada se puede ayudar con la actuación del freno trasero, es sin embargo el delantero el determinante del resultado.

Debido a la inercia, en el frenado hay una transferencia de peso hacia adelante, la suspensión delantera se comprime y la trasera se estira llegando en el punto crítico a despegar la rueda de atrás. Es esta situación la que vamos a analizar.

Cuanto más se transfiere el peso hacia adelante, mayor adherencia presenta la rueda delantera: Siendo la fuerza de rozamiento el producto de la normal por el coeficiente de rozamiento, a mayor valor de la normal, mayor rozamiento y por tanto mayor adherencia. En la Imagen A7 se presentan dos situaciones. Una es la del conjunto estático -o a velocidad constante- y otra con la suspensión trasera totalmente estirada.

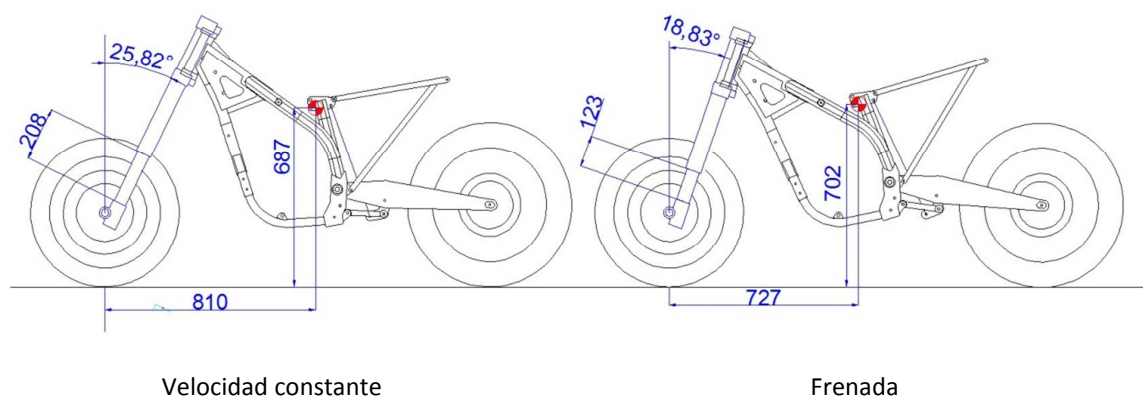


Imagen A7

Se observa como el c.d.g. se acerca en la horizontal al punto de contacto de la rueda delantera en el suelo, y cómo se eleva respecto de éste. Estas variaciones de geometría fácilmente perceptibles por un observador, y que a la postre están en la mente de todos, no quieren decir que la deformación del chasis y el desplazamiento del c.d.g. respecto de un sistema de coordenadas situado en el mismo chasis sigan la misma tónica. En la situación estática las cotas son reales, y ya se han visto en el Anexo 1. En la situación de frenada, las cotas de la geometría trasera son reales; con el chasis

desnudo y el basculante y suspensión colocados en el potro se obtienen las cotas de toda la geometría cuando el amortiguador está totalmente extendido.

Para determinar prácticamente cuanto se comprime la horquilla durante la frenada, se puede recurrir a colocar una junta tórica alrededor de una de las barras de la suspensión, de manera que presente un cierto apriete para que no deslice por su peso y justo tocando el guardapolvo del extremo inferior de la botella correspondiente.

Con la moto en movimiento, al frenar, la botella se hunde a lo largo de la barra, empujando hacia abajo la junta tórica. Una vez vueltos a la posición de reposo, la suspensión se estira de nuevo. Simplemente midiendo la distancia entre el guardapolvo de la botella y la junta tórica, que ahora está retenida en la barra allí donde la ha dejado -empujado- la botella, sabemos cuál ha sido el recorrido máximo de la suspensión.

Análisis de las fuerzas en conjunto

En el c.d.g. existen básicamente dos fuerzas; una es el peso del conjunto moto + piloto que llamamos " W " y otra una fuerza debida a la inercia que es el resultado de aplicar el valor de la aceleración – desaceleración en este caso- a la masa del conjunto como consecuencia de la disminución de la velocidad. La llamaremos " F_i ".

Como hemos dicho, en el momento del análisis la rueda trasera está a punto de despegar del suelo, con lo que en realidad la reacción en el suelo en la parte trasera –" F_t "- es nula. Por ello, La reacción vertical en la rueda delantera –" F_d "- corresponde al peso del conjunto.

En el plano horizontal, la fuerza inercial se ve contrarrestada por la fuerza de rozamiento –" F_r "- del neumático delantero con el suelo. Imagen A8.

El valor del coeficiente de rozamiento –" μ "- para una pista seca y neumático deportivo, será de 1, de acuerdo con lo postulado por J. Robinson [1].

El valor de la desaceleración –" a "- como no hay velocidades extremas (superiores a 300 Km/h donde pueden llegarse a valores de 1.8 g), lo tomaremos de 1g, es decir 9,8 m/s² de acuerdo con lo propuesto con T. Foale [2].

Paralelamente a esta hipótesis, consideramos la horquilla rígida, es decir, no existe amortiguación.

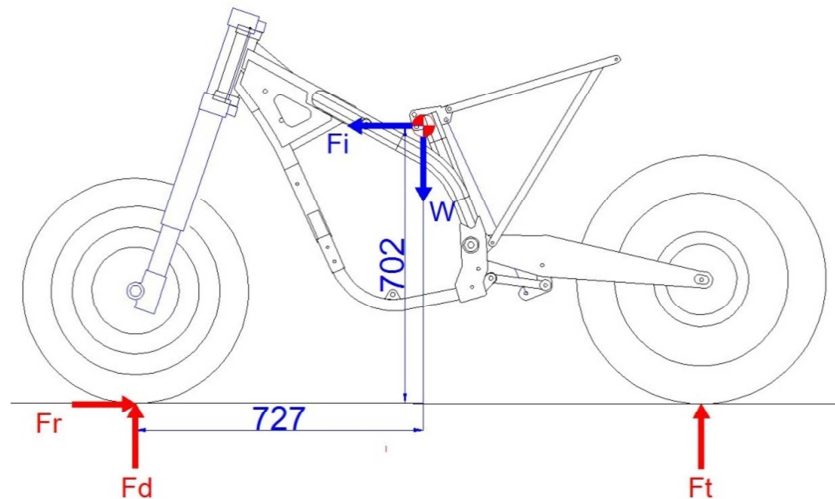


Imagen A8

En valores absolutos:

$$F_t = 0; F_d = W = 201,5 \cdot 9,8 = 1974 \text{ N}$$

$$F_r = F_i = 201,5 \cdot 9,8 = 1974 \text{ N} \quad (\text{recordemos que la desaceleración es de } 1g)$$

Análisis de las fuerzas sobre la columna de dirección

Conocemos ya las fuerzas que actúan en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo. Vemos ahora cuáles son las equivalentes en la columna de dirección.

Dado que ni la rueda ni la horquilla son objeto de nuestro estudio, para mayor simplicidad construimos una línea quebrada que une el punto de contacto en el suelo con la columna. Como condicionantes tenemos que es vertical en el punto de contacto con el suelo, y que el segundo tramo de la línea es coaxial con la columna de dirección. Los resultados serían idénticos si empleáramos como nexo de unión la propia rueda y la horquilla.

Por un lado tenemos en rojo las fuerzas que actúan a nivel de suelo. Por otro lado consideramos qué fuerzas aplicadas en los puntos correspondientes a los alojamientos -en azul- equilibrarían al primer grupo de fuerzas. Estudiamos el equilibrio de esta línea imaginaria según la Imagen A9.

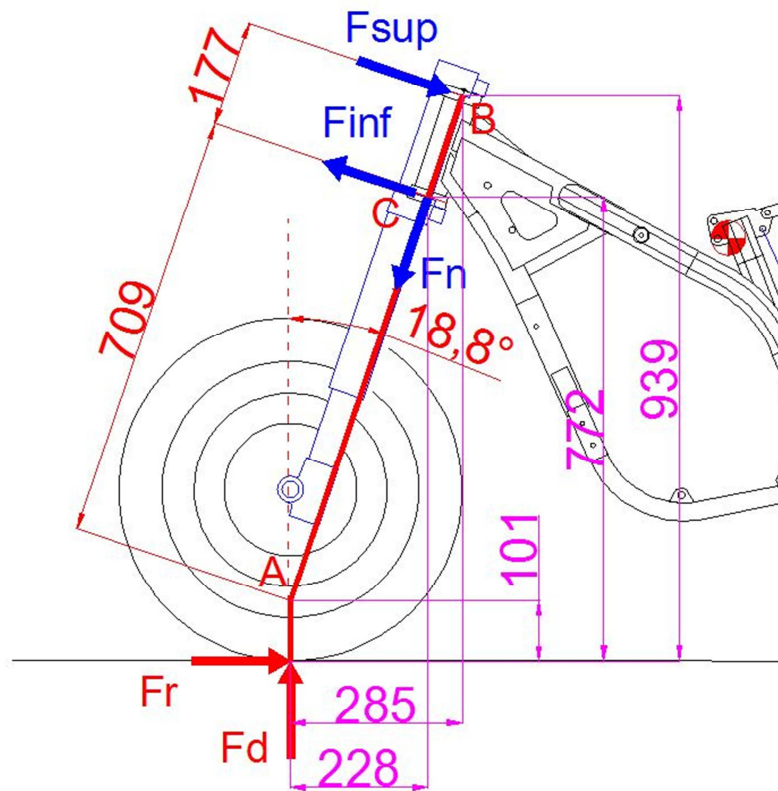


Imagen A9

Tomando momentos respecto del punto B, situado en el centro del alojamiento del rodamiento superior:

$$\sum M (B) = 0 = Fr \cdot 939 - Fd \cdot 285 - F_{inf} \cdot 177$$

$$1974 \cdot 939 - 1974 \cdot 285 = F_{inf} \cdot 177 \Rightarrow F_{inf} = 7293,8 \text{ N}$$

Tomando momentos respecto del punto C, en el centro del alojamiento del rodamiento inferior:

$$\sum M (C) = 0 = Fr \cdot 772 - Fd \cdot 228 - F_{sup} \cdot 177$$

$$1974 \cdot 772 - 1974 \cdot 228 - F_{sup} \cdot 177 = 0 \Rightarrow F_{sup} = 6067 \text{ N}$$

Tomando sumatorio de fuerzas respecto del eje vertical de coordenadas Y:

$$\sum F_y = 0 = Fd + F_n \cdot \cos 18,8 + F_{inf} \cdot \sin 18,8 - F_{sup} \cdot \sin 18,8$$

$$1974 - F_n \cdot 0,9466 + 7293,8 \cdot 0,3222 - 6067 \cdot 0,3222 = 0$$

$$F_n = 2503 \text{ N}$$

Ha de tenerse muy en cuenta que el estudio de equilibrio de fuerzas y momentos se ha realizado sobre la línea imaginaria, esto es: las fuerzas halladas son fuerzas SOBRE LA LÍNEA. Pero no es la línea

lo que nos ocupa, sino que ésta es un simple instrumento. En realidad se pueden considerar estas fuerzas como las reacciones que aparecen en dos puntos en los que se fija la barra.

En consecuencia, las fuerzas que actúan sobre ESTOS DOS PUNTOS –en la práctica el alojamiento de ambos rodamientos de la columna- son de igual valor a los obtenidos, pero en sentido contrario. Éstos sí, son los valores y sentidos a considerar en el estudio del chasis. Ver Imagen A10.

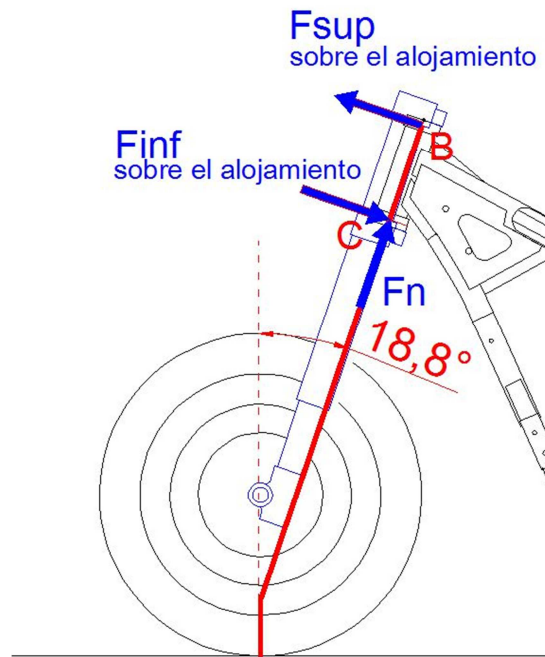


Imagen A10

Análisis alternativo con MEFI

Una de las herramientas estudiadas en la asignatura Teoría de Estructuras y Construcciones Industriales de la carrera, es el programa informático AMEB/MEFI.

Para corroborar los anteriores cálculos, empleamos dicho programa. Croquizamos con la vista girada en el plano de modo que la parte de la línea coaxial a los rodamientos quede en posición vertical.

Proyectamos los valores de las fuerzas en el suelo respecto de nuestro nuevo sistema de coordenadas, y asignamos las componentes X,Y en el extremo de la “viga” quebrada.

Se asignan unas propiedades a nuestra viga procurando que sea bien rígida pero al azar, ya que no es factor de importancia excesiva, pues lo que nos interesa hallar son las reacciones en los apoyos, esto es, en los alojamientos.

Inmovilizamos los grados de libertad correspondientes a nuestros dos apoyos, permitiendo únicamente el giro en el plano.

Y finalmente el cálculo que nos da es prácticamente el mismo que habíamos hecho manualmente en el apartado anterior. Remarcar nuevamente que los valores obtenidos han de cambiarse de sentido ya que en el cálculo representan reacciones de los alojamientos hacia la barra, y nosotros lo que deseamos es justo la acción inversa, es decir, valores de fuerzas sobre los alojamientos. Con ello damos por acabado el análisis de las fuerzas que actúan sobre los alojamientos de los rodamientos de la columna de dirección. Ver Imagen A11.

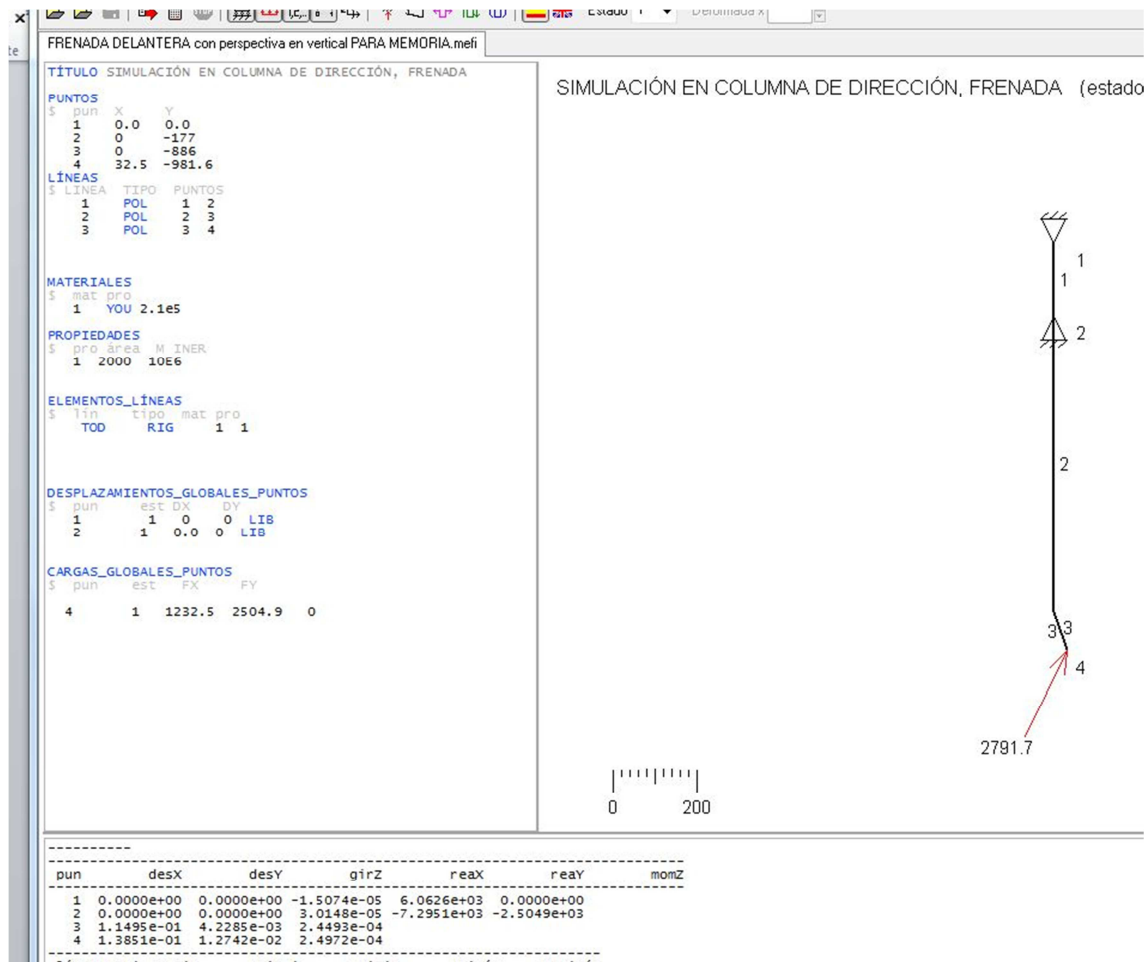


Imagen A11

En el alojamiento inferior obtenemos unos valores en valor absoluto de la fuerza normal de 2,5049E3 frente a los 2503 N en el cálculo manual, y de la fuerza transversal de 7,295E3 frente a los 7293,8 N en cálculo manual.

Respecto del alojamiento superior, MEFI nos da 6,062E3 frente a los 6067 N del cálculo manual.

6.3 Anexo 3

Análisis de fuerzas en la Aceleración: Rueda Trasera

Cambio de geometría durante la aceleración

Al contrario que en el caso de la frenada, la moto tiende a elevarse en su parte delantera, extendiéndose la horquilla y comprimiéndose el amortiguador trasero. Existe una transferencia de peso desde la parte delantera hacia atrás, cambiando el reparto de cargas en los puntos de contacto de las ruedas con el propio suelo.

Al igual que en el caso de la frenada, visto en el anexo 2, el coeficiente de rozamiento –“ μ ”- lo tomamos del mismo valor. Y consideramos como situación límite para nuestro estudio, el momento en que la rueda delantera va a despegar del suelo.

No cabe duda que en ese movimiento puede llegar a volcar completamente la moto hacia atrás si el piloto no modula la aceleración con el puño de gas. Al igual que en el caso de la frenada, en la que si el piloto no modulase la acción del freno, el “invertido” -en el argot motociclista- daría con el vuelco de la moto hacia delante. Todo ello no pasa de la simple anécdota en nuestro análisis, y nos quedamos por tanto en la situación a punto del despegue del tren delantero.

Respecto de la geometría de las suspensiones, la situación en la horquilla es de completa extensión y fácilmente de croquizar. Para una ubicación rigurosa del estado de la geometría trasera en esa situación, lo adecuado es colocar igualmente una junta tórica en el vástago del amortiguador trasero, y medir su situación una vez vuelta la motocicleta al reposo. Dado que ello supone desmontar todo el cuerpo del amortiguador, con el consiguiente engorro en comparación con la horquilla delantera, el ponente, en este caso, no considera variación de la geometría de la moto, y toma como punto de partida para el análisis el perfil de la moto con el piloto montado, y en posición estática o a velocidad constante.

Aclarado esto, nos encontramos con una situación similar en cuanto a valores de fuerzas respecto del caso de frenada, con la obvia diferencia en cuanto a ubicación y sentido de las fuerzas que actúan. Similarmente consideraremos el amortiguador como un elemento rígido.

Ahora todo el peso de la moto, encuentra su reacción en el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo ya que la reacción en la rueda delantera es nula, dado que está a punto del despegue. Su valor absoluto es

$$F_t = W = 1974 \text{ N}$$

La fuerza inercial debida a la aceleración viene limitada por la adherencia de la rueda trasera: en el momento que el par motor aplicado a la rueda es capaz de superar ese valor, la rueda patina y no hay incremento de velocidad. Por ello el planteamiento es similar a lo ya visto, con la salvedad que los sentidos de las fuerzas cambian así como su punto de aplicación. En valores absolutos:

$$F_i = F_r = W \cdot \mu = 1974 \text{ N}$$

Todo ello queda representado en la Imagen A12.

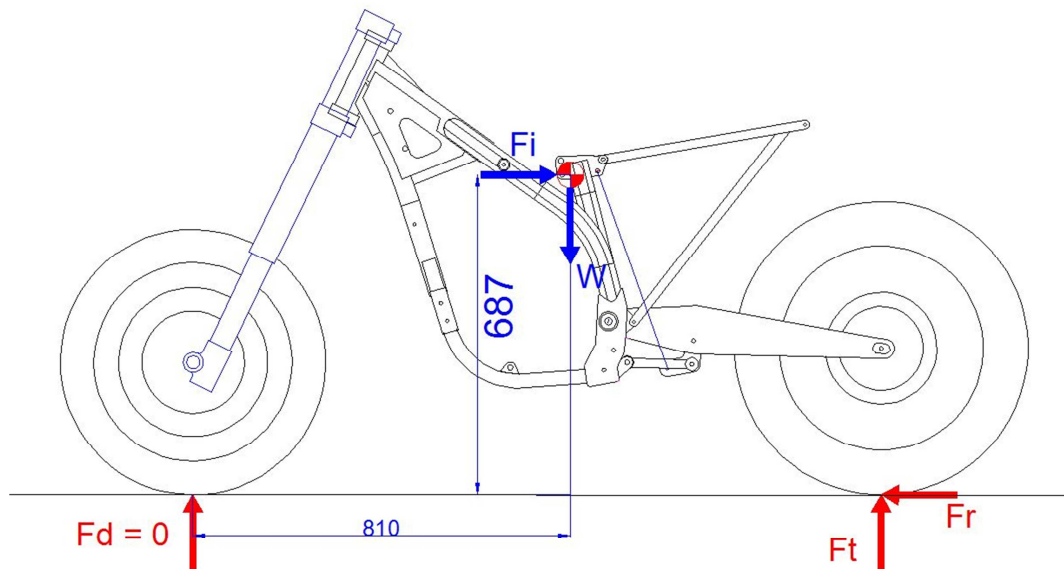


Imagen A12

Análisis de las fuerzas sobre el tren trasero.

La situación es más compleja en el caso de la aceleración dado que la geometría trasera consta de varios elementos que se anclan al chasis por diferentes puntos.

Básicamente el tren trasero es un paralelogramo deformable en el que por un extremo -en el eje de la rueda- se aplican las fuerzas externas y por otro lado, en un apéndice del paralelogramo, -el eslabón- actúa el extremo inferior del amortiguador.

Podemos determinar los valores de las fuerzas y cuáles son sus orientaciones. Así, con la ayuda de Autocad reproducimos la ubicación de las partes y con la colaboración de MEFI hacemos el cálculo de fuerzas y en qué sentidos y direcciones actúan. Conocido todo ello, lo trasladaremos a nuestro modelo en Abaqus.

Primeramente croquizamos en Autocad la situación en 2D.

En líneas gruesas se sintetiza la presencia de los diferentes elementos de la suspensión. En azul están el amortiguador trasero y la pieza eslabón, mientras que en rojo están el basculante y las bieletas, así como una línea auxiliar que une el punto de contacto en el suelo con el punto donde se ancla el eje del basculante (Imagen A13). Posteriormente trasladaremos las cotas a MEFI.

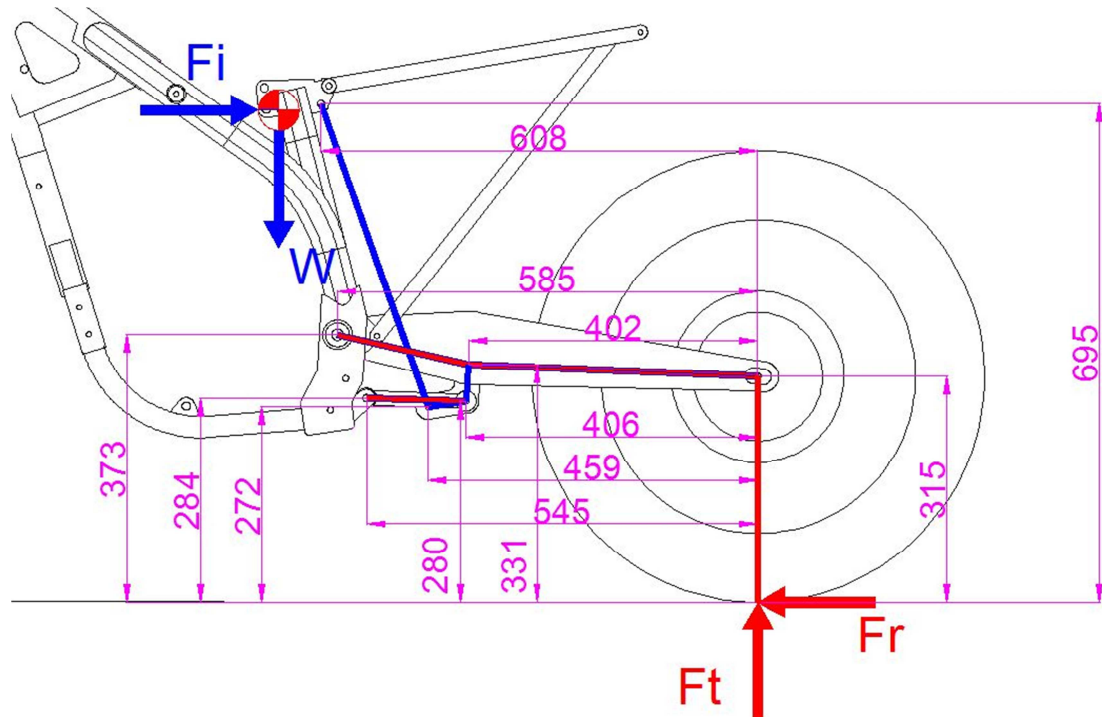


Imagen A13

Realizamos el análisis mediante MEFI. En la ventana gráfica dejamos sólo visibles las fuerzas actuantes y las reacciones. La línea auxiliar se podría obviar, pues MEFI nos permite introducir además de fuerzas valores de momentos, que en este caso aplicaríamos al eje de la rueda.

En la ventana de datos se introducen las coordenadas de los puntos críticos, se entrelazan con las líneas/barras teniendo muy en cuenta si las definimos como elementos rígidos, o rígidos-articulados y prestando atención en qué extremo de cada barra se aplica la condición de articulado, para por un lado ajustarse a la realidad lo máximo y por otro que el sistema no dé errores. Aunque la rigidez de las barras nos es vital, se les ha dotado de un considerable momento de inercia.

El programa no usa sistema de unidades preestablecido, con lo que hay que ser coherentes al introducirlas: Ejemplo de ello es que las longitudes van en mm, las fuerzas en N y por ello el módulo de Young debe ir expresado en MPa (o en N/mm²).

Los puntos correspondientes al chasis, son fulcros en los que se restringen los desplazamientos y se permite la libre rotación en el plano, prácticamente como ocurre en la realidad.

Como consecuencia, al definirse el amortiguador como articulado en el extremo que une con el eslabón, -y similarmente como ocurre con la(s) bieletas- las reacciones están en línea con las barras, y sobre todo no hay momentos actuando en ellas, dado que las fuerzas que actúan están situadas en

sus extremos. Ello permite en el caso del amortiguador, que el vástago sea extremadamente fino dado que solo sufre esfuerzos axiales. Y en la práctica, la rotura de un vástago de amortiguador es siempre consecuencia de un agarrotamiento en las articulaciones de los extremos, debido a suciedad, oxidación o un indebido y excesivo apriete de la unión: Automáticamente el amortiguador se ve sometido a flexión y rompe por la parte más débil.

Nuevamente remarcar que los valores obtenidos son REACCIONES sobre las barras, mientras que lo que deseamos obtener son fuerzas SOBRE EL CHASIS. Por tanto, las fuerzas buscadas son iguales en valor absoluto y dirección, pero en sentido contrario a lo que nos resulta del cálculo en MEFI. Imagen A14.

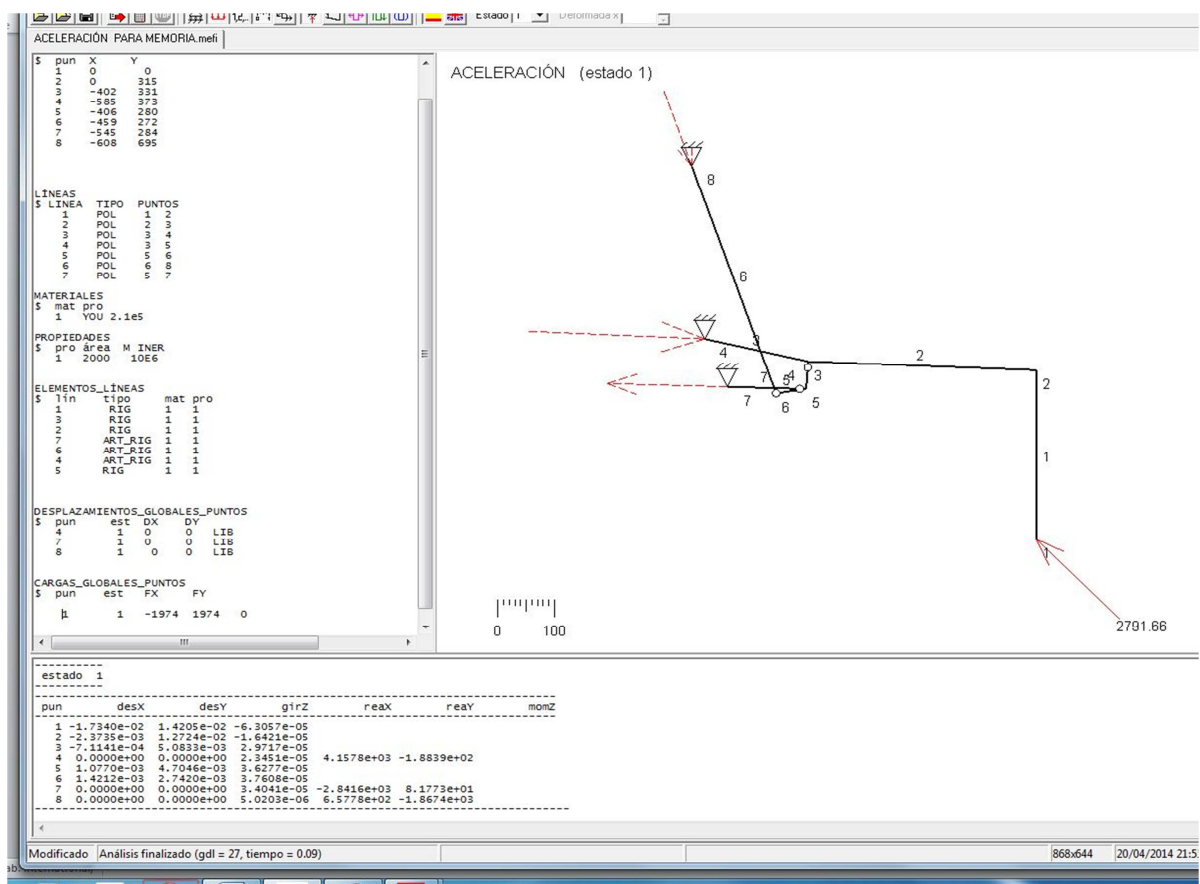


Imagen A14

Los valores obtenidos que trasladaremos al modelo en Abaqus serán:

Para el apoyo del amortiguador superior: $F_x = -658 \text{ N}$; $F_y = 1867 \text{ N}$ en total sobre los dos orificios

Para los apoyos del eje del basculante: $F_x = -4157 \text{ N}$; $F_y = 188 \text{ N}$ en total para los dos apoyos

Para las orejetas de las bieletas: $F_x = 2841 \text{ N}$; $F_y = -82 \text{ N}$ en total para las dos.

Todo ello orientado respecto de un sistema de coordenadas en Abaqus creado por el usuario y que es coincidente con nuestro actual sistema de coordenadas, muy útil para introducir las componentes de las cargas.

6.4 Anexo 4

Materiales y sus Propiedades

Ver las referencias correspondientes en el apartado 5. Bibliografía y Páginas Web

Perfiles Huecos Cuadrados. Medidas disponibles y propiedades mecánicas [3]

Perfiles Huecos Rectangulares. Medidas disponibles y propiedades mecánicas [3]

Perfiles Huecos de sección Oval Plana. Medidas y propiedades mecánicas [3]

Barra perforada. Propiedades mecánicas y medidas disponibles [4]

Pletinas y llantas. Medidas disponibles [5]