

**ESCUELA POLITÉCNICA
SUPERIOR DE LA UNIVERSIDAD
CARLOS III DE MADRID**



**INGENIERÍA INDUSTRIAL
MAQUINAS Y ESTRUCTURAS**

PROYECTO FIN DE CARRERA

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
MECÁNICA**

**DISEÑO, SIMULACIÓN Y
ANÁLISIS DE UN CHASIS DE
MOTO PARA MOTOR WANKEL**

Autor: D. David Vélez Leva

Tutora: Dr. Dña. Beatriz López Boada

A ti, que siempre creíste que haría posible los retos imposibles.

AGRADECIMIENTOS

Mi especial agradecimiento a mis padres y a mis hermanos que siempre han estado a mi lado, y aunque no os lo digo tanto como os merecéis, os quiero.

Durante mis añorados e inolvidables años cursando los estudios de Ingeniería Técnica Industrial tuve la suerte de compartirlos con los mejores compañeros y conservarlos como mis amigos Carlos, Rebeca, Guillermo, Rubén y David. Gracias de todo corazón por todos aquellos grandes momentos juntos y todos los que están por venir.

Quiero agradecer también la inestimable ayuda durante estos últimos años de carrera a mi amigo y compañero Fernando, este proyecto también es gracias a ti, cada momento contigo haces que sea mejor persona.

Una vez finalizados los estudios en la Ingeniería Técnica y tras una temporada muy satisfactoria trabajando en el extranjero gracias a los acuerdos con empresas de la Universidad Carlos III, decidí volver a Madrid y seguir invirtiendo en mi formación, eligiendo por supuesto la Universidad Carlos III. Paralelamente a mis estudios del segundo ciclo accedí, gracias nuevamente a la bolsa de empleo de la universidad, a trabajar en la empresa en la que me he desarrollado personal y profesionalmente durante los últimos 8 años. Atrás quedan buenos y difíciles momentos de duro trabajo y estudio en los que nunca me arrepentí de mi decisión, y que han hecho aún mayor mi convicción de que con dedicación, esfuerzo y sacrificio, no hay nada imposible, pero siempre con la suficiente dosis de comprensión y ayuda de un equipo de docentes brillantes como José Luis Pérez Castellanos, José Ignacio Nogueira Goriba y Beatriz López Boada, mi tutora por segunda ocasión, de no ser por ti y tus acertadas aportaciones y directrices este proyecto no habría sido posible. Gracias a todos aquellos que hacéis como es la Universidad Carlos III, mi universidad.

Agradecer también a la asociación de Moto-Maq Lab UC3M que me permitieran asomarme al estupendo trabajo que realizan y a los que deseo lo mejor.

Y por último para no olvidarme de nadie, quiero agradecer a todas aquellas personas con las que he compartido momentos imborrables, buenos y no tan buenos, en definitiva vivencias que nos hacen ser como somos, gracias a todos.

INDICE

CAPITULO I: INTRODUCCIÓN	1
1.1 OBJETIVOS DEL PROYECTO	2
1.2 ESTRUCTURA DEL PROYECTO	3
CAPÍTULO II: LOS CHASIS Y SUS ORIGENES.....	5
2.1 ANTECEDENTES HISTORICOS	5
2.2 GEOMETRIA DE LA MOTOCICLETA.....	9
2.3 CHASIS.....	11
2.4 TIPOS DE CHASIS	12
2.4.1 CHASIS TUBULAR	12
2.4.2 CHASIS DE VIGA	14
2.4.3 CHASIS MOTOR ESTRUCTURAL	15
2.4.4 CHASIS MONOCASCO.....	16
2.4.5 CHASIS SCOOTER	16
CAPÍTULO III: EL MOTOR ROTATIVO WANKEL.....	18
3.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS EN MOTOCICLISMO	19
3.2 MOTIVACIÓN DE LA ELECCIÓN DEL MOTOR WANKEL ..	23
CAPÍTULO IV: DISEÑO DE UN CHASIS	25
4.1 MATERIALES	26

4.2	ANALISIS ESTRUCTURAL.....	29
4.3	SOLUCIONES CONSTRUCTIVAS.....	32

CAPÍTULO V: MODELADO DEL CHASIS USANDO CREO ELEMENTS/PRO..... 37

5.1	HISTORIA.....	38
5.2	CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES.....	38
5.3	METODOLOGIA DE DISEÑO.....	39
5.3.1	ENTORNO GRAFICO.....	40
5.3.2	OPERACIONES BASICAS.....	42
5.3.3	DISEÑO.....	42

CAPÍTULO VI: SIMULACIÓN Y ANALISIS..... 50

6.1	SIMULACION.....	50
6.2	ENSAYOS.....	52
6.2.1	ENSAYO A FLEXION LATERAL.....	57
6.2.2	ENSAYO A FLEXION LONGITUDINAL.....	65
6.2.3	ENSAYO A TORSION.....	68
6.2.4	RESUMEN RESULTADOS.....	73
6.2.5	OPTIMIZACION DEL DISEÑO DEL PROTOTIPO.....	74
6.2.5.1	PROTOTIPO A: Refuerzos en la dirección y el travesaño.....	76
6.2.5.2	PROTOTIPO B: Refuerzos en el travesaño.....	78
6.2.5.3	PROTOTIPO C: Refuerzos en la dirección.....	80
6.2.5.4	PROTOTIPO D: Rediseño del travesaño.....	81

6.2.5.5	PROTOTIPO E: Rediseño de los tubos verticales V1 y V2.....	83
6.2.5.6	PROTOTIPO F: Adición travesañ T2	84
6.2.5.7	PROTOTIPO G: Eliminación travesañ T1 y T2.....	86
6.2.5.8	PROTOTIPO H: Adición travesañ T2 y eliminación travesañ T1	87
6.2.5.9	PROTOTIPO I: Anclajes motor anteriores externos	90

CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y TRABAJOS

FUTUROS..... 96

7.1 CONCLUSIONES FINALES.....96

7.2 FUTUROS DESARROLLOS.....97

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....99

FIGURAS

Fig.1: La primera moto expuesta en el museo alemán de Neckarsulm	6
Fig.2: La primera moto producida en serie en 1894.....	6
Fig.3: BMW R32 (1923)	7
Fig.4: Tunel del viento de Moto Guzzi (1951).....	8
Fig.5: La Norton Commando 961 (2012) (I) y la Norton Dresda (1970) (D).....	8
Fig.6: Geometría básica de una motocicleta.....	9
Fig.7: Chasis de una moto.	12
Fig.8: Chasis de cuna simple desdoblada	13
Fig.9: Chasis de cuna doble	13
Fig.10: Chasis triangular	14
Fig.11: Chasis mono viga	14
Fig.12: Chasis doble viga de su inventor, Antonio Cobas.....	15
Fig.13: Chasis con motor estructural.....	16
Fig.14: Chasis monocasco.	16
Fig.15: De izquierda a derecha la evolución del chasis de scooter	17
Fig.16: Felix Wankel y su motor rotativo en 1957.....	18
Fig.17: Mazda RX8	19
Fig.18: La IFA/MZ de 1960	19
Fig.19: Hercules W200 con motor rotativo Sachs.....	20
Fig.20: La RE5 de Suzuki	21
Fig.21: De izquierda a derecha: Interpol II de 1984 y 1987.....	21
Fig.22: Norton F1 Sport (P55) de 1991	22
Fig.23: De izquierda a derecha: La NRV588 y la CR700P con Brian Crighton.....	23
Fig.24: Dodge Tomahawk y MTT Y2K.....	24
Fig.25: Mallado del chasis para el cálculo por MEF.....	26
Fig.26: Rigidez a flexión lateral	30
Fig.27: Rigidez torsional	31
Fig.28: Rigidez a flexión longitudinal.....	32
Fig.29: Chasis monoviga o espina central diseñado en Creo Elements/Pro.....	33
Fig.30: Chasis multitubular triangulado diseñado en Creo Elements/Pro.....	33
Fig.31: Rigidez relativa de tubos del mismo peso y diámetros distintos	34
Fig.32: Ensayos en los chasis elegidos.....	35
Fig.33: Ventana gráfica de Creo Elements/Pro.	40
Fig.34: Elección de un nuevo trabajo	41
Fig.35: Funciones más habituales en Creo Elements/Pro.....	42
Fig.36: Columna de la dirección y esbozo del larguero superior	43
Fig.37: Cotas y primeras extrusiones de los tubos laterales	44
Fig.38: Chasis con los anclajes del basculante.....	44
Fig.39: Estructura triangulada completada con plano de simetría.....	45
Fig.40: Chasis triangulado multitubular	45
Fig.41: Vista perfil izquierdo triangulado multitubular.....	46
Fig.42: Vista alzado del chasis triangulado multitubular	46
Fig.43: Vista en planta del chasis triangulado multitubular	46
Fig.44: Pipa de la dirección del chasis monoviga	47
Fig.45: Esbozo de la viga central.....	47
Fig.46: Diferentes vistas del chasis monoviga	48
Fig.47: Basculante multitubular	49

Fig.48: Mono amortiguador y motor Wankel.....	49
Fig.49: Ensamblaje del chasis, motor, basculante y amortiguador central.....	49
Fig.50: Procedimiento de simulación	52
Fig.51: Barra de funciones módulo Mecánica.....	53
Fig.52: Vista completa chasis mallado	53
Fig.53: Vista detalle columna dirección	54
Fig.54: Vista panorámica de las restricciones	55
Fig.55: Vista fuerza lateral en el ensayo a flexión lateral	57
Fig.56: Vista frontal de la fuerza lateral aplicada y las restricciones	58
Fig.57: Estudio estático del ensayo a flexión lateral	58
Fig.58: Tensión de Von Mises en el ensayo a flexión lateral.....	59
Fig.59: Detalle máxima tensión de Von Mises en el ensayo a flexión lateral.....	60
Fig.60: Desplazamiento del chasis en el ensayo a flexión lateral	60
Fig.61: Vista frontal del desplazamiento del chasis en el ensayo a flexión lateral ...	61
Fig.62: Vista en planta de la deformación en el ensayo a flexión lateral	62
Fig.63: Detalle esfuerzos en travesaño horizontal en el ensayo a flexión lateral.....	62
Fig.64: Distancia de frenado y deceleraciones	63
Fig.65: Par de fuerzas en la pipa de la dirección	64
Fig.66: Tensión de Von Mises en el ensayo a flexión longitudinal	65
Fig.67: Detalle máxima tensión Von Mises en el ensayo a flexión longitudinal	65
Fig.68: Detalle de la columna de dirección en el ensayo a flexión longitudinal.....	66
Fig.69: Desplazamientos del chasis en el ensayo a flexión longitudinal.....	67
Fig.70: Vista del perfil y frontal del desplazamiento del chasis.....	67
Fig.71: Deformación en el chasis para el ensayo a flexión longitudinal.....	68
Fig.72: Detalles de la deformación en el ensayo a flexión longitudinal.....	68
Fig.73: Vista frontal fuerzas en el ensayo a torsión	69
Fig.74: Tensión de Von Mises en el ensayo a torsión.....	70
Fig.75: Extremos del travesaño afectados por la máxima tensión	70
Fig.76: Detalle zona inferior del travesaño	71
Fig.77: Desplazamientos del chasis en el ensayo a torsión	71
Fig.78: Vista frontal del desplazamiento del chasis en el ensayo a torsión.....	72
Fig.79: Vista en planta de los desplazamientos en el ensayo a torsión	72
Fig.80: Detalle esfuerzo en extremo del travesaño.....	73
Fig.81: Esfuerzos en el chasis en el ensayo a torsión.....	73
Fig.82: Nervios de refuerzo en columna y anclaje motor.....	76
Fig.83: Prototipo A con refuerzos en la columna y el travesaño.....	77
Fig.84: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo A	78
Fig.85: Detalles de los refuerzos en el travesaño del prototipo B	79
Fig.86: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo B	79
Fig.87: Refuerzo en la columna de la dirección del prototipo C.....	80
Fig.88: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo C	81
Fig.89: Nuevas cotas del diámetro travesaño del prototipo D.....	82
Fig.90: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo D.....	82
Fig.91: Nuevas cotas del diámetro del tubo V1 del prototipo E	83
Fig.92: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo E	84
Fig.93: Refuerzo travesaño T2 en el prototipo F.....	85
Fig.94: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo F.....	85
Fig.95: Prototipo G	86
Fig.96: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo G.....	87
Fig.97: Prototipo H.....	88

Fig.98: E.F. longitudinal prototipo H: Tensión de Von Mises y desplazamientos....	89
Fig.99: E. torsión prototipo H: Tensión de Von Mises y desplazamientos.....	89
Fig.100: Tensiones de Von Mises a flexión longitudinal del prototipo I a 90°.....	90
Fig.101: Tensiones de Von Mises a flexión longitudinal del prototipo I a 60°.....	90
Fig.102: Tensiones de Von Mises a flexión longitudinal del prototipo I a 30°.....	91
Fig.103: Máximo desplazamientos a flexión longitudinal del prototipo I a 30°.....	91
Fig.104: Deformaciones a flexión longitudinal del prototipo I a 30°.....	92
Fig.105: Prototipo I a 30°: Tensión de Von Mises en el ensayo a torsión.....	92
Fig.106: Prototipo I a 30°: Máximo desplazamiento en el ensayo a torsión.....	93
Fig.107: Prototipo I a 30°: Deformaciones en el ensayo a torsión.....	93
Fig.108: Prototipo I a 30°: Tensión de Von Mises en el ensayo a flexión lateral.....	94
Fig.109: Prototipo I a 30°: Máximo desplazamiento en el ensayo a flexión lateral..	94
Fig.110: Prototipo I a 30°: Deformaciones en el ensayo a flexión lateral.....	94
Fig.110: Vista prototipo I a 30°.....	95

TABLAS

Tabla 1: Ficha técnica del motor rotativo.....	24
Tabla 2: Resultados de los ensayos a rigidez.....	35
Tabla 3: Propiedades del acero ALS 460.....	36
Tabla 4: Medidas características de la moto.....	43
Tabla 5: Densidades fluidos.....	56
Tabla 6: Resultados numéricos ensayos.....	74
Tabla 7: Resultados prototipo A vs prototipo inicial.....	77
Tabla 8: Resultados prototipo B vs prototipo inicial.....	79
Tabla 9: Resultados prototipo C vs prototipo inicial.....	80
Tabla 10: Resultados prototipo D vs prototipo inicial.....	81
Tabla 11: Resultados prototipo E vs prototipo inicial.....	84
Tabla 12: Resultados prototipo F vs prototipo inicial.....	85
Tabla 13: Resultados prototipo G vs prototipo inicial.....	87
Tabla 14: Resultados a flexión longitudinal prototipo H vs prototipo inicial.....	88
Tabla 15: Resultados a torsión del prototipo H vs prototipo inicial.....	89
Tabla 16: Resultados E.F. longitudinal de los prototipos I vs prototipo inicial.....	91
Tabla 17: Resultados E.F. longitudinal del prototipo I a 30° vs prototipo inicial.....	92
Tabla 18: Resultados E. torsión del prototipo I a 30° vs prototipo inicial.....	93
Tabla 19: Resultados E.F. lateral del prototipo I a 30° vs prototipo inicial.....	96

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

Hoy en día existen infinidad de tipos de chasis para motocicletas específicos para cada diferente modalidad de uso, para la competición en pruebas de velocidad, en pruebas de resistencia, para la práctica del “off road”, para largos viajes, para circular por ciudad, y cada uno de ellos tienen sus particularidades. A lo largo del presente proyecto se muestran algunos de ellos pero se focalizará en el de tipo tubular porque este tipo de chasis existen desde los orígenes de las motocicletas, se usaron en las primeras carreras en 1899 y siguen usándose a día de hoy en competición y en motocicletas de calle, demostrando que son chasis eficientes que están por encima de modas pasajeras.

Como punto de partida para el diseño de cualquier chasis lo habitual es tomar como base de referencia los puntos de anclaje del motor que equipará la motocicleta, ya que el motor define el tipo de uso que tendrá la ésta. Para el presente proyecto se ha decidido tomar como referente el motor rotativo Wankel usado actualmente en automoción. Es un motor ligero, compacto y de altas prestaciones que durante sus años de desarrollo tuvo una gran aceptación tanto en el mundo de la automoción como en el motociclismo pero que debido a un conjunto de desafortunados inconveniente fue quedando en un segundo plano en favor de los motores de pistones. Actualmente y tras años de desarrollo de nuevos materiales y avances tecnológicos el motor rotativo Wankel puede convertirse en una alternativa viable a los motores tradicionales y ocupar el puesto en la industria que le corresponde.

En resumen, el presente proyecto fin de carrera expone el diseño y modelado (CAD) de un chasis de motocicleta apto para albergar el motor rotativo Wankel usando el programa de diseño Creo Elements/Pro, la simulación del modelo virtual y el análisis estructural en el que se incluyen los estudios de las tensiones, deformaciones y desplazamientos mediante el Método de Elementos Finitos (MEF), haciendo uso del módulo de diseño mecánico (CAE) proporcionado por el mismo programa, y las optimizaciones del modelo virtual.

1.1 OBJETIVOS DEL PROYECTO

El objetivo principal de este proyecto es el de realizar el diseño, simulación y análisis estructural de un chasis de moto, usando como base del diseño un motor rotativo Wankel en el que se deberán superar con éxito las condiciones de contorno establecidas para cada uno de los ensayos que evaluarán su respuesta a flexión lateral, flexión longitudinal y a torsión.

Los pasos que se llevan a cabo para la culminación de nuestro principal objetivo consisten en modelar el chasis de la motocicleta mediante el programa de diseño gráfico Creo Elements/Pro, antes conocido como Pro/Engineer, gracias a la licencia facilitada por la Universidad Carlos III. Es un programa de diseño, fabricación e ingeniería asistida por ordenador muy popular entre los diseñadores mecánicos, muy polivalente y asequible en comparación con otros de su mismo rango como CATIA o Unigraphics.

Seguidamente se realiza el mallado del prototipo para su simulación virtual y análisis de su comportamiento mecánico, verificando sus niveles de tensión, deformación y desplazamiento, ya que una de las fortalezas de este software es la disponibilidad de un módulo específico para diseño mecánico sin necesitar otro software adicional. Mediante el Método de Elementos Finitos (MEF) se aplican las condiciones de contorno para simular de la forma más fiable posible las circunstancias reales a las que se sometería nuestro chasis en la vida real, y se exponen los resultados obtenidos mediante tablas resumen y capturas de imágenes facilitadas por el programa de diseño.

Finalmente se procede a validar positivamente el prototipo creado si tras analizar los valores de los resultados de tensión, deformación y desplazamientos en cada una de las simulaciones correspondientes a cada uno de los ensayos virtuales elegidos, éstos son satisfactorios bajo las condiciones de contorno establecidas. En caso contrario, se aplicarán todas las modificaciones pertinentes y necesarias sobre el diseño de nuestro chasis inicial, evaluándolo nuevamente hasta que podamos validar como apto nuestro prototipo.

1.2 ESTRUCTURA DEL PROYECTO

El proyecto se distribuye en los siguientes capítulos:

Capítulo I: Se expone la introducción y los objetivos del proyecto, así como la estructura del mismo.

Capítulo II: A lo largo de este capítulo se trata la historia de la motocicleta hasta nuestros días, centrándonos posteriormente en la geometría de una motocicleta, los tipos de chasis, diseño y los materiales en uso habituales.

Capítulo III: Se aborda muy brevemente los conceptos generales del motor rotativo Wankel, su aplicación en la industria del motociclismo, y las razones por las que hemos tomado este motor como base de diseño de nuestro chasis. Para conocer en profundidad sus principios de funcionamiento, ciclos termodinámicos, componentes, geometría, y sus procesos y sistemas, se puede consultar mi anterior Proyecto Fin de Carrera: “Simulación Virtual del motor Wankel en entorno VRML”.

Capítulo IV: Se muestran los principales elementos del programa de diseño gráfico Creo Elementos/Pro. El objetivo fundamental es la creación del chasis usando dicha herramienta, se darán nociones muy básicas para el uso del programa de diseño gráfico en 3D. Una vez modelado el chasis se pueden ver los resultados obtenidos mediante capturas de imágenes.

Capítulo V: Durante este capítulo se desarrolla la simulación virtual y análisis del chasis usando el modulo específico de simulación mecánica que la herramienta de diseño gráfico Creo Elements/Pro nos proporciona. Se evalúan las tensiones, deformaciones y desplazamientos sufridos por el chasis en las diferentes situaciones críticas de uso que hemos considerado. Finalmente se pueden ver los resultados obtenidos en capturas de imágenes.

Capítulo VI: En este capítulo se exponen las conclusiones finales y los trabajos futuros a partir de este proyecto.

Referencias Bibliográficas: Esta última parte del presente proyecto muestra las fuentes y la documentación consultadas para la creación del proyecto.

CAPÍTULO II: LOS CHASIS Y SUS ORIGENES

2.1 ANTECEDENTES HISTORICOS

Hace cientos de años, se inició una nueva época cambiando radicalmente la forma en la que las personas se movían, modificando el concepto de “distancia” [1]. Los constructores franceses de bicicletas Ernest e Pierre Michaux vieron nacer en 1869 el primer modelo de motocicleta. Montaron sobre el asiento de una de sus bicicletas un pequeño motor a vapor para transmitir movimiento a la rueda trasera. Poco después el fabricante americano Sylvester Roper incorporó un motor a vapor de 2 cilindros de 600 c.c. pero era evidente la peligrosidad de un motor de vapor en un vehículo de dos ruedas, ya que en caso de caída el conductor sufriría quemaduras ante el riesgo de incendio.

En el 1874 Nikolaus August Otto desarrolló el primer motor de combustión interna, y dos años más tarde, el motor de cuatro tiempos que continua en uso en la mayor parte de los automóviles y numerosas motocicletas. Por su parte Gottfried Daimler, entusiasmado con este proyecto fundó junto a Wilhelm Maybach una empresa en Cannstadt, donde iniciaron la fabricación de motores de combustión interna. Pero no fue hasta el 10 de noviembre de 1885 cuando nace el primer prototipo de motocicleta, realizado en madera que disponía de un motor de combustión interna de un cilindro de 264 c.c. que desarrollaba 0,5 CV, era muy ligero y potente respecto al que ideó Otto. No fiándose de la estabilidad del nuevo vehículo de dos ruedas, Gottfried le incorporó dos ruedas laterales que lo estabilizaban, aun teniendo cuatro ruedas, se sigue considerando como el primer ejemplar de motocicleta de la historia (figura 1).

Entre el siglo XIX y el XX numeras empresas involucradas en la fabricación de bicicletas como Bianchi en Italia, Norton en Inglaterra, Adler en Alemania, y Peugeot en Francia mostraron gran interés por la fabricación de motocicletas.



Fig.1: La primera moto expuesta en el museo alemán de Neckarsulm

La primera motocicleta de serie en el mundo fue producida en Alemania en 1894, donde Wilhelm y Heinrich Hildebrand, junto con Alois Wolfmüller acuñaron el término “motocicleta”. La moto (figura 2) disponía de un motor bicilíndrico de 4 tiempos refrigerada por agua, con una cilindrada inferior a 1,5 litros y desarrollaba una potencia de 2,5 CV. El número de ejemplares producidos estuvieron entorno a los 2000.



Fig.2: La primera moto producida en serie en 1894

Se tiene constancia que ya en 1899 existían las competiciones de motocicletas que fomentaban el número de aficionados a la velocidad. En 1904, en Dourdan,

Francia, una Peugeot de 2 cilindros alcanzó la velocidad de 123 km/h registrando el record del mundo. Los avances tecnológicos fueron sucediéndose e incorporándose como las suspensiones delanteras, y al término de la primera guerra mundial los desarrollos militares sobre todo en la aeronáutica, sinónimo de progreso tecnológico, se implementaron en las motocicletas de uso civil, como por ejemplo el uso de materiales resistentes a las vibraciones. El legado entre la aeronáutica y las motocicletas fue de la mano de BMW, fácilmente reconocible por su símbolo en forma de hélice azul y blanca, que en 1923 desarrollo el primer modelo (figura 3) con un bastidor no convencional, realizado según el principio de equilibrio estático, contribuyendo a una mayor manejabilidad. Esta moto estaba provista de una unión directa entre el eje de la dirección y el eje posterior.

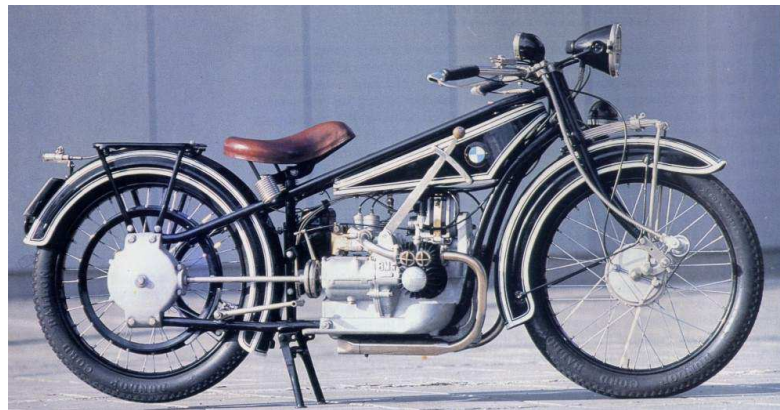


Fig.3: BMW R32 (1923)

A finales de los años veinte la crisis económica forzó el cierre de numerosas fábricas y las victorias en las competiciones se convirtieron en un factor de prestigio para muchas naciones. Así, los ingenieros y pilotos ingleses, alemanes e italianos se esforzaban en batir regularmente el record del mundo de velocidad.

En los años cincuenta las motos vencedoras en las competiciones como era el caso de la Moto Guzzi se caracterizaban por portar una carrocería conocida como “ballena”. Esta marca fue pionera en el desarrollo de una carrocería aerodinámica testada en el interior de su propio túnel del viento (figura 4). Posteriores desarrollos tecnológicos llevaron a grandes progresos, culminando con el uso de las fibras de carbono y el kevlar.

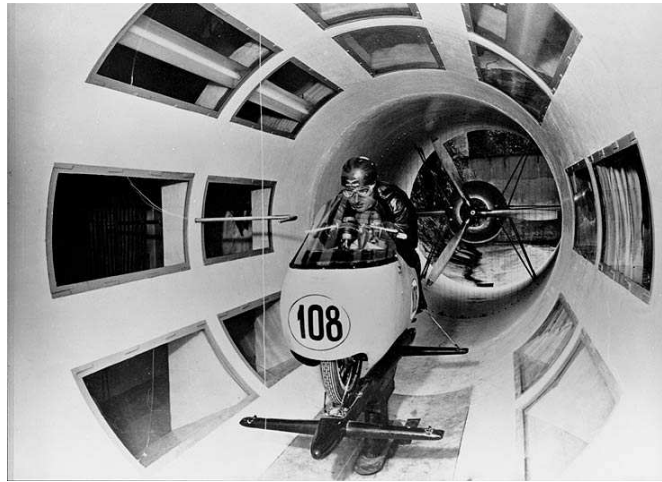


Fig.4: Tunel del viento de Moto Guzzi (1951)

La revolución en la industria se dio durante los años sesenta, numerosos fabricantes sobrevivieron a la crisis del sector gracias a su especialización en cada una de las disciplinas en el mundo de la competición, ya que una moto de trial necesitaba diferente tecnología que una moto de carreras.

En los años setenta y ochenta llega la moda de la personalización de modelos, no es en realidad ninguna novedad pero hay una mayor variedad más subdividida dando vida a modelos como los de enduro, turismo, naked, sport, superbikes, etc...

A finales del siglo XX se han visto dos tendencias principales: la primera que considera la motocicleta como medio de transporte, haciendo modelos ágiles, económicos y cómodos para el usuario mientras otra tendencia son los modelos retro, café racer, empujados por la nostalgia, como es el caso de Norton (figura 5) que está resurgiendo con fuerza en la actualidad con sus modelos [2].



Fig.5: Norton Commando 961 (2012) (I) y la Norton Dresda (1970) (D)

En la actualidad las innovaciones tecnológicas con el uso de ordenadores más potentes y la electrónica abren la posibilidad a incorporar sobre las motos sistemas que anteriormente por tema de espacio solo se disponían en automóviles como es el caso del sistema ABS, o elementos como baterías para crear modelos eléctricos con razonable autonomía. El desarrollo de nuevos materiales abre nuevos caminos, que nos hacen imaginar con motores que no necesiten lubricación, con componentes estructurales metálicos o cerámicos que soporten mejor las altas temperaturas. La contribución de la ciencia, la personalización de los modelos y sobre todo la microelectrónica se presentan como elementos fundamentales en el futuro.

2.2 GEOMETRIA DE LA MOTOCICLETA

Como concepto básico, si consideramos la motocicleta desde el punto de vista de la geometría, ésta se debe dividir en dos partes: parte delantera y parte trasera. La parte delantera es todo aquello que se mueve con el manillar y la parte trasera se le considera al resto de la motocicleta [3], [4].

Se define a continuación los conceptos más importantes dentro de la geométrica de una motocicleta (figura 6):

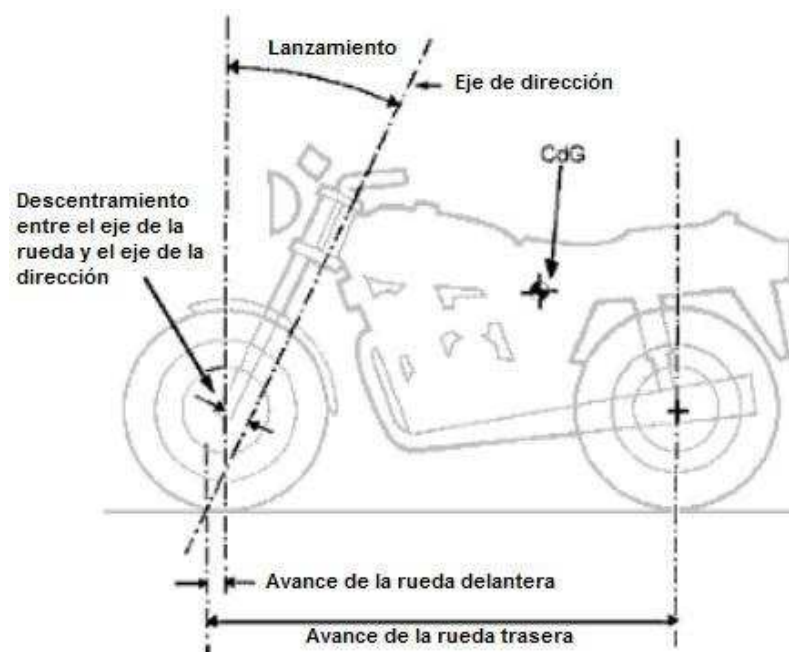


Fig.6: Geometría básica de una motocicleta

- **Distancia entre ejes:** es la distancia entre el eje de la rueda delantera y el eje de la rueda trasera. Es una de las medidas geométricas que influye en gran medida en la estabilidad direccional de la motocicleta. Cuanto mayor es esta distancia mayor estabilidad direccional pero mayor es el esfuerzo para negociar las curvas.
Como medida orientativa los fabricantes de motos deportivas, sinónimo de altas prestaciones y tecnología puntera, en general están dando una distancia entre ejes entorno a los 1380 a 1405 mm para modelos deportivos de 600 c.c. y de entre 1400 a 1440 mm para modelos deportivos de 1000 c.c.

- **Eje direccional:** es la línea sobre la cual gira el sistema de dirección.

- **Lanzamiento:** es la inclinación hacia atrás que tiene el eje de la dirección. El ángulo de lanzamiento influye principalmente en la capacidad de compresión de la horquilla delantera y no tanto como se cree en la estabilidad en recta.
En general el ángulo de lanzamiento que los fabricantes de modelos deportivos utilizan se mueve entre los 23 y 26 grados con respecto a la vertical o 64 y 67 respecto a la horizontal.

- **Avance:** Es la medida que existe entre el punto de contacto del neumático en el asfalto (o vertical del eje delantero al suelo) con el punto imaginario de contacto en el asfalto de la prolongación del eje de dirección. Es seguramente el concepto más influyente para la estabilidad direccional. Cuanto más avance tengamos, más estabilidad direccional pero más dificultad para inclinar o levantar la motocicleta en curva, y además se tendrá la sensación de mayor peso en la moto.
El avance se mide en milímetros y las medidas de serie de la mayoría de los fabricantes están por debajo de los 100 y por encima de los 90 mm para motos deportivas de alta cilindrada (de 600 a 1000 c.c.).

- **Reparto de pesos (estático y dinámico):** Se llama reparto de pesos al porcentaje de apoyo en los ejes de rueda. El peso estático, es el peso de la

motocicleta en parado, y el peso dinámico es el apoyo del eje delantero y trasero al frenar y acelerar.

- **Masa suspendida:** se le llama a todos los elementos que se mueven por encima de las suspensiones.
- **Masa no suspendida:** se llama a todos los elementos que se mueven con las suspensiones. El comportamiento de la moto mejorará con un menor peso en la masa no suspendida como por ejemplo reduciendo el peso de la llanta, neumático, etc.
- **Centro de gravedad (CdG):** es un punto en el espacio producido por la situación de las masas moto-piloto. Es lo que va a influir en la inercia de las masas longitudinales que sean mayor o menor en las frenadas o aceleraciones, o que la inclinación sea más lenta o más rápida. En general beneficiará tener un CdG lo más bajo posible.

2.3 CHASIS

Un chasis a simple vista es una estructura que hace posible la unión entre la columna de la dirección y la rueda trasera de una motocicleta pero es mucho más que eso. Diferenciaremos dos principales funciones, que son: estáticas y dinámicas.

A nivel estático debe de soportar el peso de la moto, del piloto y/o copiloto, el motor y demás componentes, y a nivel dinámico, función fundamental, debe de proporcionar con el conjunto de los sistemas de suspensiones y ruedas una dirección precisa, una buena manejabilidad, confort al piloto y/o copiloto, etc.

En la figura 7 se pueden observar los componentes más básicos de una motocicleta a nivel estructural [5] aunque nos podemos encontrar con una amplia variedad de configuraciones. La imagen muestra el chasis, el basculante y el subchasis. Con la letra A se identifica la pipa de la dirección que une el chasis a las barras de la dirección y neumático delantero. Con la letra B identificamos el cuerpo del chasis que muestra una estructura tubular triangulada que se extiende hasta que

encontramos la parte del subchasis con la letra C. Por último y no menos importante encontramos el basculante identificado con la letra D que une el chasis al eje de la rueda trasera.

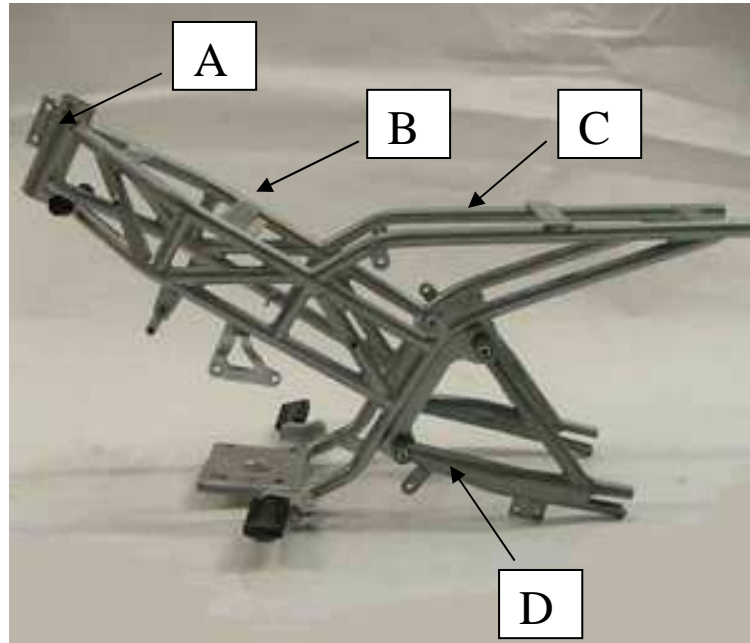


Fig.7: Chasis de una moto

2.4 TIPOS DE CHASIS

Los tipos de chasis [4] que se diferencian principalmente en función de la forma en la que unen la columna de la dirección con la zona de anclaje del basculante. A continuación se definen brevemente.

2.4.1 CHASIS TUBULAR

Consiste en un conjunto de tubos de medio tamaño que abarcan al motor y unen la pipa de la dirección con el eje del basculante. A nivel estructural se valora una buena relación entre la rigidez y el peso, aunque estos no son de los más eficientes. Sus variantes son:

- **Chasis de cuna simple:** se puede utilizar el motor como parte estructural de forma que la parte inferior de la cuna queda interrumpida. Estos chasis son muy económicos y están enormemente estandarizados sobre todo en

cilindradas pequeñas. También existe la variante de cuna simple desdoblada que ofrece algo más de rigidez al conjunto (figura 8).



Fig.8: Chasis de cuna simple desdoblada

- **Chasis de cuna doble:** es una opción más consistente que la anterior configuración pero aumentando el peso del conjunto y sin aumentar tanto la rigidez del chasis (figura 9).



Fig.9: Chasis de cuna doble

- **Chasis triangular:** A diferencia de los chasis anteriores los tubos tienen una disposición triangular que le permite una eficiencia estructural extremadamente elevada (figura 10).



Fig.10: Chasis triangular

2.4.2 CHASIS DE VIGA

Consiste en usar una o varias vigas que unen la pipa de la dirección con el eje del basculante. Con el tiempo la sección de las vigas ha ido aumentando para conseguir una mayor rigidez ante cargas de torsión y de flexión. Tiene como elemento principal el motor al considerarlo elemento rígido para dar consistencia al conjunto. Sus variantes son:

- **Chasis mono viga:** Este chasis de gran eficiencia estructural no ha conseguido la aceptación que cabría esperar debido a que puede mostrar dificultades a la hora de alojar motores voluminosos. Lo ideal es conectar el tubo recto directamente a la pipa de la dirección pero esto no es siempre posible (figura 11).



Fig.11: Chasis mono viga

- **Chasis doble viga:** Este diseño de chasis es el más utilizado actualmente para las motos deportivas más potentes. Hoy en día, consiste en dos vigas de aluminio, que están situadas a ambos lados del motor uniendo la pipa de la dirección con el eje del basculante. Desde el punto de vista estructural no es especialmente bueno e incluso utilizando aluminio no da un chasis muy ligero pero los éxitos en competición hacen que sean muy populares (figura 12) como lo fueron en su tiempo los chasis multitubulares.



Fig.12: Chasis doble viga de su inventor, Antonio Cobas

2.4.3 CHASIS MOTOR ESTRUCTURAL

Se basa en el principio de utilizar el motor como elemento estructural para dar al conjunto la rigidez requerida, normalmente se utilizan motores grandes que hay que hacerlos más reforzados para aguantar los esfuerzos. Como consecuencia serán más pesados o se emplearán materiales más avanzados, y por lo tanto más caros. Se puede observar en la figura 13 que se necesita una estructura muy pequeña para unir la parte superior del motor con la pipa de la dirección.



Fig.13: Chasis con motor estructural

2.4.4 CHASIS MONOCASCO

Es un tipo de chasis que no ha tenido mucho éxito en competición y por consiguiente tampoco entre los consumidores, dado que al ser el carenado parte estructural de la moto impide el acceso para la realización de las tareas rutinarias de mantenimiento tan frecuentes en una moto de competición (figura 14).

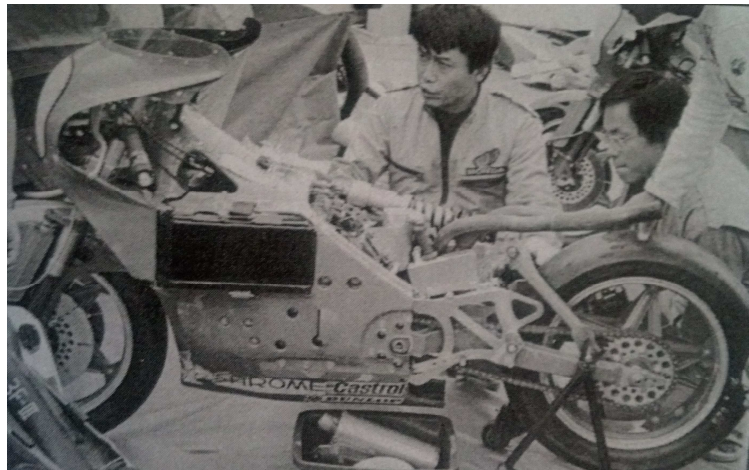


Fig.14: Chasis monocasco

2.4.5 CHASIS SCOOTER

Antiguamente la estructura de estas motos estaba constituida por chapa estampada que tenía la ventaja de englobar el chasis con la carrocería, pero en la

actualidad se usa el tubo de acero manteniendo el concepto de escudo protector delantero y suelo reposapiés (figura 15).



Fig.15: De izquierda a derecha la evolución del chasis de scooter

CAPÍTULO III: EL MOTOR ROTATIVO WANKEL

El motor rotativo Wankel es un tipo de motor de combustión interna que utiliza rotores en vez de pistones como los motores convencionales. Fue inventado por Félix Wankel (figura 16) a la temprana edad de 17 años, pero no fue hasta 1957 cuando salió a la luz su primer prototipo completamente funcional. Es un tipo de motor muy compacto, que funciona de forma suave y silenciosa con un limitado número de piezas. El componente principal del motor rotativo es el rotor triangular, que gira dentro de una carcasa ovalada (estator) de tal forma que los tres vértices del rotor están en contacto constante con la pared interna de la carcasa, lo que da lugar a tres volúmenes o cámaras de combustión. A medida que el rotor gira dentro de la carcasa, cada uno de los 3 volúmenes se expande y contrae alternativamente; es esta expansión-contracción la que aspira el aire y el combustible hacia el motor, comprime la mezcla, extrae su energía expansiva y luego expulsa los gases quemados hacia el escape.



Fig.16: Felix Wankel y su motor rotativo en 1957

Durante los primeros años, Felix Wankel en colaboración con el fabricante alemán NSU, evolucionaron los motores rápidamente pero detectaron unos desgastes anómalos en la carcasa, lo que lo convirtió en un problema para su producción. Otro de los problemas fue el elevado consumo de aceite y su alarmante humo blanco. Años más tarde, fue el fabricante nipón Mazda quien consiguió pulir estos inconvenientes, lanzando en 1973 sus motores de bajas emisiones para el

modelo RX2. Durante todos estos años hasta nuestros días ha seguido desarrollando estos motores hasta llegar al modelo RX8 (figura 17) y ya se especula con el lanzamiento del futuro RX9.



Fig.17: Mazda RX8

3.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS EN MOTOCLISMO

A continuación se repasan los fabricantes de motocicletas que más apostaron por este motor en el pasado y cuales lo siguen haciendo actualmente [6].

- **IFA/MZ**: La primera motocicleta del mundo con motor Wankel salió de la fábrica IFA / MZ en 1960 (figura 18). El fabricante alemán obtuvo la licencia de NSU para desarrollar motores Wankel como posibles reemplazos para sus motores de 2T. En tan solo 3 meses, fabricaron un motor de un solo rotor refrigerado por agua de 175 c.c. que desarrollaba 24 CV, dos veces más que la MZ con motor de 2T de 175 c.c.



Fig.18: La IFA/MZ de 1960

Durante el inicio de su desarrollo el motor Wankel fue muy atractivo por su simplicidad y su tamaño compacto pero los problemas de estanqueidad entre los vértices del rotor y la carcasa, y las altas temperaturas que reducían la potencia generaban muchos problemas económicos que MZ no pudo afrontar, dejando su fabricación.

- **Hercules:** En 1963 el fabricante alemán fue adquirido por Sachs, prestigioso fabricante alemán de componentes para otros fabricantes. Fueron pocos los modelos que salieron con el nombre Sachs pero desarrollaron sus propios motores de un solo rotor de 294 cc y 20 CV refrigerado por aire. En 1974 nació la Hercules W200 (figura 19) conocida como la primera motocicleta con motor Wankel que se fabricó en serie y se llegaron a vender 1800 unidades entre 1974 al 1976. En 1977 vendieron todos sus utillajes de producción al fabricante británico Norton.



Fig.19: Hercules W200 con motor rotativo Sachs

- **Suzuki:** En 1973 Suzuki mostró en el salón de la moto de Tokio su modelo futurista RE5 (figura 20). Necesitaron tres años para desarrollar su propio motor refrigerado por agua de 497 c.c. de un solo rotor, que desarrollaba 62 CV a 6500 rpm. Por desgracia, la RE5 coincidió con la crisis del petróleo de los años setenta y los motores tenía elevados consumos de combustible, junto con el escepticismo de los clientes ante la novedad, las ventas fueron muy bajas en comparación con las inversiones. En 1975 hicieron un modelo más convencional pero las ventas no mejoraron, por lo que en 1976 debido a las pérdidas económicas terminaron la producción llegando a fabricar 6300 unidades.



Fig.20: La RE5 de Suzuki

- **Norton:** En 1972 desarrolló su motor Wankel refrigerado por aire con doble rotor (588 c.c.) basándose en el motor Sachs de 294 c.c. de 32 CV a 5500 rpm, que fue instalado en un chasis de Triumph, hasta que fabricaron su propio chasis llamando al modelo Norton Commando.

Prosiguieron las investigaciones tanto del motor como del chasis y en 1978 crearon el modelo P42 que no se vendió al público. Hubo que esperar hasta 1984 para que Norton fabricara el modelo Interpol II (figura 21) basado en el P42 que se trataba de una moto de 588 cc destinada para la policía británica con 85 CV refrigerada por aire, muy ligera y manejable.



Fig.21: De izquierda a derecha, Interpol II de 1984 y 1987

En 1989 con su modelo F1 (P52) de 95 CV a 9500 rpm y refrigerado por agua ganaron el campeonato de británico de motociclismo. Varios años más tarde sacaría su versión sport (figura 22).



Fig.22: Norton F1 Sport (P55) de 1991

Norton fue rectificando los problemas de altas temperaturas y abaratando los costes de sus deportivas hasta conseguir ganar en 1992 el campeonato senior TT de la isla de Man con la Norton F1 pero a pesar de los éxitos deportivos los problemas financieros pusieron fin a la producción de los rotativos.

En Octubre de 2008 el empresario Stuart Garner se hace con los derechos de la marca Norton y anuncia el regreso de una moto con motor rotativo, la NRV588 (figura 23). El prototipo fue creado en 2006 por Brian Crighton que estaba basado en un diseño de 1995. La NRV588 contaba con un motor Wankel de 588 c.c. de 170 CV a 11500 rpm con un peso de tan solo 130 kg en seco.

Recientemente Brian Crighton abandonaba Norton para crear su propia empresa *Crighton Racing* [7] que sigue trabajando en el desarrollo de una nueva moto con motor rotativo de 700 c.c. llamada CR700P (figura 23). La nueva moto ofrece unas cifras peso/potencia impresionantes con 200 CV a 11000 rpm y tan solo 136 kg en seco, superando las cifras de las actuales motos de Grandes Premios. A diferencia de su predecesora, la CR700P está refrigerada por el innovador sistema de enfriamiento por gas presurizado Rotron que garantiza mantener las prestaciones de potencia constantes a altas revoluciones, reduciendo al mínimo los desgastes y elevadas temperaturas, que siempre fueron las asignaturas pendientes del motor rotativo.



Fig.23: De izquierda a derecha: La NRV588 y la CR700P con Brian Crighton

3.2 MOTIVACION DE LA ELECCION DEL MOTOR WANKEL

Como es sabido el ser humano siempre está inmerso en superar los límites de su propia imaginación, buscando constantemente nuevos desafíos y aplicando nuevas fórmulas para lograr superar los records alcanzados. Es este espíritu el que ha motivado elegir un motor rotativo usado en automoción (lo monta el deportivo Mazda RX8) como base para el diseño del prototipo, además de sus altas prestaciones y compacto tamaño que lo hacen muy atractivo para el uso en una moto.

La fabricación de esta clase de prototipos no es una práctica tan habitual en Europa como en otros países, ya que la Administración utiliza los certificados de homologación como una barrera técnica inicial, y controla y supervisa que los productos fabricados cumplen con ese certificado y con los ensayos que realizan los servicios técnicos homologados a tal fin.

En países como EEUU existe la autocertificación que hace que sea el fabricante el que realiza sus propios ensayos y declara su conformidad a la Administración, haciendo al fabricante como único responsable de sus productos, por lo que la autocertificación abre la puerta a toda clase de prototipos innovadores, haciendo que la inventiva de los fabricantes y el desarrollo de nuevos productos sea ilimitada.

En la figura 24 se muestra hasta dónde pueden llegar las iniciativas de ciertos fabricantes con una Administración más flexible. A la izquierda aparece la Dodge Tomahawk que monta el motor V8 del Dodge Viper con 500 CV y a la derecha la

MTT Y2K, la moto homologada (en EEUU) para calle más rápida del mundo que monta una turbina Rolls Royce Allison de 350 CV.



Fig.24: Dodge Tomahawk y MTT Y2K

Los datos técnicos del motor Wankel destacan por sus reducidas dimensiones, bajas vibraciones y su elevada relación peso/potencia, siendo casi de 2 CV por kilogramo. Dispone de un reducido número de piezas para su funcionamiento lo que disminuye las probabilidades de avería, que en tal caso y debido a su idea sencilla y elegante de funcionamiento permitiría continuar la marcha aunque su rendimiento lógicamente bajaría.

Los datos principales del motor rotativo del Mazda RX8 se muestran en la siguiente tabla:

Cilindrada [c.c.]:	2 x 654
Potencia máxima [CV (kW)/rpm]:	231(170) / 8200
Par máximo [Nm/rpm]:	211/5500
Peso [kg]:	124
Medidas [mm]:	622 x 509 x 390

Tabla 1: Ficha técnica del motor rotativo

CAPÍTULO IV: DISEÑO DE UN CHASIS

Si se comparan los diseños de las motos de los años 50 con motos actuales se puede ver que ambas poseen prácticamente los mismos elementos, horquilla delantera montada en la columna de la dirección, chasis, basculante, e incluso la posición del piloto no ha cambiado. El concepto global de las motos hoy en día es muy similar al de épocas pasadas, la diferencia está únicamente en las mejoras debidas a la evolución de nuevos materiales, las nuevas tecnologías, y sobre todo el desarrollo de la informática, es la que dictamina el camino a seguir. Anteriormente se diseñaban los chasis mediante prueba y error que suponía costes elevados y grandes plazos. Hoy en día con el desarrollo de los software de diseño gráfico se pueden generar prototipos en muy poco tiempo, modificar, analizar y simular con bastante exactitud el comportamiento de la estructura bajo sollicitaciones similares a las que se someterá en la vida real, sin necesidad de fabricarlo para llevar a cabo ensayos en la realidad, reduciendo significativamente los costes y los tiempos de desarrollo.

A continuación se describen los pasos habituales para llevar a cabo el diseño por ordenador de un chasis de motocicleta.

- Lo normal es basarse en las dimensiones del motor como punto de partida y en adelante establecer el resto de geometrías como por ejemplo: la distancia entre ejes, dimensiones de las suspensiones, del basculante, diámetro de las ruedas y sistema de dirección. Este paso es muy importante ya que se establecen las bases de la motocicleta, de ello dependerá posteriormente su aspecto, su distribución de pesos entre el eje delantero y trasero, su centro de gravedad. Todo ello afectará a su comportamiento en el futuro.
- Haciendo uso de un software de diseño gráfico, como es el elegido, Creo Elements/Pro Edición Estudiante, que se tratarán sus bondades más adelante, se procede a diseñar los elementos descritos anteriormente para tener una primera aproximación del chasis, el cual sufrirá diversas modificaciones a lo largo del proceso de diseño hasta llegar al modelo definitivo. Las herramientas de diseño mecánico facilitan mucho esta labor

debido a que se puede modificar cuantas veces sean necesarias hasta obtener el diseño óptimo.

- Una vez diseñado se somete al chasis a las solicitaciones que se encuentran habitualmente en la vida real. Mediante el Método de Elementos Finitos (MEF) y con la ayuda del software Creo Elements/Pro (figura 25) que dispone de un módulo específico de simulación mecánica, se evalúa los esfuerzos y deformaciones que provocan sobre el modelo las cargas longitudinales como son las frenadas y las aceleraciones, las cargas verticales como son el peso de la moto y piloto, o los momentos flectores y de torsión, que son producidos por ejemplo, a la hora de negociar una curva.
- Si los resultados obtenidos de estos análisis se dan por válidos, el protocolo de diseño inicial habría terminado en espera a su fabricación y su posterior realimentación frente a ensayos físicos, pero si no se diesen por válidos, se deberá rediseñar hasta alcanzar los niveles de rigidez requeridos frente a los esfuerzos establecidos.

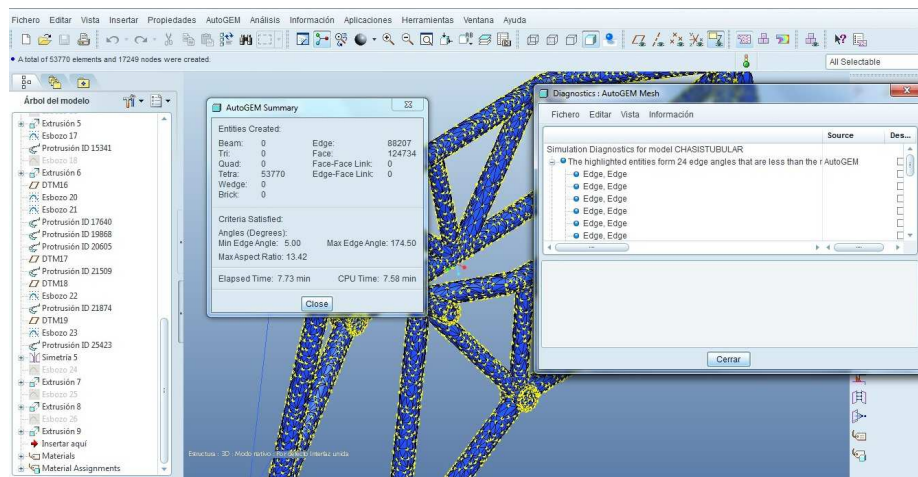


Fig.25: Mallado del chasis para el cálculo por MEF

4.1 MATERIALES

Anteriormente se ha hablado de los parámetros geométricos de una moto y como cabe esperar, éstos deben mantenerse entre unos valores adecuados durante un tiempo razonable de vida útil para todas las condiciones normales de uso, y es aquí

donde los materiales que se usen jugarán un papel fundamental para cumplir dicho cometido. Se decía en el punto 2.5 que debe existir un compromiso entre el uso de la motocicleta, los materiales y el coste. Es de lógica pensar que para una moto de fabricación en serie como pueda ser un ciclomotor, un coste extra por utilizar los últimos avances en materiales no estará justificado, al contrario pasará con un prototipo de competición donde, el menor peso será lo prioritario. Es aquí donde interviene una correcta elección del material y se debe tener unas consideraciones previas antes de elegirlo. Las propiedades que más interesan son la resistencia, ductilidad, rigidez, densidad, coste y métodos de unión. A continuación se describen brevemente las más importantes:

- Para definir la **resistencia** de los materiales se utilizan especialmente los términos, tensión de rotura y límite elástico. La tensión de rotura es aquella a la que el material rompe completamente y el límite elástico es la tensión en la que el material comienza a experimentar la deformación permanente. Si se aplica más carga por encima del límite elástico se llega al límite de rotura, y el material se romperá. La **ductilidad** nos marca el tipo de rotura que sufre el material, si el material sufre una gran deformación antes de romperse, se dice que es dúctil, si por el contrario rompe inesperadamente, es frágil y la fragilidad aumenta conforme aumenta la resistencia. En general un material dúctil soporta cierto nivel de sobrecarga sin llegar a romperse totalmente, de ahí que sea preferible para el uso en la fabricación de chasis frente a materiales frágiles.
- La **rigidez** es la relación entre la carga aplicada y la deformación que produce definiéndose mediante el Módulo de Young, es decir cuanto mayor sea éste mayor rigidez. Un chasis debe ser lo suficientemente rígido para soportar sin problema las condiciones de cargas en su uso normal y no sufrir deformaciones tal que haga que la conducción de la motocicleta sea prácticamente imposible.

Un chasis rígido aporta mucha estabilidad en curva, favoreciendo la trazada, pero hace más complicado gestionar la entrada en curva de la moto y variar su trazada. Por consiguiente, un chasis rígido no acepta demasiados fallos a

la hora de trazar una curva, y por ello en motos deportivas que son las que portan los chasis más rígidos, se aconseja previa experiencia.

La tendencia actual en el diseño de chasis es hacer estructuras muy rígidas a torsión y que permitan cierta flexión lateral, que ayude a absorber los baches cuando la moto está muy inclinada.

- La **densidad** mide la masa por unidad de volumen, por lo que a igualdad de tamaños se puede comparar las masas de distintos materiales, siendo la elección del material más liviano el objetivo principal para la fabricación del chasis.

A continuación se enumeran los materiales más utilizados [8]:

- **Acero:** es una aleación de hierro con una cantidad de carbono variable entre el 0,03% y el 1,76% en peso de su composición. Es el material más usado en la fabricación de chasis, maleable, relativamente dúctil y muy tenaz, con un coste bajo. Se puede soldar con facilidad y las técnicas de manipulación están muy desarrolladas.

El acero posee un nivel de tensión llamado límite de fatiga (los cambios continuos de tensión producen la fatiga), por debajo del cual nunca fallara por muchos cambios o número de ciclos inversos de trabajo que se produzcan, característica ésta muy importante, ya que si un chasis está sometido únicamente a las cargas normales de su uso, la causa más probable de rotura será la fatiga.

- **Aluminio:** se trata de un metal ligero, dúctil, maleable, que posee alta resistencia a la corrosión gracias a una película muy delgada de óxido de aluminio que la protege del ambiente. El aluminio puro es mecánicamente blando, de ahí que adecuadamente aleado alcance características de resistencia similares al acero. Cabe destacar sus propiedades frente a la fatiga, ya que si se somete a ciclos inversos de trabajo con el tiempo terminará fallando aunque la tensión sea muy baja. Supera al acero en coste.

- **Fibra de carbono:** material constituido por finos filamentos de carbono. Sus propiedades mecánicas son similares al acero y es tan ligera como la madera o el plástico. Supera al acero por su alta resistencia al impacto y una baja densidad, pero le penaliza su elevado precio de producción.
- **Titanio:** Es un metal maleable, dúctil, soldable con técnicas sofisticadas, de gran tenacidad, muy resistente a la tracción y a la corrosión. Comparado con el acero, es mucho más ligero pero es mucho más costoso.
- **Magnesio:** Es el metal estructural más ligero en la industria, es muy atractivo debido a su bajo peso y alta capacidad para formar aleaciones mecánicamente resistentes. Pero se convierten en desventajas su elevado coste y las dificultades que presenta para la soldadura. Destacar también su vida limitada frente a la fatiga y la corrosión.

4.2 ANALISIS ESTRUCTURAL

Como ya se vió anteriormente en el punto 4.2, la rigidez de los chasis es un tema fundamental para la manejabilidad de la motocicleta pero más importante aún es saber cuál es el valor adecuado de la deformación de la estructura, es decir saber calcular su rigidez [9].

La forma real de medir la rigidez de una moto es compleja, ya que cuando una moto está rodando las cargas se aplican sobre los neumáticos, llantas, horquilla y basculante. De nada sirve tener un chasis muy rígido si la horquilla no presenta una rigidez aceptable y viceversa. Los ensayos que se presentan a continuación nos sirven para estudiar la rigidez de un chasis en concreto, pero no nos aportan ningún tipo de información sobre qué es lo que le ocurre a éste, es decir a qué cargas está sometido en la vida real. Sin embargo se debe buscar un método para poder analizar chasis aunque no se pueda establecer una similitud directa con la realidad.

Normalmente se llevan a cabo ensayos sobre los elementos individualmente en los que no están presentes los demás como es lógico. Los ensayos consisten en anclar el chasis por el eje del basculante y aplicar cargas en la columna de la dirección. Durante el funcionamiento normal de la moto las solicitaciones se dan de forma combinada pero durante los ensayos se van a aislar los diferentes estados de carga para tener de una forma independiente las tres deformaciones principales que podría sufrir un chasis durante su funcionamiento.

- **Rigidez a flexión lateral:** si se aplica la carga lateralmente a la altura de la pipa de dirección, se mide la rigidez que presenta el chasis a la flexión lateral. Esta situación puede encontrarse cuando la moto se cae estando en parado. Tras el impacto la fuerza se transmite del manillar a las tijas que unen las barras de la suspensión delantera con la columna de la dirección. En la figura 26 se puede ver el ensayo teórico gráficamente.

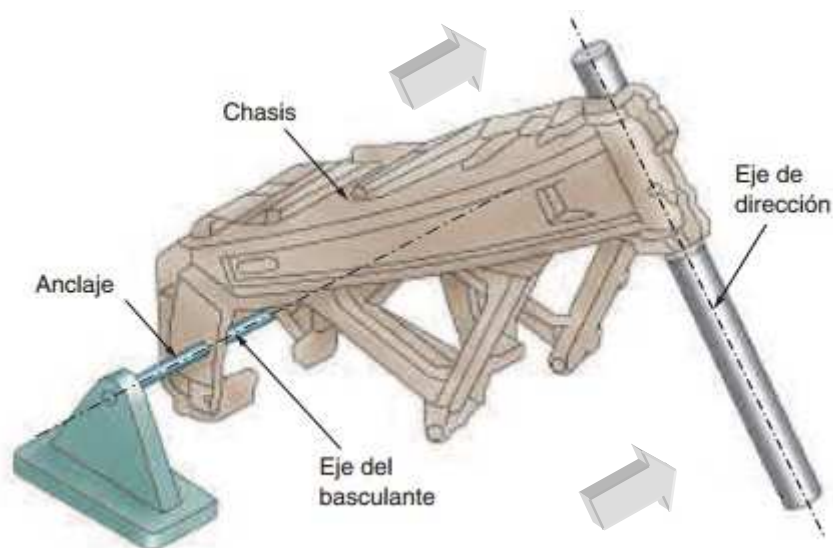


Fig.26: Rigidez a flexión lateral

- **Rigidez torsional:** si teóricamente se aplica un par de fuerzas de misma magnitud y sentidos opuestos alrededor del eje longitudinal de la moto se mide la rigidez torsional (figura 27). Este momento simularía las fuerzas que ejercería el piloto al negociar una curva tanto al entrar en ella como durante su paso hasta su salida. Si la trayectoria de la curva es a izquierdas, el piloto ejercerá primero sobre el manillar una fuerza en el sentido

contrario (hacia la derecha), y este impulso provoca que se mueva el centro de gravedad generando una inestabilidad que la moto trata de contra restar inclinándose hacia el lado contrario (a la izquierda). Esta técnica se llama contramanillar y se aplica al inicio de la inclinación. También se producen torsiones en el chasis mientras el piloto está dentro de la curva, ya que los puntos de contacto de los neumáticos con el asfalto no están alineados con el eje longitudinal de la moto.

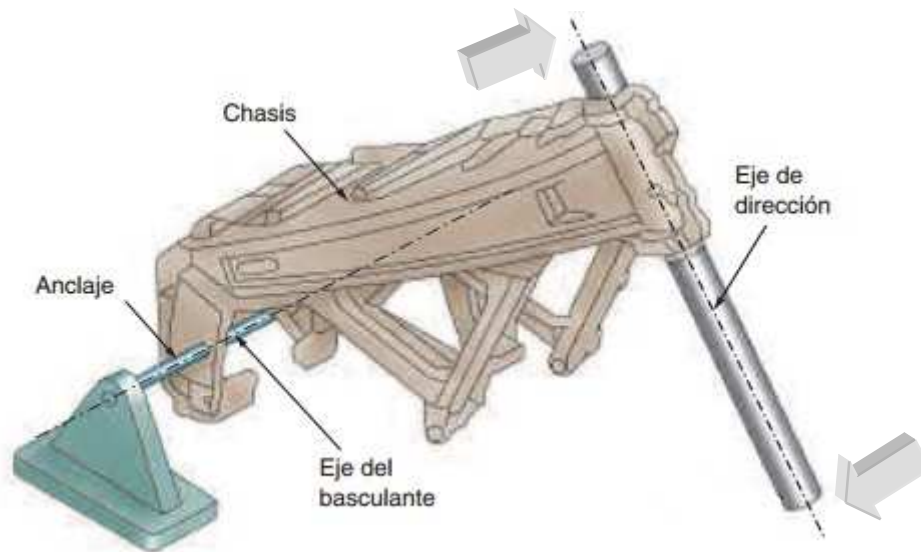


Fig.27: Rigidez torsional

- **Rigidez a flexión longitudinal:** si el par de fuerzas se aplica girando alrededor del eje transversal de la moto como se muestra en la figura 28, se estaría frente a los momentos generados tras las frenadas/aceleraciones en la columna de la dirección. Sobre todo en las frenadas es donde se dan las sollicitaciones más exigentes. El equipo frenante delantero, transmite el par de fuerzas sobre las barras de la suspensión y éstas a su vez la transmiten a la columna de la dirección

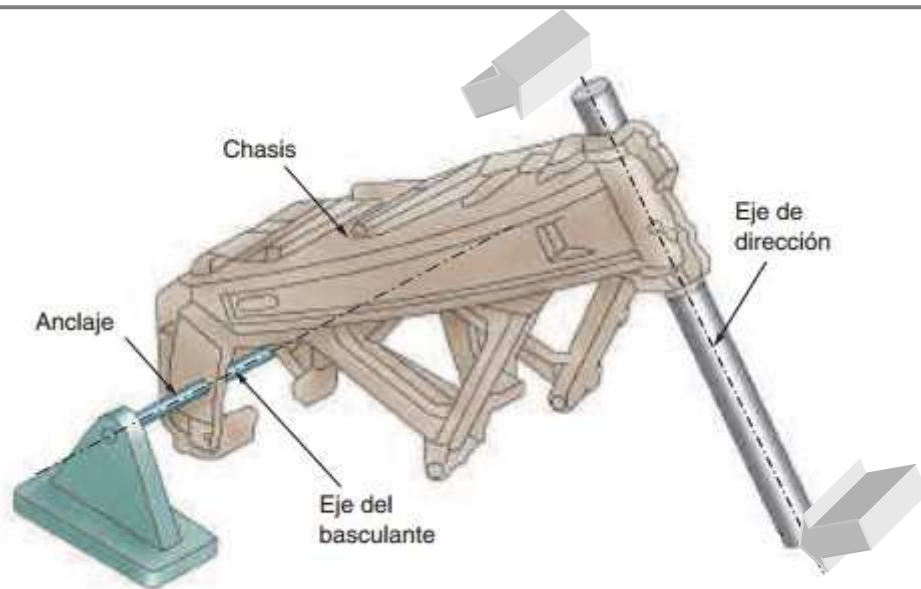


Fig.28: Rigidez a flexión longitudinal

4.3 SOLUCIONES CONSTRUCTIVAS

En la actualidad los grandes fabricantes hacen motos convencionales pero muy evolucionadas, es decir poseen gran cantidad de electrónica como por ejemplo: ABS, acelerador electrónico, sistemas de control de tracción, control de caballito, suspensiones activas, etc pero las variaciones en el diseño y la geometría son escasas o casi nulas. De ahí que en origen las motos de la mayoría de los fabricantes actuales basan sus diseños de chasis en dos estructuras básicas, el tipo viga o el de estructura triangulada.

Se han diseñado dos modelos con las geometrías básicas obteniendo agilidad en el manejo de la herramienta de diseño gráfico Creo Elements/Pro pero solo se va a estudiar en profundidad tan solo uno de ellos tras la deliberación de cual es el elegido. Estos chasis están inspirados en los diseños de otros fabricantes ya que eso nos da una garantía inicial de que se obtiene un buen resultado. A continuación se muestran los chasis diseñados y en el capítulo V se explicarán cómo se han realizado.

El tipo viga (figura 29) pero en formato de doble viga, es el más usado por la mayoría de los fabricantes actuales y el de estructura triangulada (figura 30) lo

llevan a cabo fabricantes con gran tradición que han hecho de este tipo de chasis su seña de identidad.

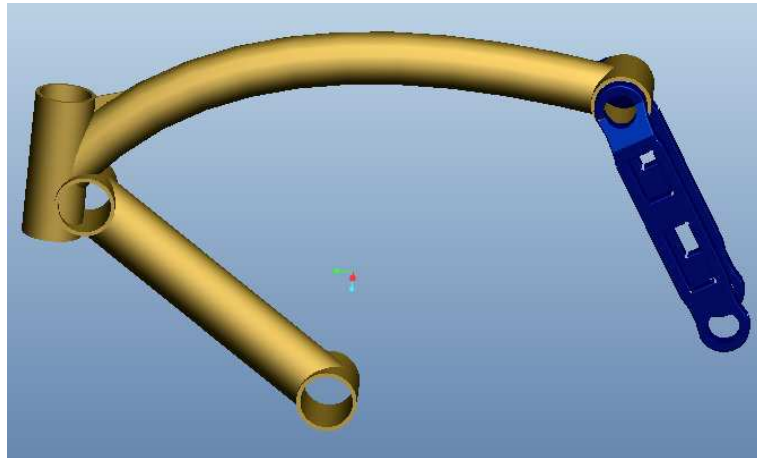


Fig.29: Chasis monoviga o espina central diseñado en Creo Elements/Pro

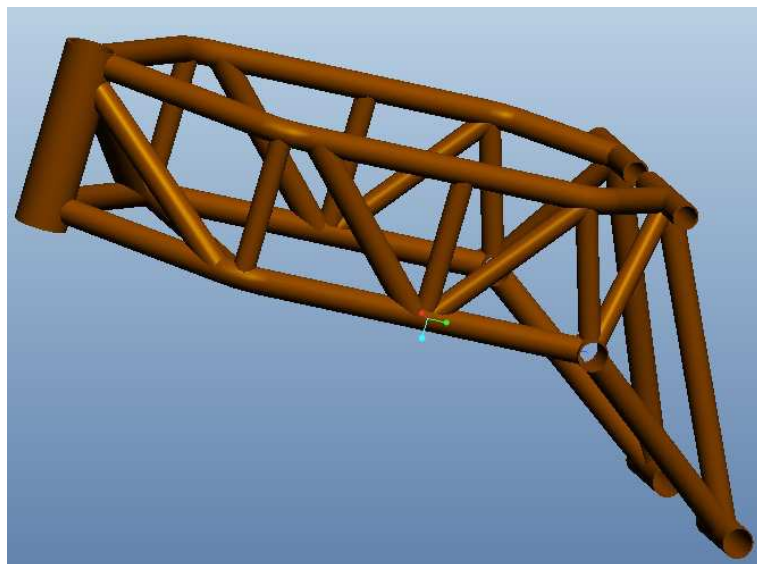


Fig.30: Chasis multitubular triangulado diseñado en Creo Elements/Pro

El hecho de que se usen grandes secciones para el chasis monoviga o espina central es para obtener gran rigidez ante cargas de torsión y flexión. Observando la figura 31 se puede ver que aplicando la misma fuerza F radialmente a dos tubos de longitud L , del mismo peso, pero de distinto diámetro, uno de sección D y otro de $1/2D$, el tubo de mayor diámetro experimentará cuatro veces menos flexión que el tubo menor. De esta forma, la resistencia a una carga lateral es cuatro veces mayor cuando el diámetro se duplica. Aunque también en esto hay que alcanzar un compromiso entre el espesor del tubo y el diámetro, ya que en la práctica si se

aplica este principio hasta los extremos, se llegaría a fabricar tubos de gran diámetro pero un espesor tan fino como el papel, provocándose la rotura del tubo al aplicar una carga.

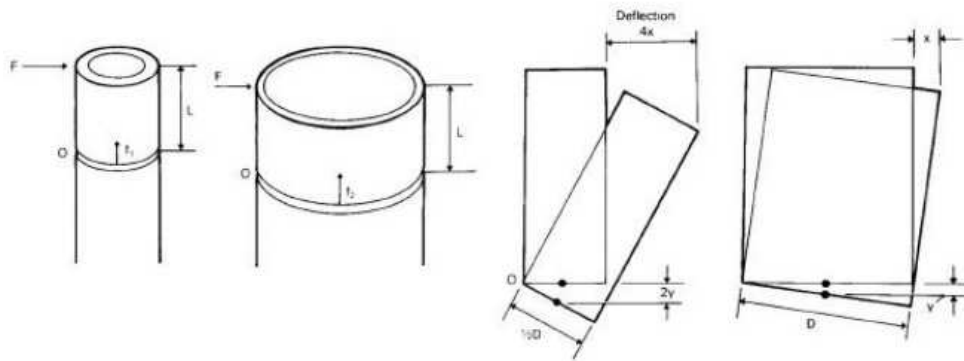


Fig.31: Rigidez relativa de tubos del mismo peso y diámetros distintos

Para poder decidir cuál de los diseños resulta el mejor, se debe tener en cuenta aspectos objetivos como son su comportamiento frente a las solicitaciones o subjetivos como son sus cualidades estéticas. Es innegable el atractivo del chasis multitubular frente a la sobriedad del chasis de espina central; o por ejemplo, su dificultad y complejidad a la hora de fabricarlo, como es el caso de las interminables soldaduras que necesitará el chasis multitubular frente a las del chasis de espina central. Resulta difícil decidirse por uno pero si se compara su comportamiento frente a la rigidez quizá ayude a desequilibrar la balanza en uno u otro sentido. Para ello se tomarán los resultados de un estudio ya realizado que aparece en la documentación consultada [4] donde se comparan las dos estructuras de geométricas básicas en su formato más simple. Los tubos cumplen las condiciones expuestas anteriormente, misma longitud, mismo peso pero diferente diámetro y esto se consigue variando el espesor del tubo.

Los ensayos (figura 32) realizados a estas dos estructuras son frente a rigidez torsional y flexión lateral para diferentes espesores y diámetros, y diferentes uniones. El ensayo del primer caso consiste como anteriormente se veía en fijar el chasis por la parte de unión con el basculante y ejercer un par de fuerzas F de sentido contrario en la columna de la dirección provocando un momento torsor, retorciendo la estructura. Se procede de igual forma, fijando la unión del basculante

pero aplicando el par de fuerzas F en el mismo sentido se consigue obtener la rigidez frente a flexión lateral.

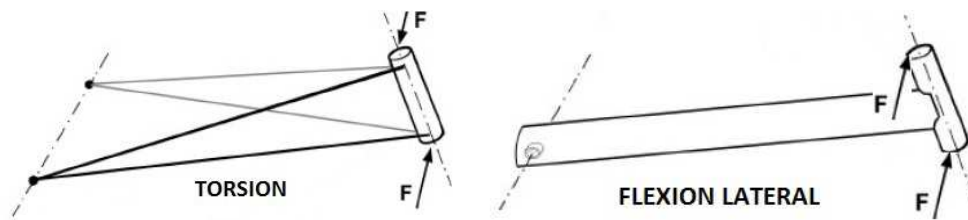


Fig.32: Ensayos en los chasis elegidos

Observando los resultados (tabla 2) se puede concluir que la estructura que mejor se comporta frente a la rigidez lateral es el chasis triangular, consiguiendo unos valores realmente altos frente al chasis monoviga, que se ve altamente influenciado por el espesor de la pared del tubo. De cara a la rigidez torsional, destaca tímidamente el chasis monoviga, pero es debido a que en el ensayo se ha usado un tubo recto que se une directamente desde el basculante a la columna de la dirección, cosa que en la práctica no ocurre, como es la propuesta alternativa con un tubo curvo y unión mixta con placas al basculante. Además, el chasis triangulado tiene una gran rigidez lateral inherente y se puede obtener una mayor rigidez por tener diversos tubos más pequeños unidos entre si, que aumentan la rigidez a tracción y a compresión. Por lo que, por estas razones y porque estéticamente resulta más atractivo la opción elegida será el multitubular. Además, este tipo de chasis son compatibles con varios estilos de moto, naked, deportiva, trail, y lo que también se busca actualmente es la polivalencia de uso en los chasis.

Tipo de estructura y tamaño del tubo	Rigidez lateral normalizada %	Rigidez torsional normalizada %
Espina circular - 100 mm diam x 1.0 mm pared	100	100
Espina circular - 75 mm diam x 1.34 mm pared	56	56
Triangulado - 18.75 mm x 1.5 mm -- articulado	411	36
Triangulado - 18.75 mm x 1.5 mm -- soldado	413	39
Triangulado - 28 mm x 0.91 mm -- articulado	393	37
Triangulado - 28 mm x 0.91 mm -- soldado	399	42

Tabla 2: Resultados de los ensayos a rigidez

El siguiente punto a decidir es el tipo de material a utilizar [10]. Haciendo uso de los datos reflejados en el apartado 4.2 donde el acero destacó por ser el más usado entre los fabricantes de chasis multitubulares, por tener buenas propiedades mecánicas y de unión, y además ser el más económico, todo ello hace que la elección sea elegir un chasis triangular multitubular de acero. Dentro de los diversos tipos de aceros, hemos seleccionado los aceros aleados que tengan un alto límite elástico y presenten fácil soldabilidad. Hay una amplia variedad de aceros aleados, la mayoría contienen en mayor o menor proporción Magnesio que se emplea para neutralizar la presencia dañina de azufre y oxígeno durante los tratamientos de fabricación. Níquel, que entre otras propiedades aumenta el límite de elasticidad, Cobre que se utiliza para mejorar la resistencia a la corrosión, y el Cromo y el Molibdeno que sirven para aumentar la dureza y resistencia a la tracción, desgaste y la inoxidabilidad.

La elección es un acero aleado ALS 460, es decir con límite elástico de 460 N/mm². Otro de los valores importantes es la resistencia a tracción que está situada entre los 550 y los 720 N/mm² para espesores menores de 4 mm.

En la tabla 3 se presenta los datos específicos del acero seleccionado:

Propiedades Acero	Valores
Densidad [T/mm ³]	7,82708e -09
Coefficiente de Poisson	0,27
Módulo de Young [MPa]	199948
Coefficiente de expansión térmica [(°C) ⁻¹]	1.17e -5
Límite elástico [N/mm ²]	460
Resistencia a tracción [N/mm ²]	550-720

Tabla 3: Propiedades del acero ALS 460

CAPÍTULO V: MODELADO DEL CHASIS CON CREO ELEMENTS/PRO

El dibujo constituye el lenguaje gráfico que se emplea para transmitir los conceptos, procesos o simplemente instrucciones de una forma clara, precisa y rápida. Puede ser mediante un simple croquis realizado a mano alzada, planos delineados manualmente a tinta o bien utilizar un software de diseño asistido por ordenador, CAD (Computer Aided Design).

Los programas modernos de diseño asistido por ordenador ofrecen una gran potencia de cálculo y almacenamiento que nos permiten realizar diseños de formas y conjuntos de sólidos antes inalcanzables. Estas herramientas permiten modelar todo en función de parámetros, esto hace que el CAD sea muy eficaz, tanto por la facilidad de corrección y precisión, como por la facilidad de manejar procesos repetitivos. Además, en la actualidad el uso de estas técnicas son imprescindibles para hacer frente a un mercado cada vez más competitivo que exige productos de mayor calidad a un precio bajo y estas herramientas reducen costes, tiempos de ejecución y aumentan la precisión consiguiendo aumentar la calidad de los productos.

Dentro de las aplicaciones de CAD, en el mercado actual existen numerosas herramientas (Creo Elements/Pro, CATIA, Unigraphics, Solid Edge, etc), que ofrecen multitud de aplicaciones, prestaciones y precios. Existen programas de carácter general válidos para cualquier ámbito y otros específicos desarrollados para áreas de producción y servicios concretos.

Los programas modernos más usados en la industria suelen ser capaces de intercambiar información con otros programas de diseño, obteniendo el máximo rendimiento de ambas aplicaciones al exportar datos de uno a otro. Permiten crear un modelado de un producto en un programa de diseño específicamente para ello y después exportar dicho diseño a un programa de simulación para tratar de imitar la realidad de la forma más precisa posible.

5.1 HISTORIA

El programa de diseño gráfico en 3D Pro/Engineer (actualmente Creo Elements/Pro) se lanzó en 1988 por la empresa PTC Corporation (Parametric Technology Corporation) que desde 1985 cuando fue fundada, vende soluciones tecnológicas para lograr que sus clientes adquieran ventajas continuas en sus productos y servicios [11].

Con el lanzamiento del Pro/Engineer se convirtió en la primera empresa en crear un software de modelado de sólidos paramétrico. El diseño paramétrico utiliza dimensiones, rasgos y relaciones para captar el comportamiento deseado del producto.

Es un software asociativo basado en funciones, es decir las soluciones integradas CAD/CAM/CAE de Creo Elements/Pro tienen como ventaja que los cambios realizados en el diseño se asociarán automáticamente al resto de elementos que estén relacionados. Por lo que Creo Elements/Pro es una aplicación más del amplio sistema de desarrollo de productos que suministra PTC Corporation como son por ejemplo: Mathcad, que es un software para resolver, documentar y compartir cálculos de ingeniería. Así como Windchill, que realiza un seguimiento, almacena y comparte de forma segura todas las versiones e iteraciones de los modelos CAD creados en Creo Elements/Pro o en otras aplicaciones de diseño, lo que garantiza que todos utilizan la misma información.

5.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

Se ha utilizado el programa de diseño Creo Elements/Pro versión estudiante gracias a la licencia facilitada por la universidad Carlos III, además es un software de grandes prestaciones y rentabilidad asegurada respecto a la inversión realizada en CAD en 3D, ya que su menor precio dista bastante de los programas de gama alta sin perder funcionalidad.

Algunas de las características destacables de este programa se detallan a continuación:

- Creación de esbozos.
- Modelado de piezas sólidas 3D.
- Modelado de conjuntos.
- Diseño de planos detallados: planos 2D y 3D.
- Creación técnica de chapas.
- Funciones de soldadura para diseño de estructuras soldadas.
- Creación de prototipos virtuales 3D.
- Importación de datos de AutoDesk Inventor, Solidworks y AutoCAD 2012.
- Completa biblioteca de piezas, funciones y herramientas.
- Más de 200 cursos gratuitos a través de PTC Learning Connector.

5.3 METODOLOGIA DE DISEÑO

El modelado de sólidos con Creo Elements/Pro consiste en ir construyendo el sólido, a base de ir combinando de modo secuencial distintas funciones. Cada una de estas funciones queda registrada en el “árbol del modelo”. El modelado se puede realizar de muchos y diversos modos, es conveniente conocer las funciones disponibles para poder combinarlas adecuadamente. Se puede llegar a la misma solución geométrica utilizando diferentes funciones y creando diferentes “árboles” pero se tiene que tener en cuenta que según se vayan utilizando las funciones se van generando “dependencias”, esto quiere decir que al estar basado en parámetros (dimensiones), al variar uno de estos parámetros puede variar fácilmente la geometría del modelo asociado a este parámetro, configurándole mayor flexibilidad al diseño. Por lo tanto, antes de empezar a diseñar es conveniente tener claro:

- Que es lo que se quiere conseguir.
- Saber cuáles son las especificaciones de partida.
- Conocer cuántos elementos formarán nuestro sólido.
- Y como se conectarán entre ellos.

5.3.1 ENTORNO GRAFICO

Lo primero que se encuentra el usuario según comienza a usar la aplicación Creo Elements/Pro [12] es una ventana gráfica muy sencilla y clara de entender que está compuesta por una serie de menús que se describen en la figura 33.

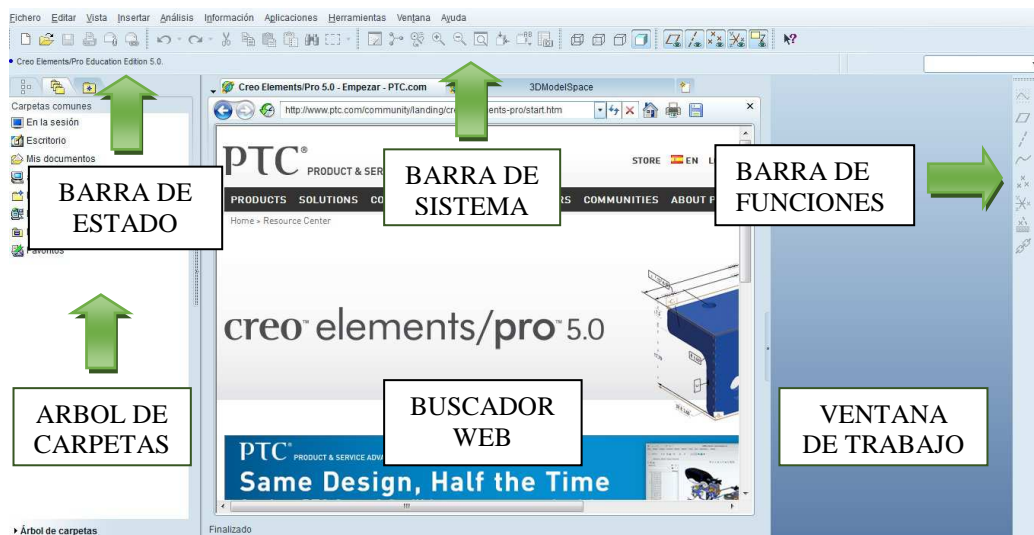


Fig.33: Ventana gráfica de Creo Elements/Pro.

- Ventana de trabajo

En esta ventana es donde se visualiza el trabajo que se realiza en el modelado de la pieza, ensamblaje de sólidos o realización de un boceto.

- Barra de sistema

En esta barra se encuentran los comandos típicos de cualquier programa que trabaja bajo Windows, nuevo archivo, copiar, pegar y también están comandos propios de Creo Elements/Pro como son los de visualización, renderizado, zoom, etc.

- Buscador web

Ayuda a buscar información online.

- Árbol de carpetas

Dentro de esta ventana la información es diversa dependiendo de si se está modelando una pieza, ensamblando un conjunto, etc, además también se pueden manejar las carpetas y buscar archivos como se veía en la figura anterior.

- Barra de funciones

La barra de funciones muestra todas las operaciones que se pueden realizar sobre la pieza. Esta barra cambiará dependiendo del entorno gráfico en el que se esté, modelando una pieza, realizando un conjunto, etc.

- Barra de Estado

Es el cuadro de dialogo que ayuda a entender las operaciones que se llevan a cabo. Esta es una barra muy importante, ya que ayuda a llevar correctamente la ejecución de la operación seleccionada facilitando información del procedimiento.

Como se observa en la figura 34, se puede iniciar un trabajo eligiendo la opción de esbozo, pieza, conjunto, etc. Se dispone de diversos archivos que van a dar lugar a diferentes opciones dentro de la barra de funciones como ya se comentó.

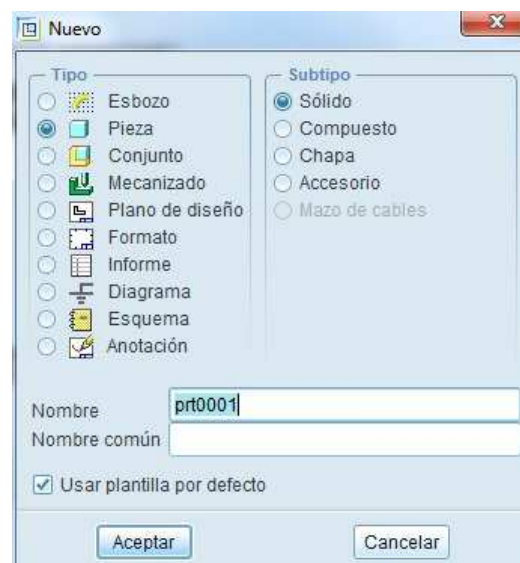


Fig.34: Elección de un nuevo trabajo

5.3.2 OPERACIONES BASICAS

Aunque el programa dispone de numerosas funciones, a continuación se van a explicar muy brevemente las más utilizadas (figura 35).

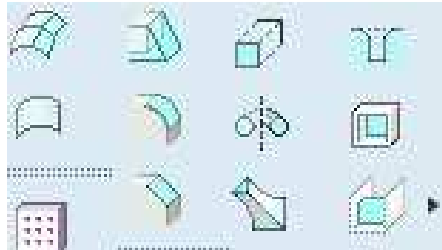


Fig.35: Funciones más habituales en Creo Elements/Pro

- **Protusión:** Añade material a la pieza. Los 4 modos de añadir material a un sólido son: Extrusión, Revolución, Mezcla y Barrido.
- **Cortar:** Elimina material del sólido y dispone de 4 formas: Extrusión, Revolución, Mezcla y Barrido.
- **Chaflán:** Permite hacer chaflanes a la pieza.
- **Agujero:** Permite agujerar la pieza.
- **Redondeo:** Podemos redondear aristas y partes del sólido.
- **Patrón:** Permite copiar funciones un determinado número de veces.
- **Simetría:** Efectúa la copia de un elemento eligiendo el plano.
- **Nervio:** Esta función añade nervios a la figura.
- **Superficie:** Vacía la parte del modelo que interese.

5.3.3 DISEÑO

Para el proceso de diseño y desarrollo del chasis multitubular se ha tenido que aprender de forma autodidacta el manejo de la herramienta consiguiendo grandes resultados en poco tiempo. Esto ayuda a motivar a las personas que parten desde un nivel iniciación en el uso de este programan hasta alcanzar un nivel aceptable de destreza y agilidad en el manejo de la herramienta, ya que es muy intuitivo. Ciertamente ayuda tener experiencia previa en el manejo de otros programas de diseño similares a éste.

Para comenzar con el proceso del modelado del chasis se han tomado previamente las medias del motor real y de sus puntos de anclaje. La aplicación que se desea que tenga este chasis es para una moto naked que se acerca a las prestaciones de una deportiva pero sin ser tan radical en su posición de conducción como éstas. Las medidas más importantes a tener en cuenta son las aportadas en la tabla 4. Las medidas de las ruedas son de izquierda a derecha, la anchura del neumático (mm), la altura del perfil (mm) y el diámetro de la llanta (pulgadas).

Dimensiones moto	Valores
Avance [°]:	25
Lanzamiento [mm]:	110
Distancia entre ejes [mm]:	1480
Medidas de las ruedas:	Delantera [120/70x17] y trasero: [180/55x17]

Tabla 4: Medidas características de la motocicleta

A continuación se muestra el proceso de diseño del chasis con Creo Elements/Pro.

Se comienza el diseño del tubo de la columna de la dirección que será el pilar central del chasis y del que partirá para desarrollar el resto del chasis. De éste parte el esbozo del larguero superior del chasis como muestra la figura 36.



Fig.36: Columna de la dirección y esbozo del larguero superior

Seguidamente se colocan los tubos laterales en forma triangulada (figura 37), los dos largueros, superior e inferior, y los anclajes del basculante (figura 38).

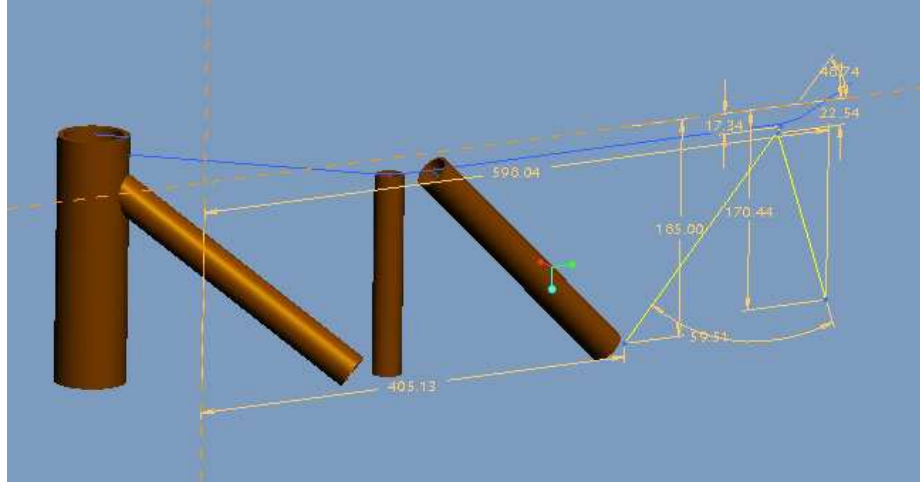


Fig.37: Cotas y primeras extrusiones de los tubos laterales

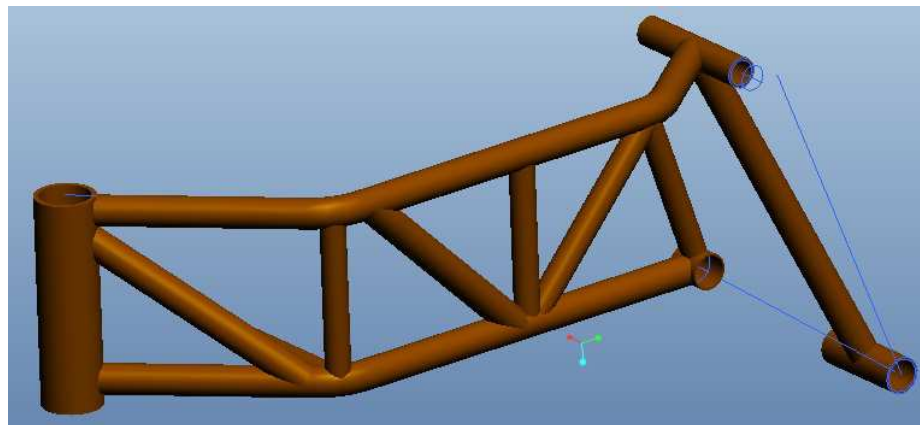


Fig.38: Chasis con los anclajes del basculante

Llegados a este punto se tienen la mitad de la estructura completada (figura 39) y utilizando la función de simetría al instante nos completa la estructura obteniendo finalmente el chasis (figura 40).

Cabe destacar que no se ha realizado la versión “Master” del chasis teniendo una representación simplificada al excluir ciertos elementos, como por ejemplo las placas de anclaje de la instrumentación y demás detalles innecesarios para la simulación. Esto nos ayudará a reducir el proceso de cálculo durante el estudio de elementos finitos que trataremos en el próximo capítulo.

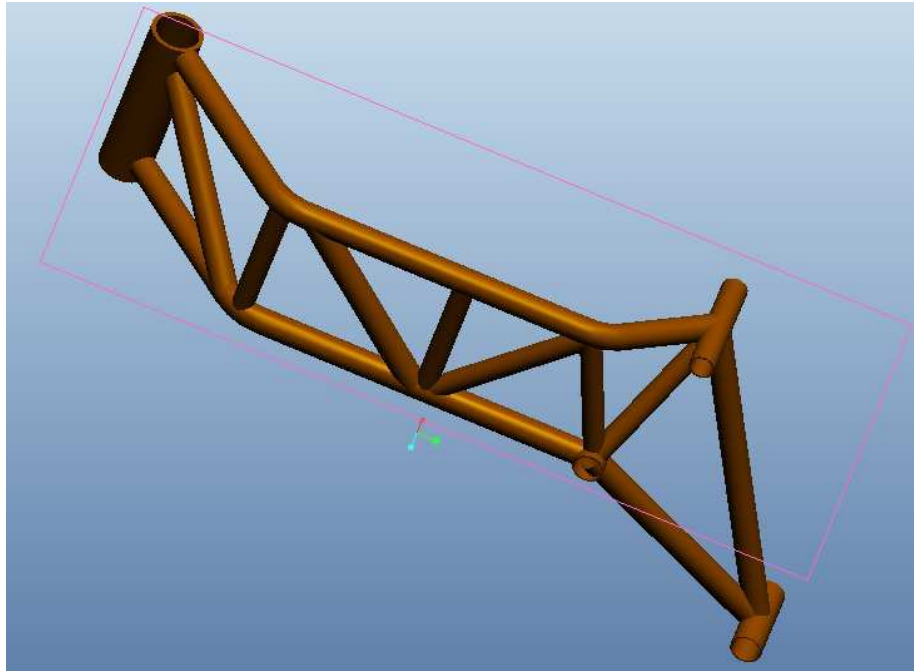


Fig.39: Estructura triangulada completada con plano de simetría

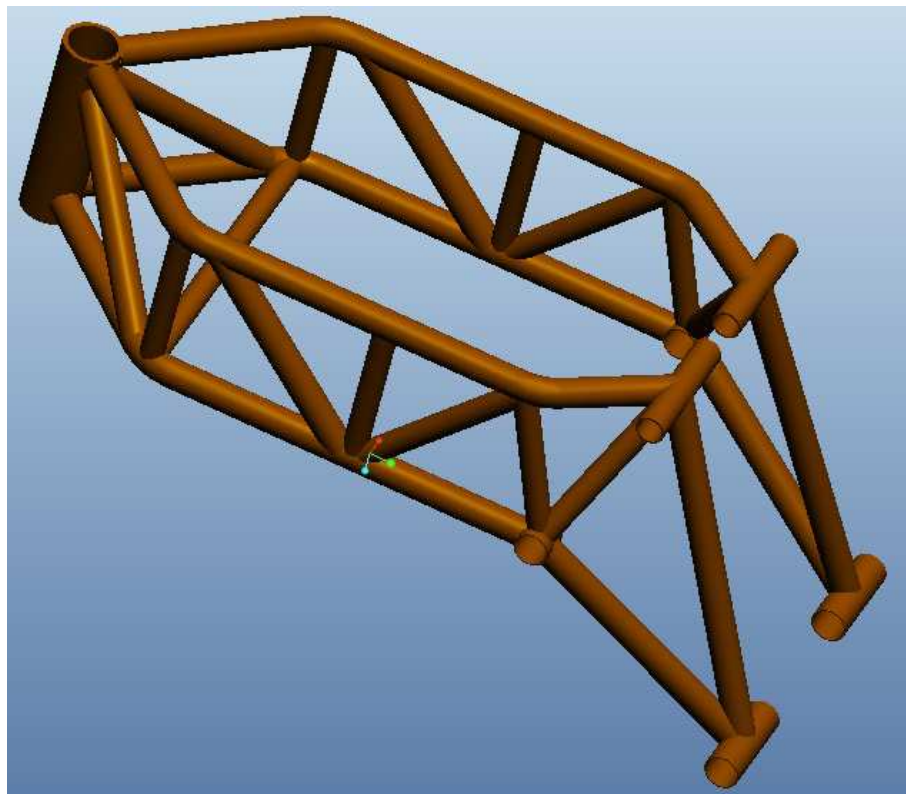


Fig.40: Chasis triangulado multitubular

En las siguientes figuras se muestran las diferentes vistas del chasis para una mejor observación de la estructura (figura 41, figura 42 y figura 43).

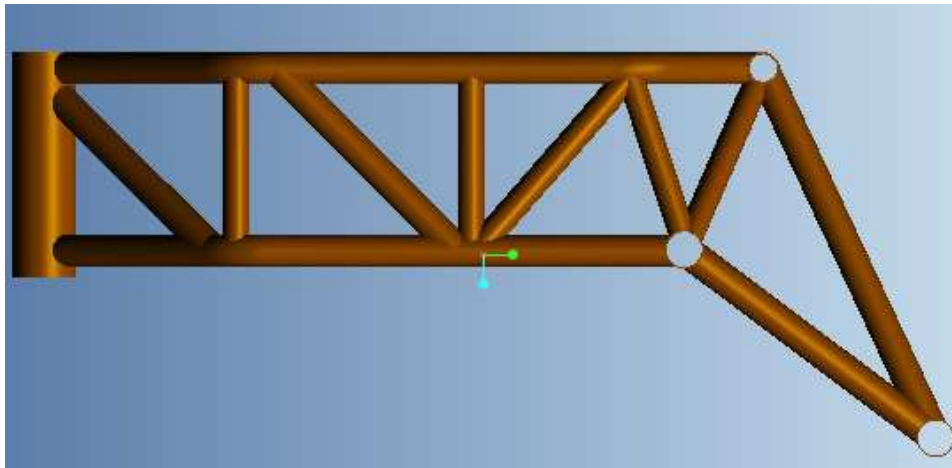


Fig.41: Vista perfil izquierdo triangulado multitubular

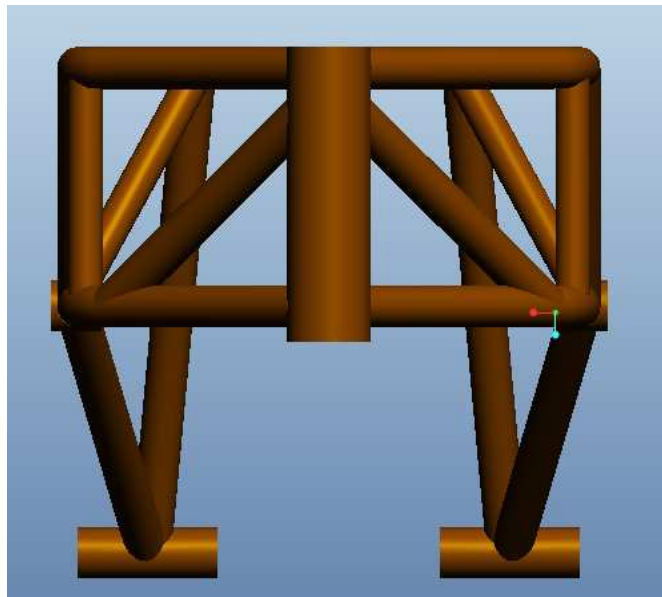


Fig.42: Vista alzado del chasis triangulado multitubular

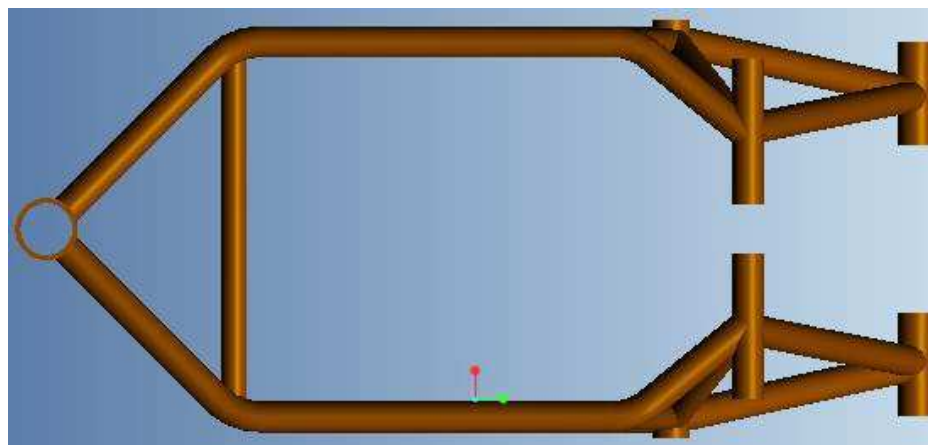


Fig.43: Vista en planta del chasis triangulado multitubular

A continuación se mostrarán y se explicarán brevemente algunas imágenes del chasis monoviga que se elaboró para la comparativa pero por las razones comentadas en el apartado 4.4 no será estudiado.

Al igual que en el caso anterior se empieza diseñando la columna de la dirección que será donde conectará la viga central (figura 44 y figura 45).

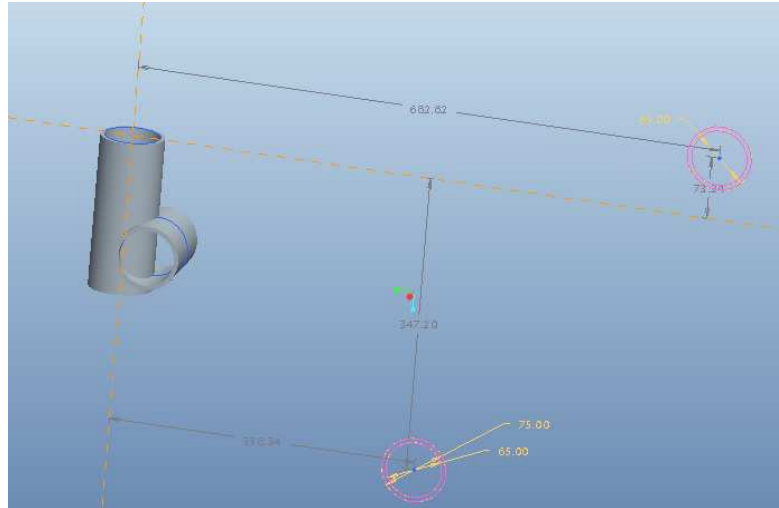


Fig.44: Pipa de la dirección del chasis monoviga

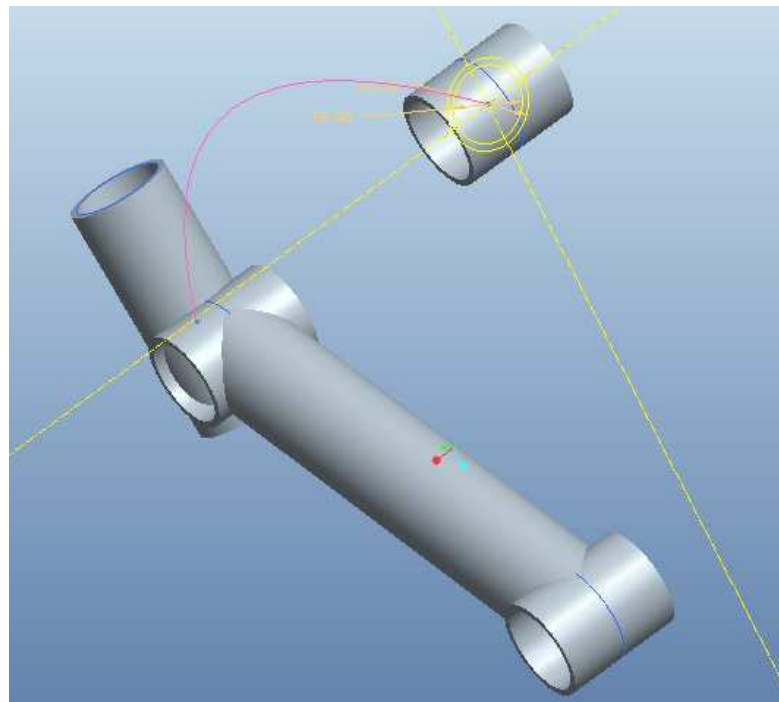


Fig.45: Esbozo de la viga central

La unión de la columna de la dirección con el basculante se hace a través de la viga central y unas placas perforadas como se pueden ver en el siguiente conjunto (figura 46).

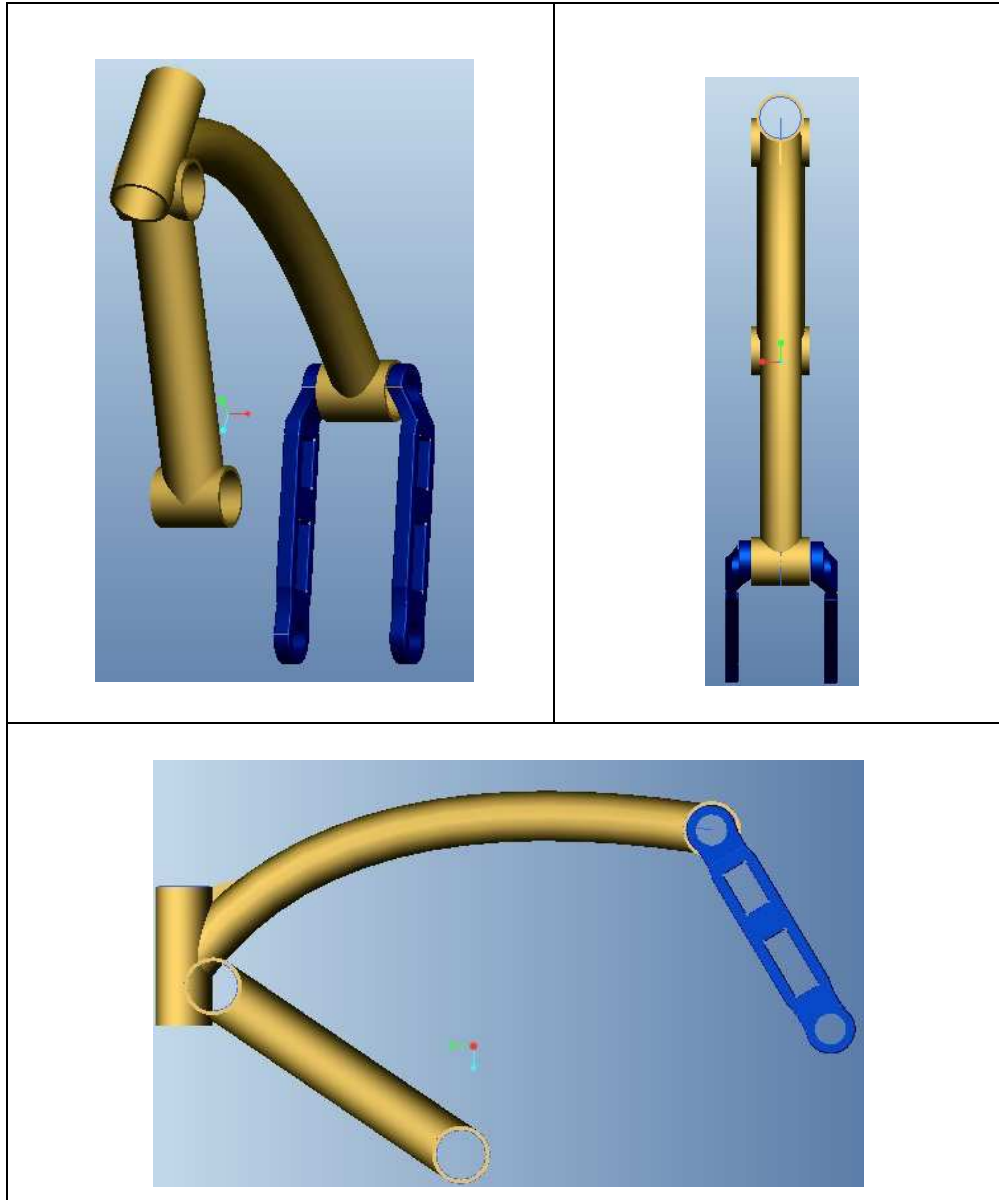


Fig.46: Diferentes vistas del chasis monoviga

Seguidamente procedemos a mostrar en diversas imágenes el diseño de varias piezas de la moto para al chasis multitubular seleccionado, dando así una visión más completa de lo que en un futuro podría ser a grandes rasgos un ejemplo de configuración del prototipo.

En la figura 47 se muestra el basculante de doble brazo multitubular con estructura reforzada en la parte superior.

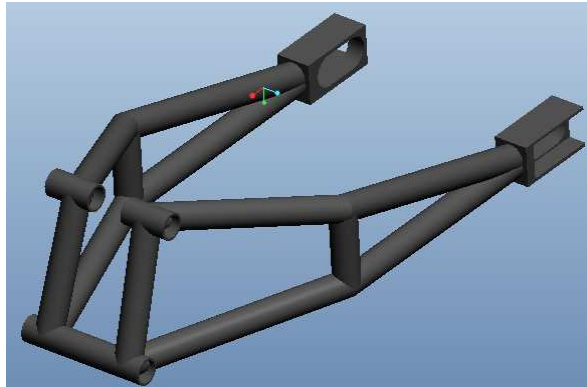


Fig.47: Basculante multitubular

En la figura 48 se muestra el mono-amortiguador central y un boceto poco elaborado del motor Wankel, ya que lo importante de cara al diseño del chasis es saber los puntos de anclaje y el volumen que ocuparía. Por último, en la figura 49 aparece un ensamblaje provisional del conjunto.

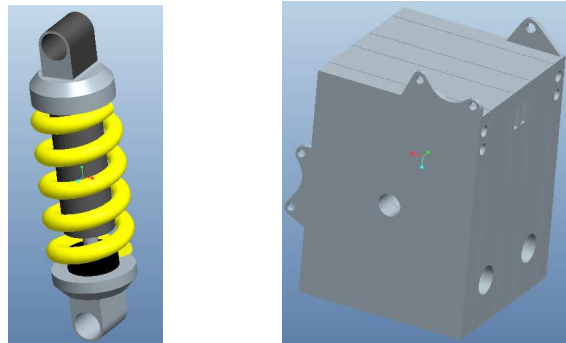


Fig.48: Mono amortiguador y motor Wankel

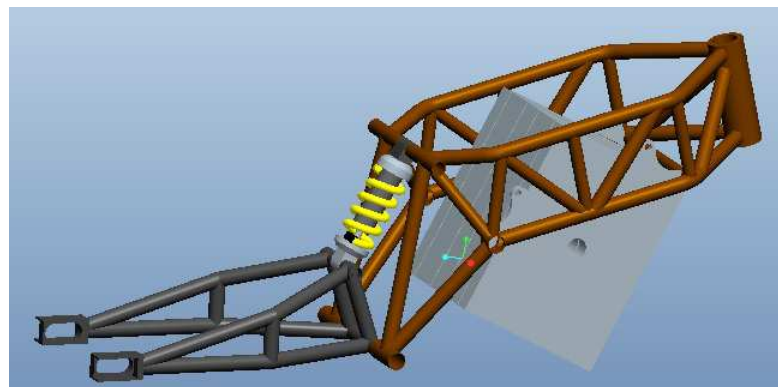


Fig.49: Ensamblaje del chasis, motor, basculante y amortiguador central

CAPÍTULO VI: SIMULACION Y ANALISIS

La simulación es una técnica para predecir los diferentes modos de fallo a partir de un modelo virtual y así poder analizar su comportamiento mecánico bajo sus particulares condiciones de funcionamiento, permitiendo una optimización ya desde la etapa de diseño del producto con las consiguientes reducciones de costes y tiempos de lanzamientos. Esto constituye una de las grandes ventajas de la simulación frente a las técnicas de cálculo tradicionalmente empleadas [12].

Actualmente para simular sistemas físicos complejos y mejorar los productos se utiliza el Método de Elementos Finitos (MEF) que soluciona la tarea de predecir los fallos debidos a las tensiones involucradas en el material. Este método de “diseño y prueba” sustituye al de “ensayo y error”, ya que los costes de fabricación asociados a la construcción de los prototipos para las pruebas eran muy elevados.

El MEF es un método numérico ideado para ser usado en ordenadores, ya que requiere realizar numerosos cálculos. Este método da una solución aproximada a las ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas, reduciendo los errores operativos a límites despreciables. El método obtiene una solución numérica del cuerpo analizado dividiéndolo en un número elevado de subdominios denominados “elementos finitos”. Dentro de cada elemento se distingue una serie de puntos representativos llamados “nodos” y que a su vez el conjunto de nodos forma la “malla”. Los cálculos se realizan sobre la malla que está programada para contener el material y las propiedades de la estructura que definen como ésta reaccionará ante las solicitudes.

6.1 SIMULACION

Una vez modelado el chasis se hace uso del módulo de simulación mecánica que dispone el programa de diseño Creo Elements/Pro para el estudio del comportamiento mecánico del prototipo.

Hay cuatro pasos básicos en el proceso de simulación y análisis (figura 50) que se resumen a continuación.

- **Construcción del modelo a analizar:** En este paso se genera el mallado de nuestro prototipo y posterior cálculo por el Método de Elementos Finitos. Pero va más allá de lo que es solamente crear el mallado de la geometría que va a ser analizada. Hasta llegar a ello habrá que dar diferentes pasos. El programa nos da la posibilidad de analizar el sólido en 3-D o solo una parte de éste mediante el 2-D. Una vez realizada la elección se debe asignar el material elegido para lo cual se dispone de librerías de materiales estándares. Posteriormente se indica las solicitaciones a las que se somete al modelo y se aplican las correspondientes restricciones.
- **Lanzar el proceso de cálculo:** Para esto hay que elegir entre los diferentes tipos de análisis que ofrece el programa como por ejemplo: Ensayos a fatiga, a vibración, térmico, de gran deformación, etc. Este programa no da la posibilidad de llegar a la rotura de la pieza.
- **Revisión de los resultados:** Según la información obtenida se pueden tomar decisiones de diseño en una dirección u otra, por ejemplo: reducir grosor en los tubos, añadir refuerzos, rediseñar el chasis, etc. Este programa nos da la posibilidad de visualizar los resultados en forma de datos escalares que se muestran por colores, en forma de vectores o en forma de gráfica.
- **Mejora del diseño:** Tras la revisión de los resultados se aplican las mejoras que sean convenientes o también se puede optar por elegir los diferentes tipos de estudios de optimización que el programa ofrece. Por ejemplo, se pueden especificar diferentes variables de diseño y evaluar el resultado. Otra de las posibilidades que ofrece el programa es aplicar nuevas condiciones de contorno como por ejemplo, establecer que no se supere una cierta tensión o establecer un desplazamiento límite, obteniendo así como resultado un nuevo diseño acorde con las nuevas condiciones.

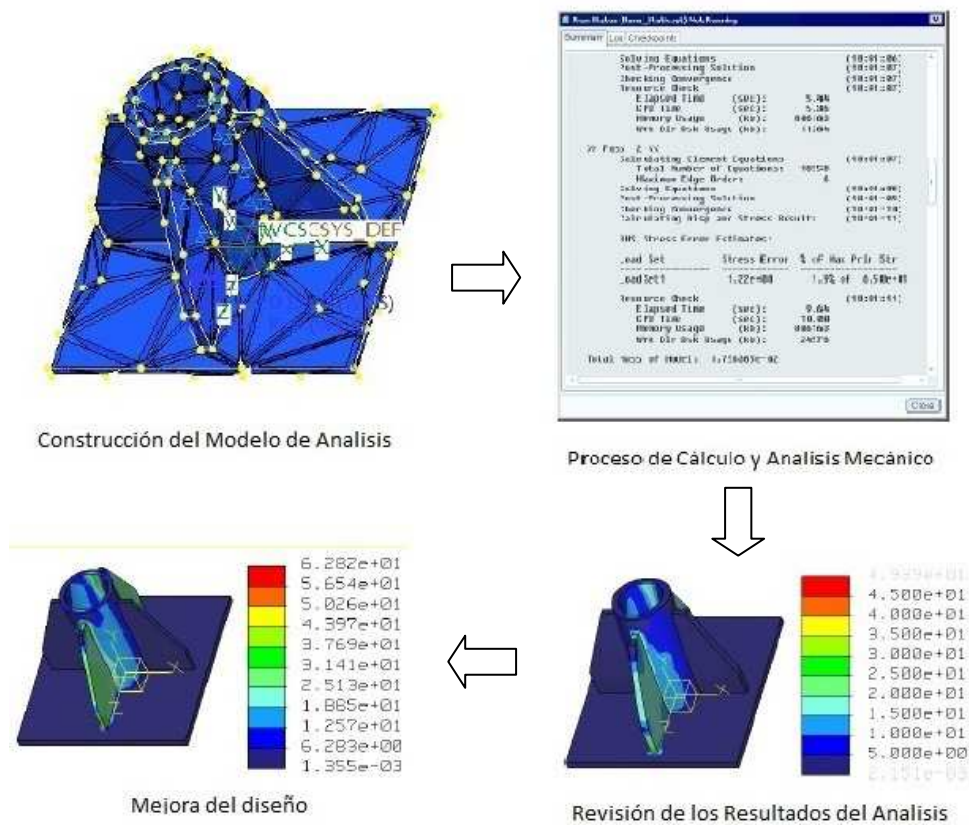


Fig.50: Procedimiento de simulación

6.2 ENSAYOS

Para poder comenzar con los ensayos primero se debe construir el modelo de análisis. El programa ofrece la posibilidad de realizar el estudio de nuestro modelo haciendo secciones en 2-D o sobre todo la pieza en 3-D. La elección del 3-D siempre se produce cuando no se puede analizar el modelo únicamente con dos dimensiones. Aunque el 2-D debería ser siempre la primera opción ya que es más sencilla y por tanto, más rápida en su resolución, a diferencia del estudio en 3D que es más complejo y requiera mayor tiempo de cálculo.

Se describirán de forma breve los pasos básicos para analizar el modelo con Creo Elements/Pro.

En la barra de sistema elegiremos la opción Mecánica que nos abre una nueva barra de funciones (figura 51) dentro de las que se encuentran la asignación de

material, aplicación de cargas y momentos, restricciones, creación de soldaduras, etc.

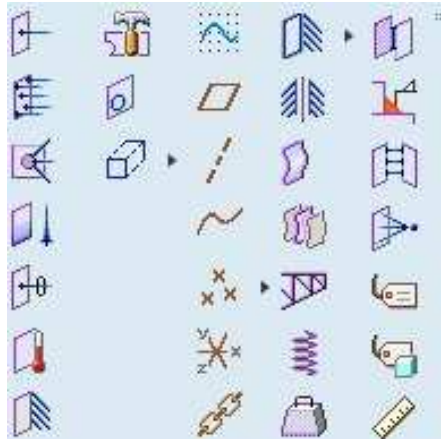


Fig.51: Barra de funciones módulo Mecánica

Dentro de estas opciones se encuentra la función AutoGEM, que con ella es el propio programa quien elige la cantidad de nodos y elementos en los que se dividirá la estructura. Se aportan las imágenes del mallado de nuestro modelo (figura 52 y 53).

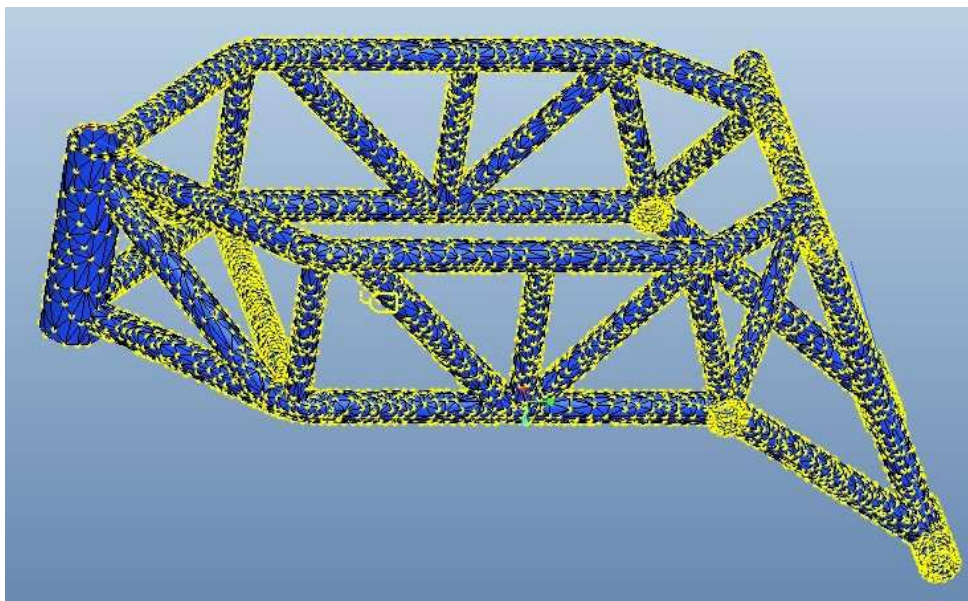


Fig.52: Vista completa chasis mallado

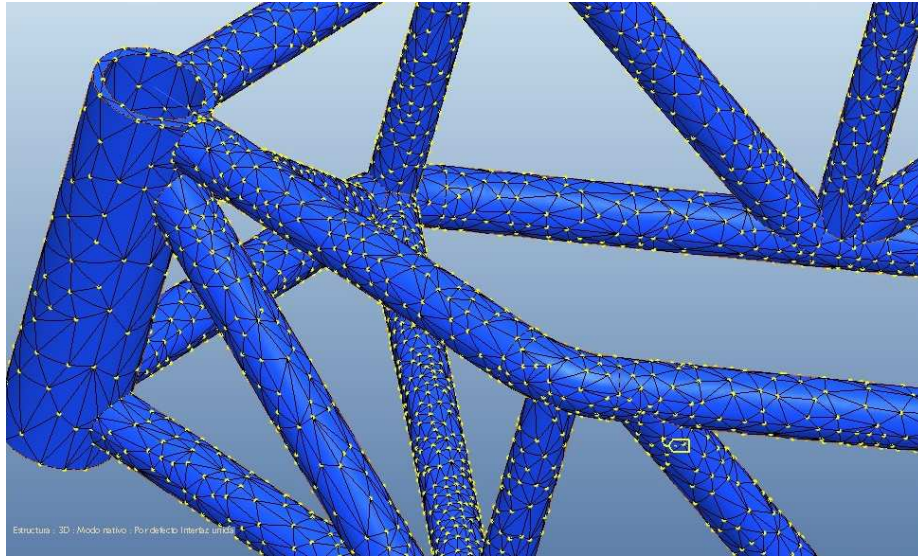


Fig.53: Vista detalle columna dirección

Antes de aplicar las condiciones de contorno se debe asignar al chasis el material elegido, en este caso acero, que se selecciona de la librería que aporta el programa o bien creando un nuevo material añadiendo las características correspondientes en un cuadro de dialogo habilitado para ello. Como ya se vio en el capítulo anterior el acero aleado seleccionado tiene un límite elástico de 460 N/mm^2 y una resistencia a tracción situada entre los 550 y los 720 N/mm^2 para espesores menores de 4 mm .

Seguidamente se aplican las hipótesis en las restricciones de movimiento en los 6 casquillos del chasis. Se inicia en el eje de unión entre el chasis y el basculante, concretamente en los casquillos inferiores limitando su traslación en las direcciones X, Y y Z, pero dando posibilidad de rotación. Se restringirán los movimientos también en los anclajes del motor que están ubicados en el travesaño inferior delantero y en los casquillos centrales pero en esta ocasión no se permitirá ni la traslación ni la rotación en los tres ejes, limitando los 6 grados de libertad porque no debería haber movimiento relativo entre el motor y el chasis. Y por último, se restringirán la 6 grados de libertad de los casquillos superiores en los donde se anclará el subchasis (ver figura 54). Hasta aquí el procedimiento será común para los tres diferentes ensayos que se realizarán aplicando diferentes cargas/momentos sobre la columna de la dirección, como ya se trató en el punto 4.3.

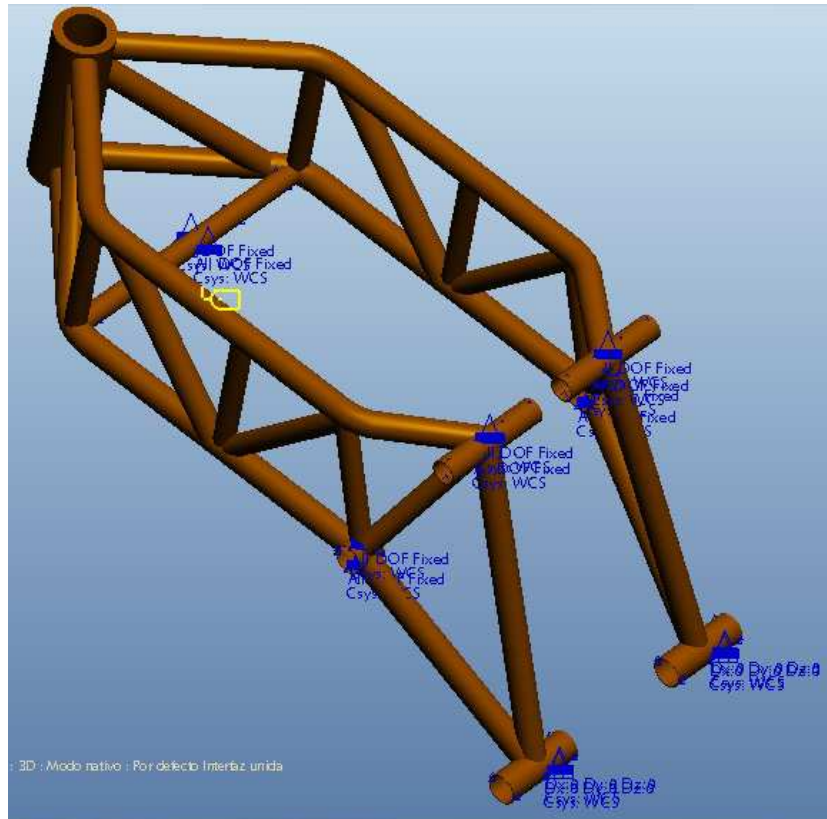


Fig.54: Vista panorámica de las restricciones

De la información presente en el reglamento FIM [13], se obtienen datos orientativos para saber que cargas/momentos se deben aplicar al modelo y así ayudar a realizar los diferentes ensayos con unas condiciones de funcionamiento adecuadas.

Una moto de gran premio, MotoGP, de 1000cc con una potencia de 240 CV debe pesar por reglamento como mínimo 160 kg en orden de marcha, es decir con todos los niveles normales de refrigerante, aceite, gasolina, etc. Y con estas prestaciones son las motos que se enfrentan a las mayores solicitaciones, dentro de las cuales la frenada es una de las más exigentes en la que pueden alcanzarse deceleraciones de 1,2 G, siendo G [9,81m/s²]. Ahora bien, el prototipo proyectado no trabajará en esos límites ni tendrá ese peso tan reducido, así que se debe buscar un modelo con similares características, se recuerda que se quiere proyectar una moto con un motor de 1308 c.c. que rinde 231 CV, y lo más parecido en el mercado actual con estas prestaciones se encuentran en una Suzuki Hayabusa de 1340 cc y 197 CV con un peso en seco de 220 kg, es decir hay que añadir el resto de líquidos.

En concreto habría que sumar orientativamente 21 litros de gasolina, 4 litros de aceite motor y 3 litros de refrigerante.

$$\text{Volumen (cm}^3\text{)} * \text{Densidad (g/cm}^3\text{)} = \text{Masa (g)}$$

Densidad [g/cm ³]	Valores
Gasolina 95	0,76
Agua	≈ 1
Aceite	0,85

Tabla 5: Densidades fluidos.

Tomando los valores de las densidades y de los litros a añadir a la motocicleta, y con las unidades correctas se realizan los cálculos.

$$21000 \text{ [cm}^3\text{]} * 0.76 \text{ [g/cm}^3\text{]} = 15960 \text{ [g]} \equiv 15.96 \text{ [kg]}$$

$$3000 \text{ [cm}^3\text{]} * 1 \text{ [g/cm}^3\text{]} = 3000 \text{ [g]} \equiv 3 \text{ [kg]}$$

$$4000 \text{ [cm}^3\text{]} * 0.85 \text{ [g/cm}^3\text{]} = 3400 \text{ [g]} \equiv 3.4 \text{ [kg]}$$

El peso de la moto podría rondar los 242,36 kg al que se le aplica un coeficiente de mayoración de 1,2 y además se considera que el peso del piloto esta en torno a los 80 kg, descartando la posibilidad de llevar copiloto.

La hipótesis de peso en orden de marcha de la moto es de:

$$\text{Peso (moto + piloto)} = 242,36 \text{ [kg]} * 1,2 + 80 \text{ [kg]} = 370,832 \text{ [kg]}.$$

Se debe de considerar que las hipótesis de cargas que se aplicarán en el chasis para los ensayos, son solo eso, hipótesis y seguramente no se ajusten a la realidad de las que soportaría el chasis, sobre todo porque los esfuerzos que se reflejan en una moto son combinación de flexiones laterales, longitudinales y de torsión. Aquí se harán ensayos individualizando las cargas haciéndolas lo suficientemente elevadas como para conseguir una estructura hipotéticamente funcional porque

solamente tras fabricarla y ponerla en funcionamiento se podría mediante la técnica de extensometría obtener datos reales de su verdadero comportamiento.

6.2.1 Ensayo a flexión lateral.

El ensayo a flexión lateral se equipara a una situación crítica real como es una caída lateral en parado, el manillar impacta directamente contra el suelo transmitiendo la carga hasta las tijas y de ahí a la columna de la dirección (ver figura 55), provocando una flexión lateral en el chasis. Por lo tanto, la sollicitación en este ensayo se hace en un único sentido y se supone una caída lateral por el lado izquierdo según el sentido de la marcha. La fuerza F de impacto sobre la columna de la dirección teniendo en cuenta que G es $9,81\text{m/s}^2$, y aplicando un coeficiente de mayoración a la carga de 2 considerando que la caída no sea en parado sino en movimiento a gran velocidad, queda que la fuerza F aplicada en la columna de la dirección para el ensayo a flexión lateral es,

$$F \text{ [N]} = 370,832 \text{ [kg]} * G \text{ [m/s}^2] * 2 = \mathbf{7275,723}$$

A continuación se muestran las capturas de imágenes:

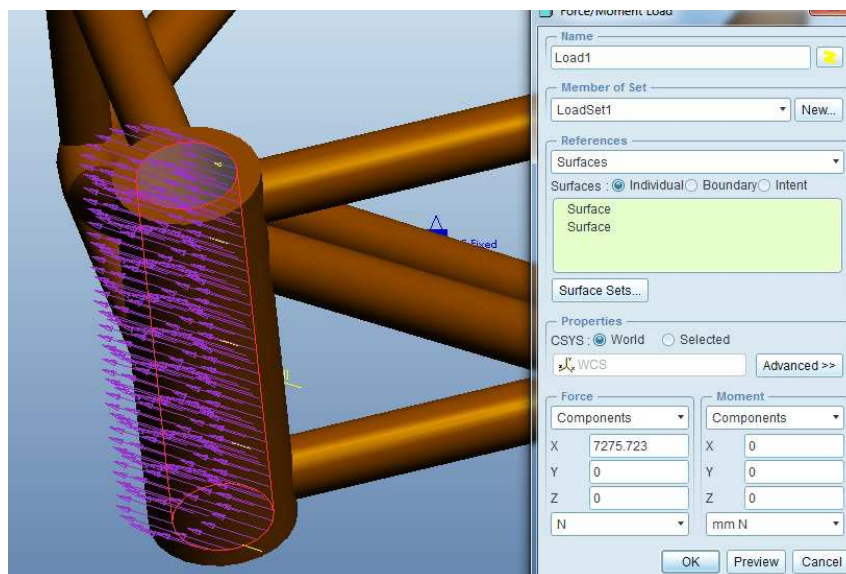


Fig.55: Vista fuerza lateral en el ensayo a flexión lateral

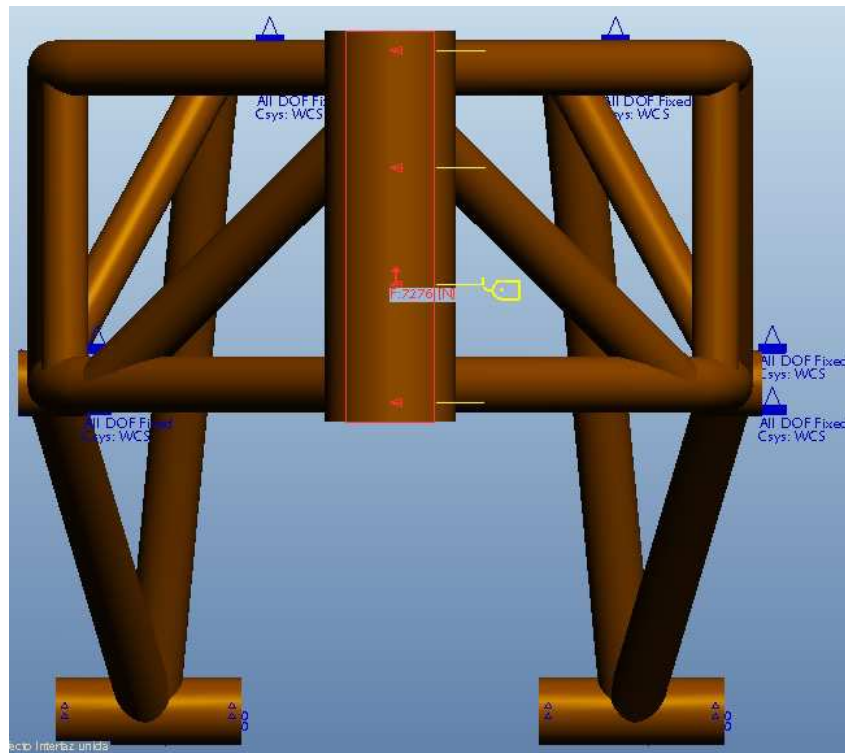


Fig.56: Vista frontal de la fuerza lateral aplicada y las restricciones

Una vez aplicadas las condiciones de contorno procederemos al lanzamiento del ensayo y al posterior análisis de los resultados. En la barra de sistema seleccionamos el icono de Estudios y Análisis mecánicos en el que se muestran varios tipos de ensayos, modal, vibración, temperatura, etc. ya comentados anteriormente pero en nuestro caso seleccionaremos el estudio estático (ver figura 57).

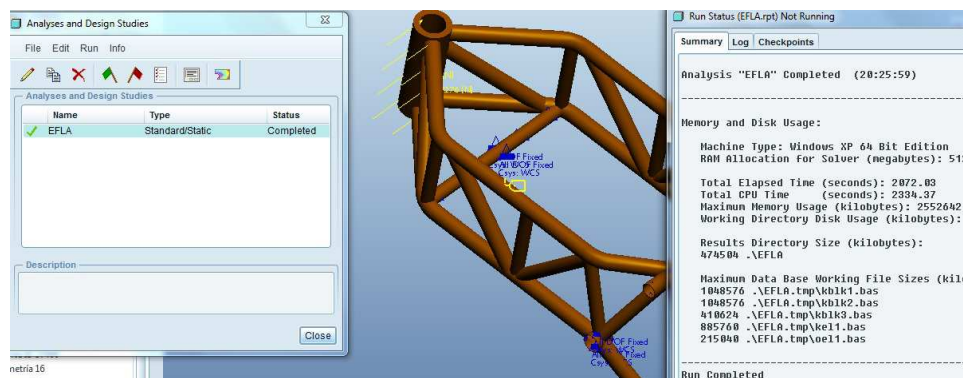


Fig.57: Estudio estático del ensayo a flexión lateral

Una vez terminado el estudio se analiza los resultados obtenidos en relación a las tensiones, desplazamientos y deformación.

A) Tensión de Von Mises.

Como se observa en la figura 58 la estructura en general no presenta zonas excesivamente tensionadas. No se ve comprometida con elevada tensión la columna de la dirección y los tubos que la unen al resto del chasis. Si se puede ver, como es obvio, que al aplicarse una carga lateral las tensiones mayores afectan a más superficie del lado en el que se ha aplicado dicha carga pero solo afectando en una pequeña proporción de superficie. Donde se concentra las tensiones es en la unión del travesaño inferior con los largueros inferiores siendo el máximo valor de tensión de Von Mises de 353,754 MPa, un valor muy elevado pero que no llega a superar el límite elástico del acero seleccionado. Por lo que se afirma que el ensayo a flexión lateral a nivel tensional es aceptable debido a la magnitud de la fuerza utilizada en el ensayo.

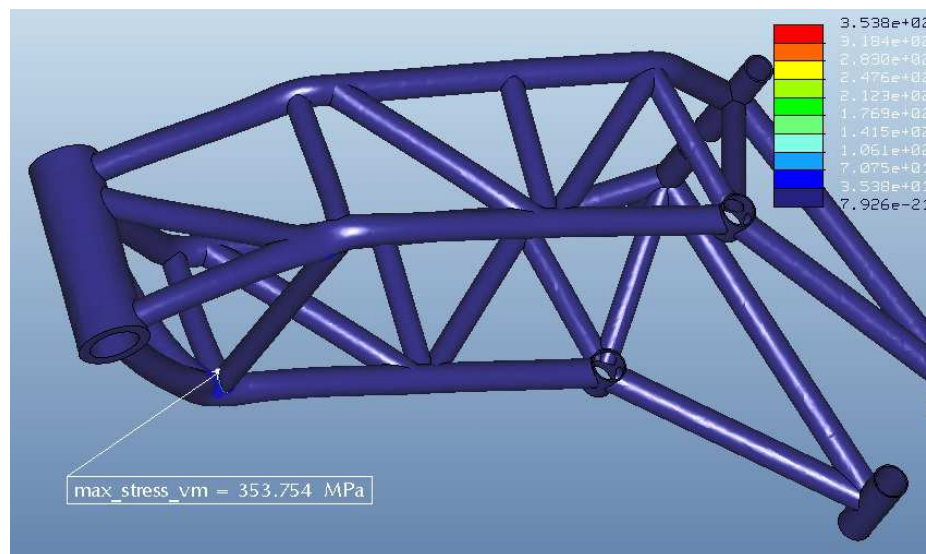


Fig.58: Tensión de Von Mises en el ensayo a flexión lateral

Con más detalle se puede observar en la figura 59 la unión del travesaño con el resto de la estructura como ya se anticipaba anteriormente.

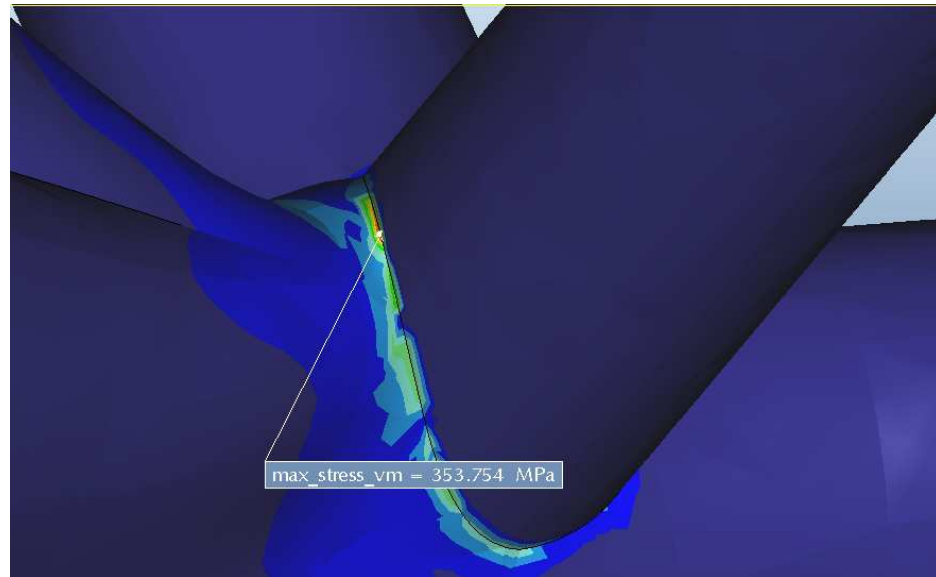


Fig.59: Detalle máxima tensión de Von Mises en el ensayo a flexión lateral

B) Desplazamiento.

Observando los datos facilitados por el programa, las conclusiones del estudio de los desplazamientos son muy positivas, ya que se muestran valores de desplazamientos muy bajos. El máximo valor de desplazamiento es de 0.0613 mm destacada en color rojo en la figura 60, afectando a la columna de la dirección en su parte superior en mayor grado debido al anclaje del travesaño, disminuyendo gradualmente hasta la mitad del chasis en el que los valores de desplazamiento producidos por la fuerza lateral aplicada son irrelevantes.

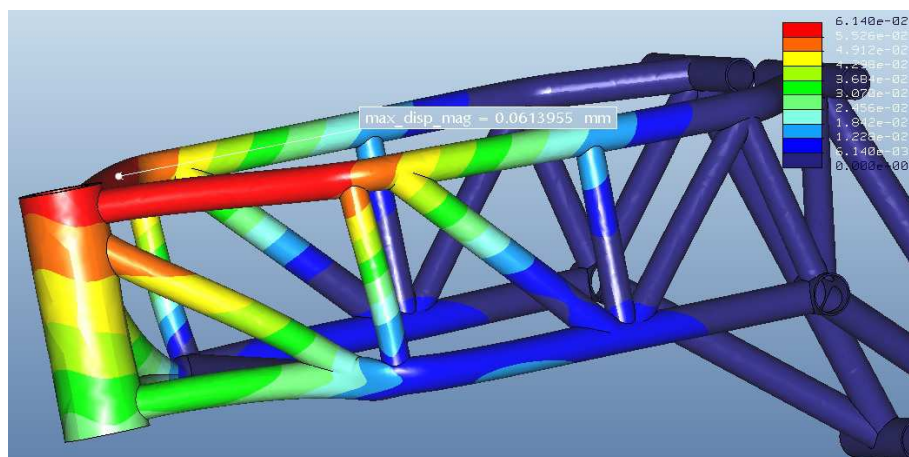


Fig.60: Desplazamiento del chasis en el ensayo a flexión lateral

En las figuras 61 y 62 se muestran capturas de imágenes desde diferentes ángulos para su mejor visualización.

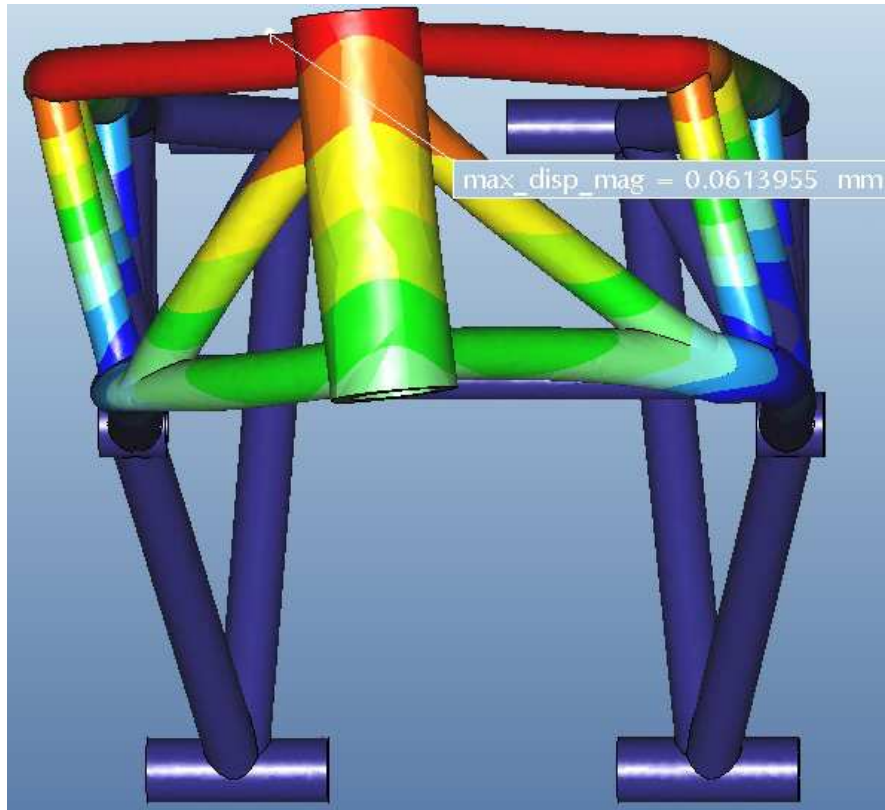


Fig.61: Vista frontal del desplazamiento del chasis en el ensayo a flexión lateral

Tanto la imagen superior como la inferior pueden transmitir a primera vista una sensación confusa de la rigidez del chasis. Siendo el máximo desplazamiento en décimas de milímetro da la impresión de que el chasis es completamente flexible pero no es más que una representación que podemos regular en las opciones que ofrece el programa Creo Elements/Pro. Se representa así para una mejor apreciación de los efectos de la aplicación de la carga sobre el chasis.

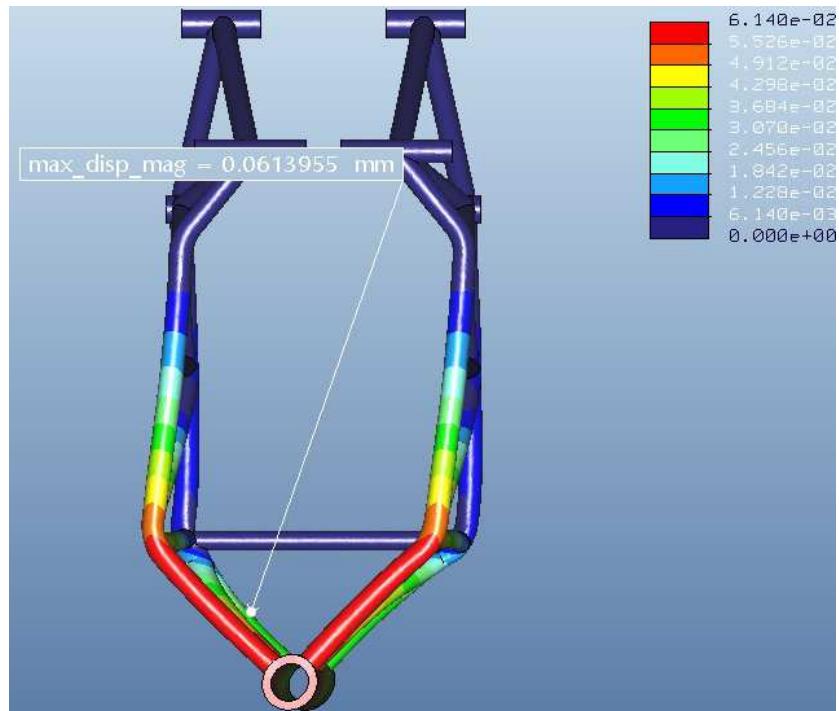


Fig.62: Vista en planta de la deformación en el ensayo a flexión lateral

C) Deformación.

Los mayores valores de deformación se dan en la unión de los extremos del travesaño con el resto de la estructura y son del orden de 10^{-3} , concretamente de $1,619e-03$ mm, por lo que hacen que veamos los resultados (figura 63) de forma optimista al ser magnitudes muy bajas.

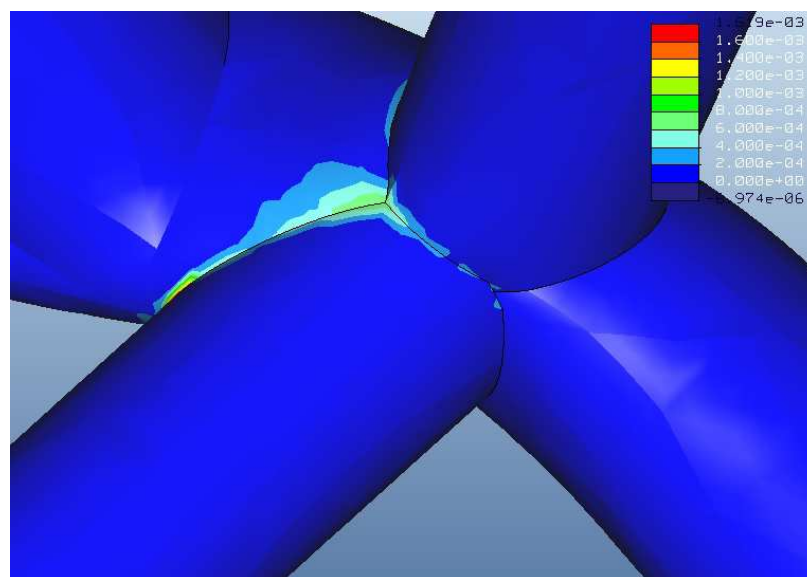


Fig.63: Detalle esfuerzos en travesaño horizontal en el ensayo a flexión lateral

Se procede con el resto de ensayos para localizar otros posibles puntos débiles en la estructura.

6.2.2 Ensayo a flexión longitudinal.

Durante la frenada de emergencia o frenada máxima se generan grandes esfuerzos en el neumático delantero [14], que en una moto deportiva de 1000 cc soporta en parado aproximadamente 150 kg y pasa a estar sometido a un peso instantáneo del doble, 300 kg, ya que en muchas ocasiones el neumático trasero se despega del asfalto. Los esfuerzos en el neumático delantero pasan a las barras de la dirección que los transmiten a su vez sobre la pipa de la dirección a través de las tijas. El par de fuerzas que aparece en la columna de la dirección son iguales en magnitud pero de sentido opuesto. En la parte superior de la pipa el sentido de la fuerza será en el sentido de la marcha y en la parte inferior opuesta a ésta.

En la figura 64 se muestran los datos obtenidos de una prueba con dos motos de alta cilindrada, en la que aparecen las deceleraciones conseguidas con las diferentes combinaciones usando únicamente el freno delantero, el trasero o el uso de ambos cuando se circula a 100 km/h. Estas pruebas dan una orientación para saber los órdenes de magnitud de las deceleraciones.

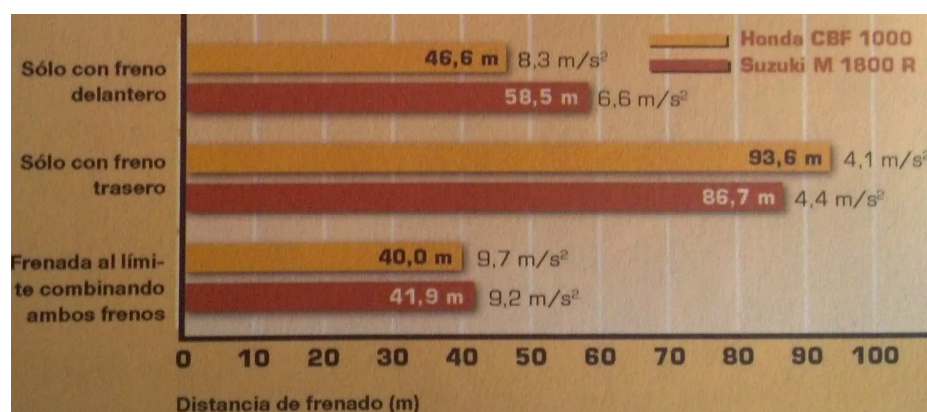


Fig.64: Distancia de frenado y deceleraciones

No cabe duda de que la combinación de ambos frenos es donde más efectividad se obtiene en la frenada siendo concretamente para esta prueba de 40 m con una deceleración de 9,7 m/s². Dado que los datos anteriores son deceleraciones desde

los 100 km/h y el prototipo que se está proyectando bien podría alcanzar los 250 km/h, se decide considerar como hipótesis de deceleración para el ensayo a flexión longitudinal que esté entorno a los 1,2 G siendo G [9,81m/s²].

Por lo tanto, la fuerza F del par de fuerzas a aplicar en el ensayo a flexión longitudinal sobre la columna de la dirección, con un coeficiente de mayoración de 2, se calcula como el peso de la moto y piloto, visto en el apartado 6.2, por el valor de la deceleración estimado.

$$F [N] = 370,832 [kg] * 1,2 G [m/s^2] * 2 = 8730,868$$

Calculando el momento M a aplicar sobre la columna de la dirección se obtiene de la fuerza F por la longitud de la columna de la dirección que es 210 mm.

$$M [N m] = F [N] * d [m] = 8730,868 [N] * 0,21[m] = 1833,482$$

En la figura 65 se muestran la captura de imagen de la aplicación del momento sobre la columna de la dirección.

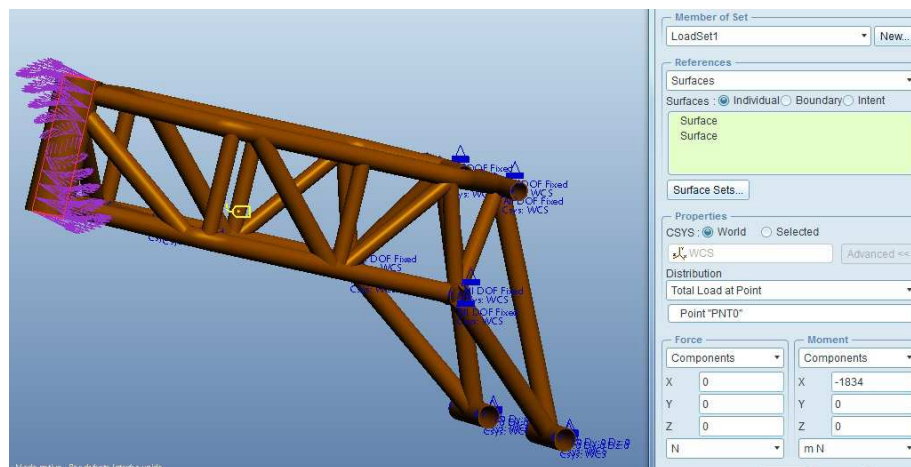


Fig.65: Par de fuerzas en la pipa de la dirección

Terminado el estudio se analizan los resultados obtenidos en relación a las tensiones, desplazamientos y deformación.

A) Tensión de Von Mises.

Los datos obtenidos en la simulación describen una estructura globalmente poco tensionada pero si con zonas susceptibles de ser puntos de concentración de

tensiones como es el caso de los extremos del travesaño en unión con los largueros inferiores del chasis donde la tensión de Von Mises alcanza un valor de 803,827 MPa. Esta tensión es tan elevada que incluso superaría el valor teórico de la tensión a rotura del acero seleccionado. Nuevamente como en el caso anterior se obtiene que los extremos del travesaño son foco de elevadas tensiones y en este caso de tal magnitud que no se puede dar por válido este ensayo (ver figura 66).

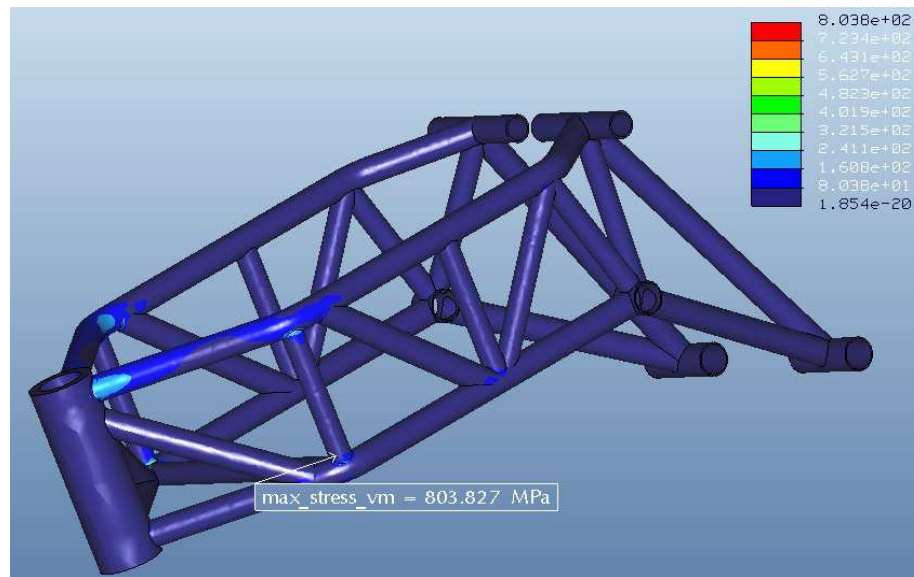


Fig.66: Tensión de Von Mises en el ensayo a flexión longitudinal

Con más detalle se puede observar en la figura 67 la unión de uno de los extremos del travesaño con el resto de la estructura.

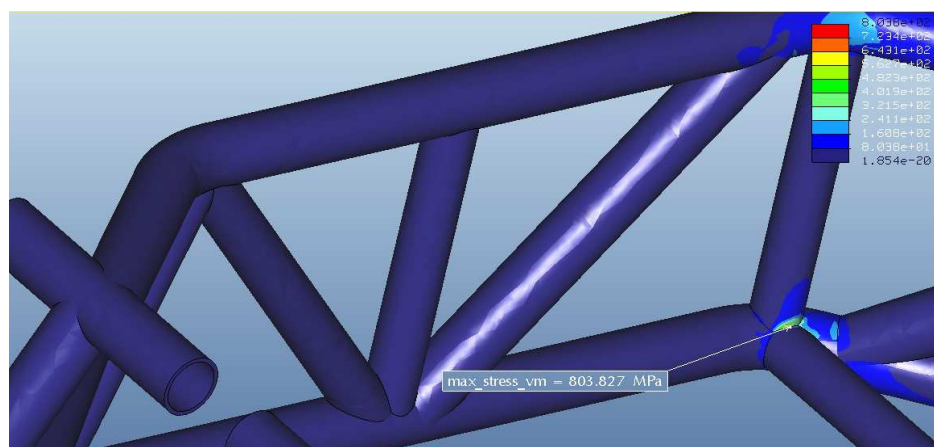


Fig.67: Detalle máxima tensión Von Mises en el ensayo a flexión longitudinal

En relación al resto de puntos del chasis donde aparecen zonas tensionadas a tener en cuenta por mostrar en los resultados del ensayo valores cercanos a los límites de elasticidad, aparece el punto de unión entre la columna de la dirección y los tubos superiores perpendiculares a ésta, con un valor de 321,5 MPa como se muestra en la figura 68.

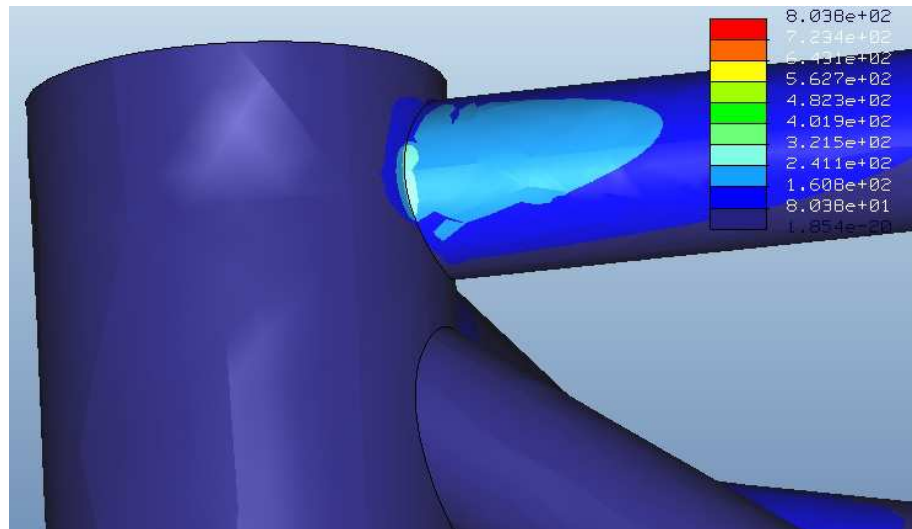


Fig.68: Detalle de la columna de dirección en el ensayo a flexión longitudinal

Más adelante se trata en el apartado de optimización de diseño las soluciones aportadas para minimizar estos efectos en la estructura del prototipo, pero antes de eso, se procede con el análisis de los desplazamientos y las deformaciones para el ensayo a flexión longitudinal.

B) Desplazamiento.

Los cálculos obtenidos por el programa desvelan unos valores muy bajos de desplazamiento en general, se concentran principalmente en la pipa de la dirección, allí donde fue aplicado el momento flector. El máximo valor de desplazamiento es de 1,012 mm y se localiza en la parte superior del tubo de la columna de la dirección, destacado en color rojo en la figura 69. Progresivamente como era de esperar, descenden los valores del desplazamiento a medida que aumenta la distancia desde donde se aplicó la carga.

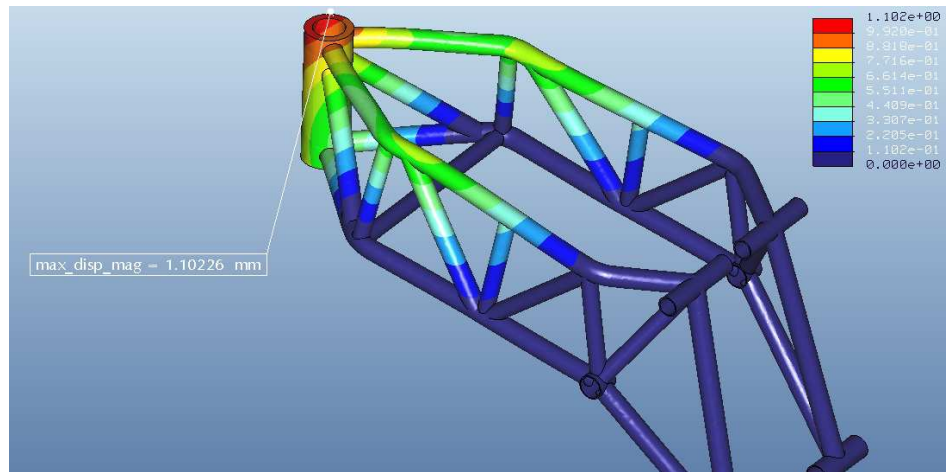


Fig.69: Desplazamientos del chasis en el ensayo a flexión longitudinal

En la figura 70 se muestran capturas de imágenes desde diferentes ángulos para la mejor visualización del efecto de la carga sobre el chasis.

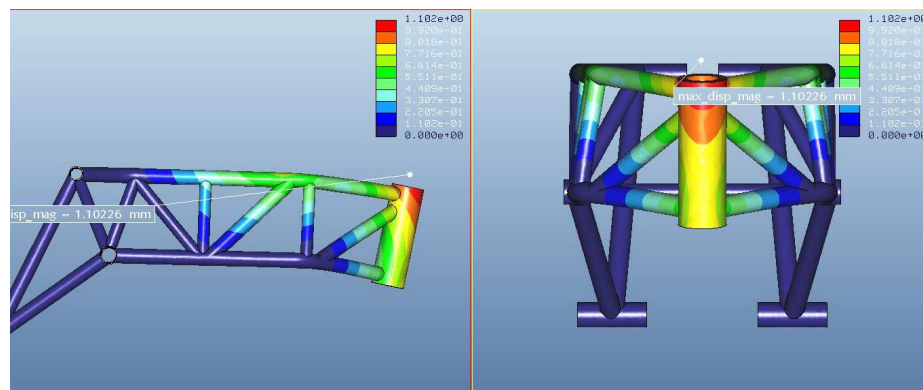


Fig.70: Vista del perfil y frontal del desplazamiento del chasis

C) Deformación.

Las deformaciones reflejadas en la figura 71 muestran como anteriormente se describía, que la columna de la dirección y sobre todo los extremos del travesaño son los puntos que presentan mayor deformación. Los datos obtenidos muestran un valor máximo de deformación de $3,306e-03$ mm en los extremos de los travesaños, lo cual no parece preocupante inicialmente por ser estas magnitudes muy bajas.

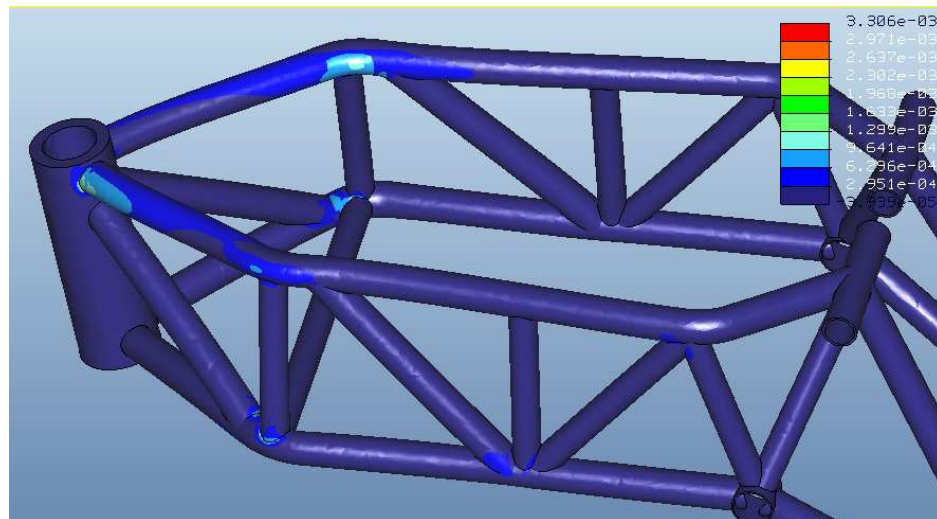


Fig.71: Deformación en el chasis para el ensayo a flexión longitudinal

En la figura 72 se muestra en detalle en qué puntos se concentran las mayores deformaciones. A la izquierda de la figura se puede observar uno de los extremos del travesaño parte inferior y a la derecha aparece la parte superior de la columna de la dirección.

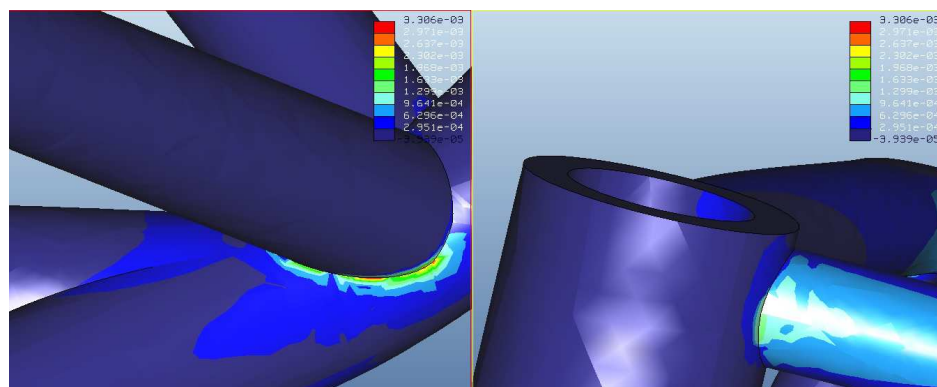


Fig.72: Detalles de la deformación en el ensayo a flexión longitudinal

6.2.3 Ensayo a torsión.

Los esfuerzos en el paso por curva generan un par de fuerzas iguales y de sentido contrario en la columna de la dirección como en el caso de la frenada de emergencia pero de mucha menor magnitud debido a que si se emplease a fondo el equipo frenante delantero mientras se está inclinado en una curva, se llegaría a bloquear la rueda delantera, con la consiguiente pérdida de adherencia provocándose una caída.

Partiendo de la base por los argumentos anteriores de que las sollicitaciones son menores se utilizara la misma fuerza F que en el ensayo anterior pero sin aumentar el valor de la gravedad. Por otro lado, para visualizar la situación real a la que responde este ensayo se debe considerar que la motocicleta está inclinada dentro de la curva por ejemplo, a izquierdas. Como resultado de la aplicación del par en el manillar, la parte superior de la pipa irá hacia el interior de la curva mientras la parte inferior irá hacia el exterior de la curva.

Por lo tanto, la fuerza F del par de fuerzas a aplicar en el ensayo a torsión sobre la columna de la dirección, con un coeficiente de mayoración de 2, se calcula como el peso de la moto y piloto, visto en el apartado 6.2, por el valor de la gravedad G [$9,81\text{m/s}^2$].

$$F \text{ [N]} = 370,832 \text{ [kg]} * G * 2 = \mathbf{7275,723}$$

Calculando el momento M a aplicar sobre la columna de la dirección para el ensayo a torsión, se obtiene de la fuerza F por la longitud de la columna de la dirección que es 210 mm.

$$M \text{ [N m]} = F \text{ [N]} * d \text{ [m]} = 7275,723 \text{ [N]} * 0,21 \text{ [m]} = \mathbf{1527,901}$$

A continuación se muestran en la figura 73 la aplicación del momento torsor sobre la columna de la dirección.

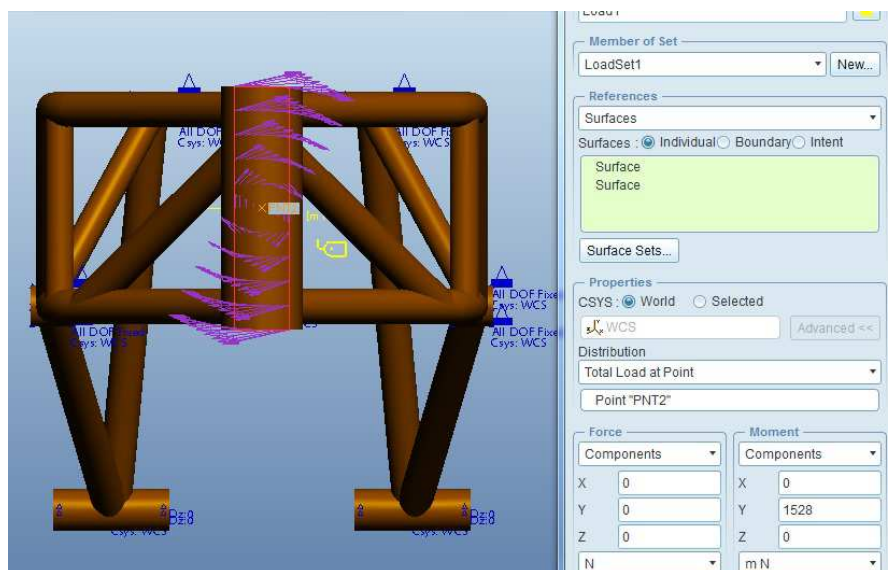


Fig.73: Vista frontal fuerzas en el ensayo a torsión

Siguiendo el procedimiento habitual una vez terminado el estudio se analizan los resultados frente a las tensiones, desplazamientos y deformaciones.

A) Tensión de Von Mises.

Como se observa en la figura 74 la estructura apenas experimenta grandes tensiones salvo nuevamente en la zona de los extremos del travesaño con un valor de tensión de Von Mises de 722,815 MPa. Al igual que en los casos precedentes si se compara con los valores teóricos de las propiedades mecánicas del acero se supera el límite elástico; por lo que con estos datos no se válida el ensayo a torsión.

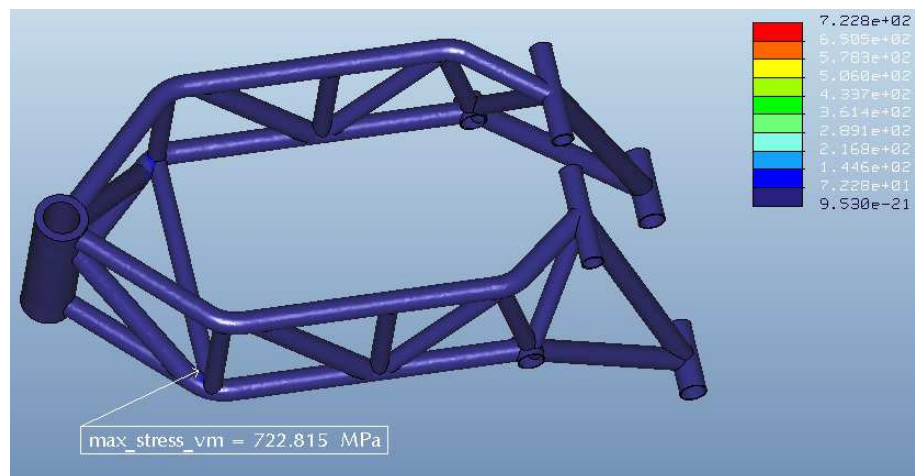


Fig.74: Tensión de Von Mises en el ensayo a torsión

A continuación se muestran por separado para una mejor observación en las figuras 75 y 76 el detalle la zona del travesaño afectada.

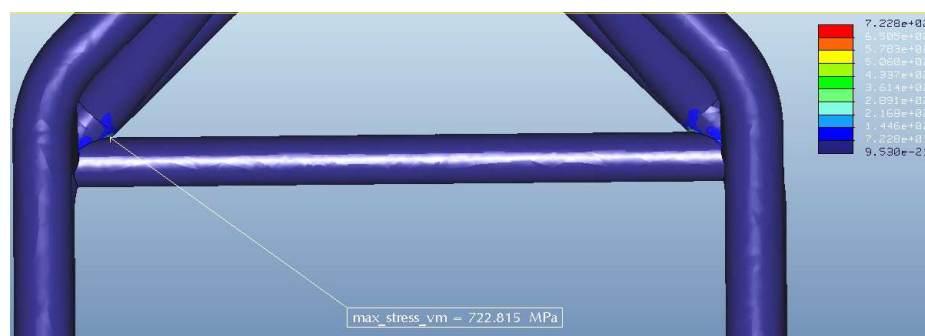


Fig.75: Extremos del travesaño afectados por la máxima tensión

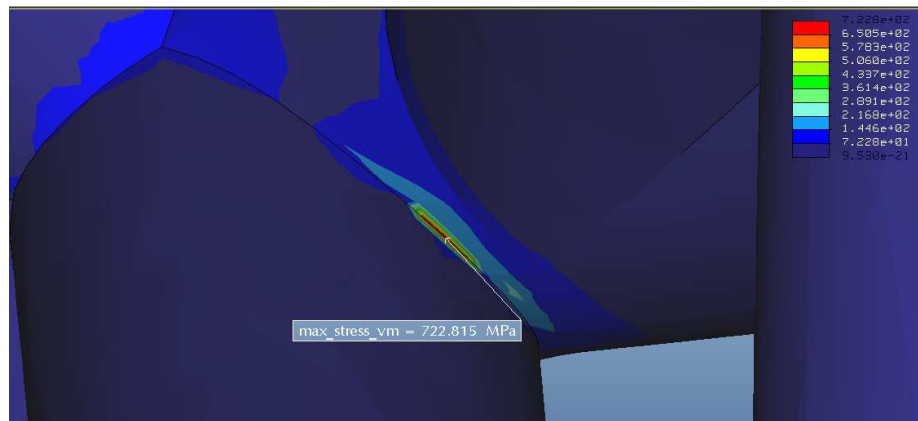


Fig.76: Detalle zona inferior del travesaño

B) Desplazamiento.

Los valores obtenidos de desplazamiento son realmente bajos siendo el máximo valor alcanzado de 0,1459 mm, dándose éste en la parte superior de la pipa de la dirección como se puede ver en la figura 77 resaltada en rojo.

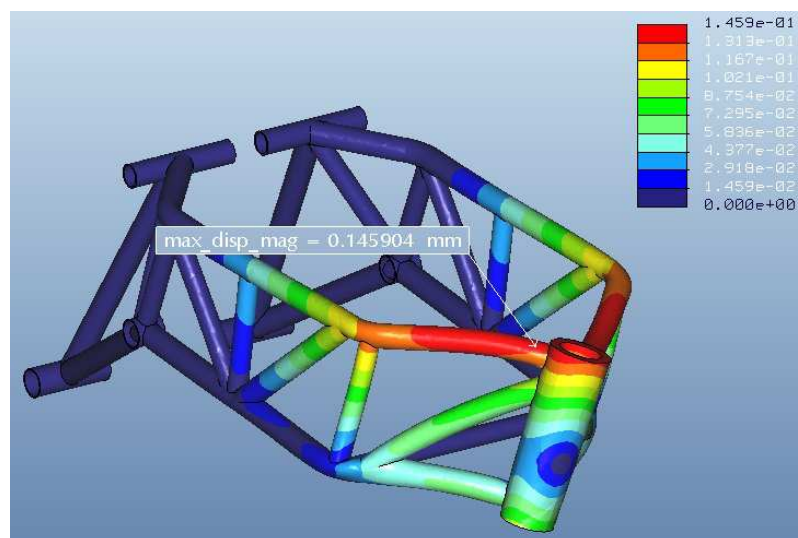


Fig.77: Desplazamientos del chasis en el ensayo a torsión

En las figuras 78 y 79 se muestran capturas de imágenes desde diferentes ángulos para su mejor visualización.

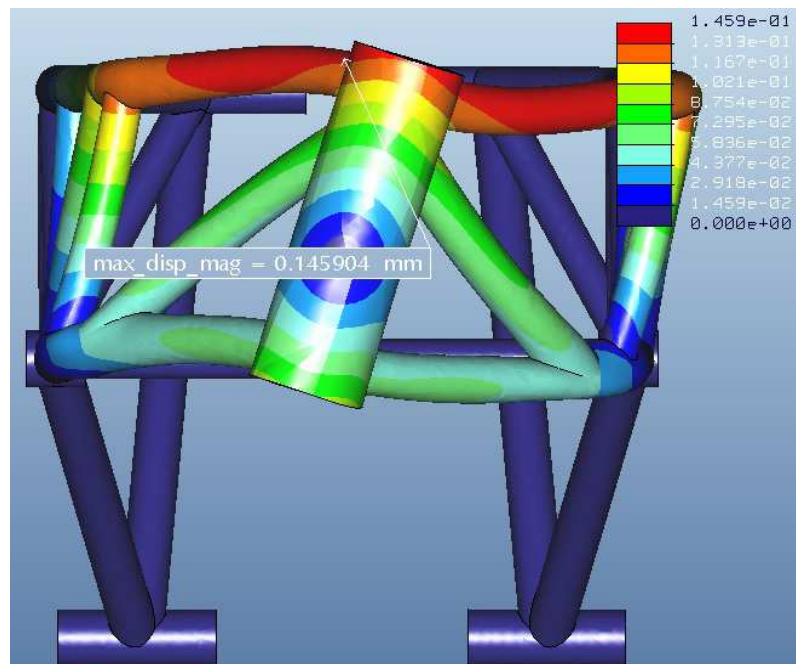


Fig.78: Vista frontal del desplazamiento del chasis en el ensayo a torsión

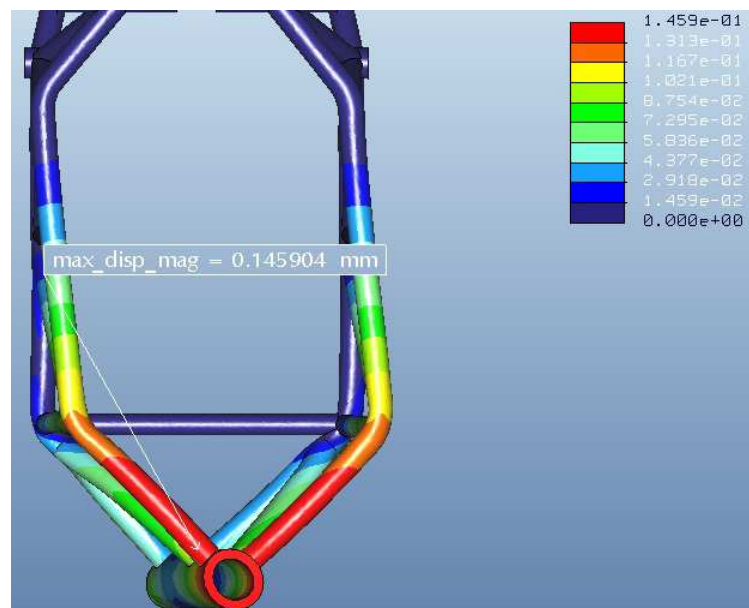


Fig.79: Vista en planta de los desplazamientos en el ensayo a torsión

C) Deformación.

Los mayores valores de deformación se localizan en los extremos del travesaño central y son del orden de 10^{-3} , concretamente en el extremo derecho alcanza un valor de $2,741 \text{ e-}03 \text{ mm}$. También hay una propagación del esfuerzo a lo largo de los perfiles diagonales que llegan a la columna de la dirección, como en la parte inferior de los tubos horizontales del lado izquierdo que se unen a la columna de la

dirección pero los datos obtenidos hacen ver con optimismo los resultados de los esfuerzos al ser magnitudes muy bajas.

A continuación se muestran unas capturas de imágenes en la figura 80 y figura 81 de los efectos comentados anteriormente por el momento torsor sobre el chasis.

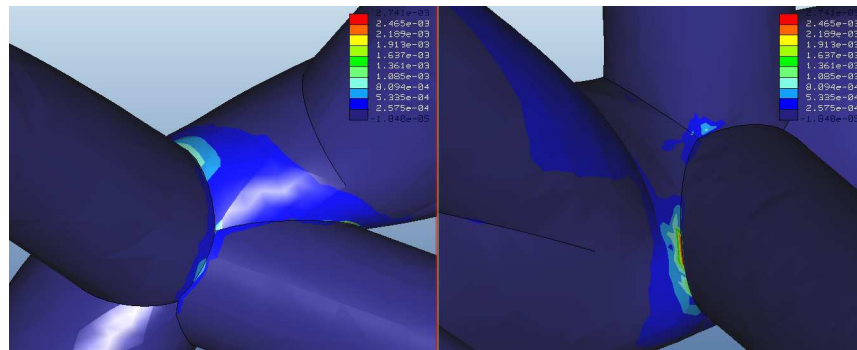


Fig.80: Detalle esfuerzo en extremo del travesaño

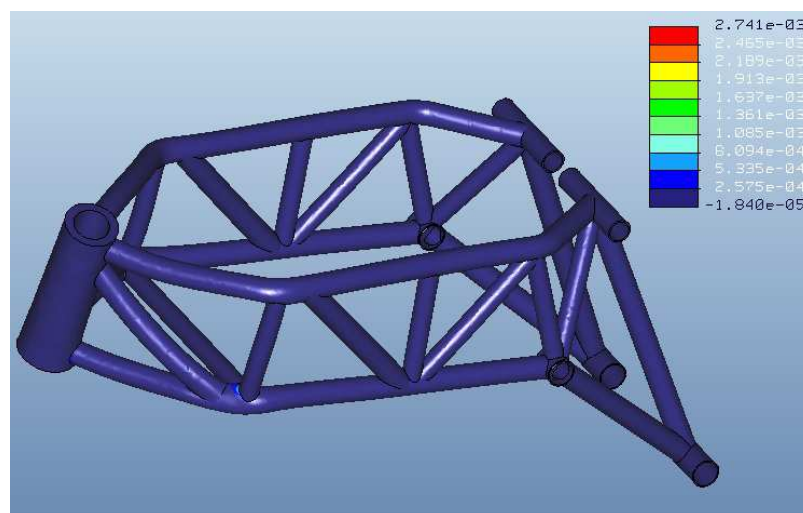


Fig.81: Esfuerzos en el chasis en el ensayo a torsión

6.2.4 Resumen resultados.

En la tabla 6 se muestran los resultados numéricos más significativos obtenidos en los tres ensayos:

Ensayo Flexión Lateral	Ensayo Flexión Longitudinal	Ensayo Torsión
Desplazamientos (mm)	Desplazamientos (mm)	Desplazamientos (mm)
max_disp_mag: 0,0613	max_disp_mag: 1,102	max_disp_mag: 0,145
max_disp_x: 0,061	max_disp_x: -0,693	max_disp_x: -0,145
max_disp_y: 0,012	max_disp_y: -0,791	max_disp_y: -0,030
max_disp_z: -0,014	max_disp_z: 0,797	max_disp_z: -0,060
Tensiones (Mpa)	Tensiones (Mpa)	Tensiones (Mpa)
max_stress_vm: 353,754	max_stress_vm: 803,827	max_stress_vm: 722,815
max_stress_xx: 240,857	max_stress_xx: 585,615	max_stress_xx: 214,339
max_stress_xy: -79,817	max_stress_xy: -287,858	max_stress_xy: -111,544
max_stress_xz: 111,655	max_stress_xz: -362,302	max_stress_xz: -230,884
max_stress_yy: -114,529	max_stress_yy: -368,251	max_stress_yy: -166,132
max_stress_yz: -129,053	max_stress_yz: -288,374	max_stress_yz: -347,813
max_stress_zz: 139,222	max_stress_zz: -759,599	max_stress_zz: 178,798

Tabla 6: Resultados numéricos ensayos

Durante la ejecución de los ensayos en alguna ocasión el programa aportó una ayuda a modo de advertencia sobre los datos obtenidos, en los que indicaba posibilidad de encontrar algún punto singular, es decir alguna concentración de tensión inadecuada o incongruente que debía ser revisada bajo criterios ingenieriles. Esto ayuda a reflexionar sobre si los valores son alarmantes como para plantear una reconstrucción del chasis por un incorrecto diseño o no. Los valores de tensión de Von Mises son elevados pero dentro de los valores esperados. Se debe considerar y tener en cuenta que se ha utilizado una mayoración de valor 2 en las cargas aplicadas en los ensayos, siendo este un criterio muy conservador. No se pretende crear una estructura imperturbable ni endeble, y por ahora se está consiguiendo esa premisa ya que la estructura del prototipo presenta una buena respuesta global frente a las cargas aplicadas con solo dos zonas susceptibles de mejora que se tratan en el próximo apartado.

6.2.5 Optimización del diseño del prototipo.

Se ha podido comprobar que a pesar de disponer de una estructura adecuada globalmente, existen puntualmente zonas débiles con una gran concentración de tensiones. Con el objetivo de reducir las zonas inicialmente más comprometidas, se trata en este apartado de eliminar las tensiones localizadas en los extremos del travesaño y de la columna de la dirección con nuevas configuraciones en el diseño del prototipo y si fuera necesario se usarán nervios de refuerzo. Estos se utilizan en

las uniones entre los tubos para aumentar la rigidez, dispersar las cargas de la estructura y/o como puntos de anclaje pero si no se aplican correctamente, pueden debilitar nuestra estructura.

Uno de los riesgos de la utilización de los refuerzos es el cambio brusco de sección que introducen en la estructura. Si el chasis está sometido a un momento flector la máxima tensión se podrá calcular con la siguiente fórmula:

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Siendo,

σ_{\max} máxima tensión de las fibras.

M el momento flector aplicado.

c la distancia entre el eje neutro y la fibra más alejada.

I el momento de inercia.

Al incorporar un nervio o soporte sobre un tubo del chasis lo que se hace es aumentar la distancia entre el eje neutro (zona mínima de tensiones) y la fibra más alejada, es decir c en nuestra fórmula y por consiguiente, el valor de la tensión máxima en el refuerzo. Salvo que se incremente el momento de inercia I en proporción al aumento de c, la tensión máxima será mayor en el nervio que en el tubo sin refuerzo.

Otro de los riesgos que introducen la incorporación de refuerzos o soportes en los chasis son los cordones de soldadura que se utilizan para unirlos a los tubos de la estructura [15], ya que las soldaduras son puntos de riesgo de concentración de tensiones y por tanto, de rotura por fatiga. En este caso para tratar de minimizar estos efectos se buscan los puntos de unión de baja tensión que se encuentran en el eje neutro del tubo.

A continuación en la figura 82 se muestran unos ejemplos de la aplicación de refuerzos entre tubos de varios chasis multitubulares de diversos fabricantes actuales.



Fig.82: Nervios de refuerzo en columna y anclaje motor

Como anteriormente se anticipaba se exponen seguidamente diversas modificaciones del prototipo y cómo se comportan dichas nuevas configuraciones del chasis frente al ensayo a flexión longitudinal o frenada que es el más exigente a nivel tensional.

Recapitulando, tras analizar los resultados del mencionado ensayo, la zona de mayor concentración de tensiones superando incluso los 800 MPa se encuentra en los extremos del travesaño y aledaños, y será uno de los principales puntos de estudio. También se aplicarán diversas soluciones en la columna de la dirección que para el mencionado ensayo se extraía una inadecuada concentración de tensiones llegando a los 321,5 MPa.

6.2.5.1 Prototipo A: Refuerzos en la dirección y el travesaño.

Se ha decidido reforzar la parte superior de la columna de la dirección con una placa de 2 milímetros de espesor ubicada en la parte superior externa de los tubos que se anclan al eje de dirección, tratando de evitar la interferencia con éste (figura 83). También se procede a la incorporación de refuerzos en la zona de los extremos de los travesaños que consistirán en dos placas de 2 milímetros ubicadas en la parte externa inferior a ambos lados del travesaño.

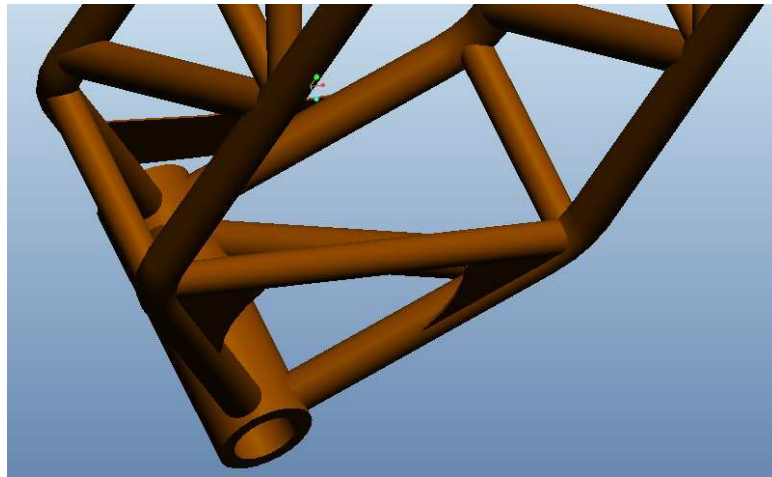


Fig.83: Prototipo A con refuerzos en la columna y el travesaño

Al incorporar el refuerzo en los tubos perpendiculares a la columna se han disminuido los desplazamientos de 1,102 mm a 0,725 mm y mejorado la distribución de tensiones sobre la columna, consiguiendo reducir de 321,5 MPa a 243,4 MPa. Este refuerzo en la dirección ayuda a mejorar el prototipo pero no ocurre lo mismo con los refuerzos del travesaño, en el que se observa un ligero aumento de la tensión alcanzando un valor de 811, 262 MPa (prototipo inicial, 803,827 MPa) como puede verse en la figura 84.

La tabla 7 engloba los valores porcentuales de mejora/detrimento en la reducción de las tensiones y desplazamientos con el nuevo diseño.

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	A	%
Max_disp_mag (mm):	1,102	0,725	34,210
Max_stress_vm (MPa):	803,827	811,262	-0,925

Tabla 7: Resultados prototipo A vs prototipo inicial

Aunque se ha reducido el nivel de tensión en una zona importante del chasis como es la columna de la dirección, no se ha mejorado en el travesaño, que es la zona realmente crítica, por lo que dicha configuración se descarta.

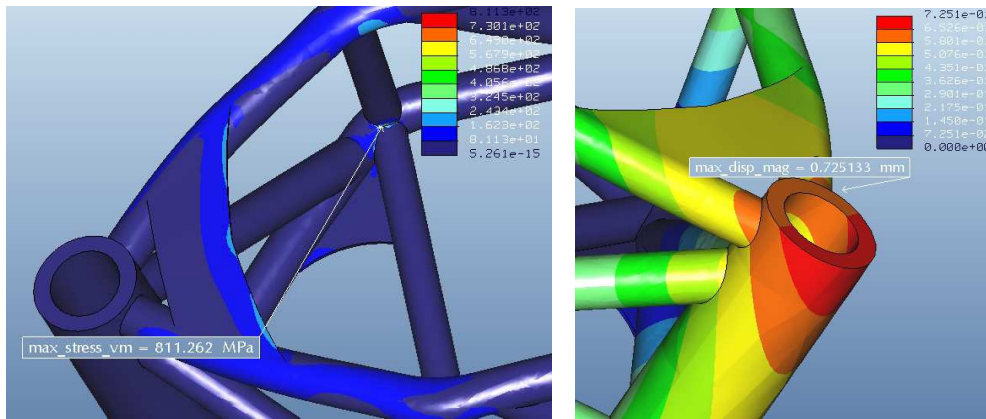


Fig.84: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo A

6.2.5.2 Prototipo B: Refuerzos en el travesaño.

Como en el caso anterior pero ahora eliminando la placa en la columna de la dirección, se cuenta con refuerzos en la zona exclusivamente de los extremos de los travesaños parte externa inferior como se puede ver en la figura 85. El diseño de las placas se ha ideado para reducir el movimiento de los tubos a los que está soldado el travesaño en ambos extremos.

Teniendo en cuenta los resultados del ensayo a flexión longitudinal mostrados en la figura 86, se puede afirmar que el uso exclusivo de los refuerzos en los extremos del travesaño es completamente contraproducente. No solo no se ha conseguido el objetivo buscado que era reducir la tensión en los extremos del travesaño sino que incluso se ha incrementado respecto a la versión del prototipo sin refuerzos y al prototipo modificado A, siendo el máximo valor de tensión de Von Mises de 1027,01 MPa en la zona del travesaño. En relación al desplazamiento de la columna de la dirección tampoco se ve una mejoría destacable, situando el desplazamiento en 1,024 mm cuando en origen era de 1,102 mm (ver tabla 8).

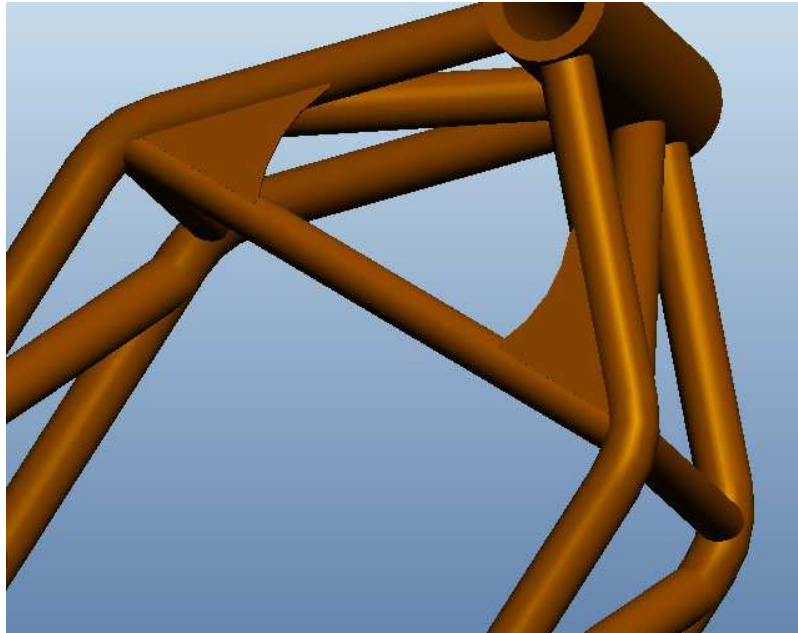


Fig.85: Detalles de los refuerzos en el travesaño del prototipo B

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	B	%
Max_disp_mag (mm):	1,102	1,024	7,078
Max_stress_vm (MPa):	803,827	1027,01	-27,765

Tabla 8: Resultados prototipo B vs prototipo inicial

Recordando lo que ya se comentó en el apartado 6.2.5 en el que se barajaba la idea de que aplicar refuerzos podría ser perjudicial para nuestra estructura, se observa que era cierto. Teniendo en cuenta todo lo anterior, se considera innecesario la aplicación de estos refuerzos tal y como están diseñados por su nula utilidad.

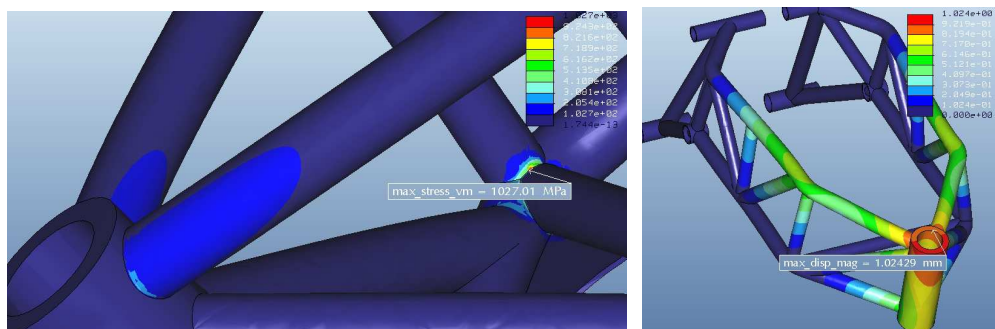


Fig.86: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo B

6.2.5.3 Prototipo C: Refuerzo en columna dirección.

En esta ocasión se utiliza únicamente el refuerzo ya empleado en el prototipo A ubicado en la columna de la dirección y se contrastan los resultados de su comportamiento en solitario (figura 87).

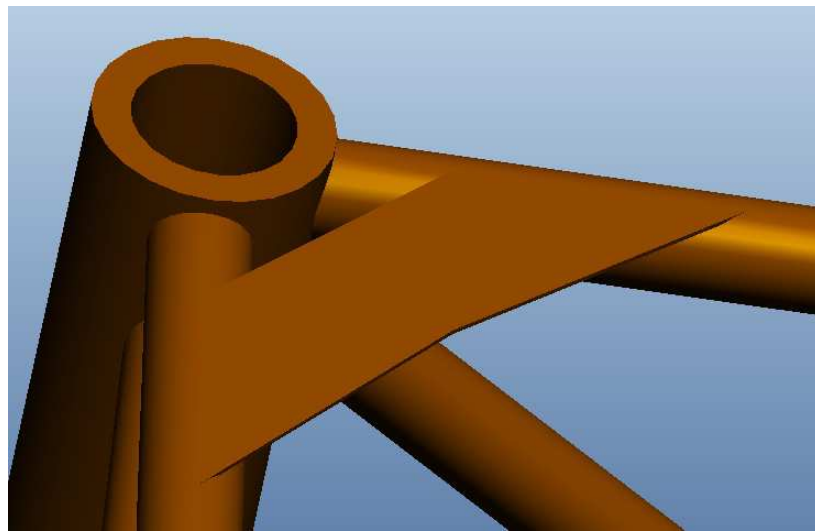


Fig.87: Refuerzo en la columna de la dirección del prototipo C

Se concluye que los resultados obtenidos, ver figura 88, mejoran el prototipo inicial tanto al reducir la tensión de Von Mises localizada en los extremos del travesaño hasta alcanzar un valor de 741,818 MPa como la distribución de las tensiones a lo largo de la columna de la dirección. Por otra parte también se reduce el desplazamiento de la pipa de la dirección hasta los 0,779 milímetros.

Por ahora es la mejor configuración conseguida en comparación con el prototipo inicial pero sigue sin ser válida dicha configuración al superar ésta los límites de elasticidad del acero seleccionado, por lo que queda descartada.

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	C	%
Max_disp_mag (mm):	1,102	0,779	29,3103
Max_stress_vm (MPa):	803,827	741,818	7,71422

Tabla 9: Resultados prototipo C vs prototipo inicial

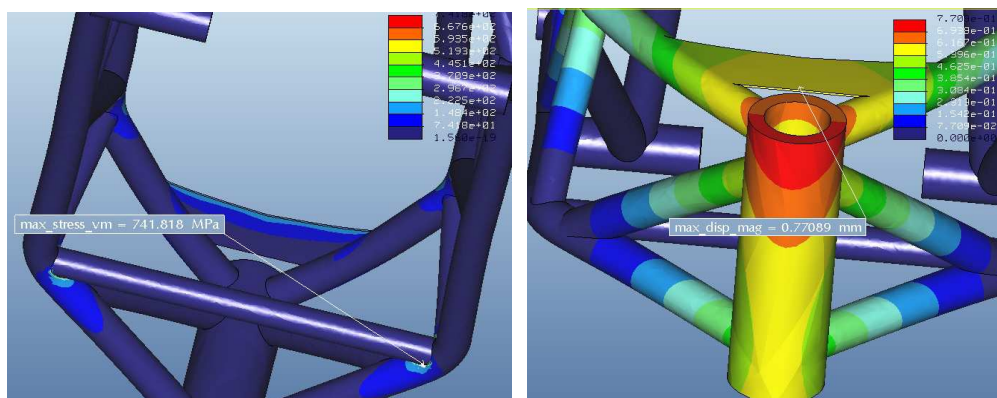


Fig.88: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo C

6.2.5.4 Prototipo D: Rediseño del travesaño.

En este caso la propuesta de diseño consiste en disminuir el diámetro del travesaño aproximadamente un 30% de su tamaño para dar mayor espacio entre los tubos cercanos a los extremos de éste, pasando de un diámetro exterior de 25 mm a 18 mm y de un diámetro interior de 22 mm a 15 mm. Se ha tomado esta opción de diseño dado que en todas las simulaciones hay una elevada interacción entre los extremos del travesaño y los tubos verticales del chasis que están nombrados como V1 y V2 en la figura 89, pudiendo generarse por ello las altas concentraciones de tensiones que se reflejan en los ensayos.

Como muestra la figura 90 los resultados obtenidos desvelan la peor de las configuraciones obtenidas hasta ahora con unos valores de tensiones de Von Mises en los extremos del travesaño de 1179,06 MPa y con un máximo desplazamiento en la columna de la dirección de 1,180 mm.

En la tabla 10 se muestra los elevados porcentajes de detrimento de este nuevo diseño.

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	D	%
Max_disp_mag (mm):	1,102	1,18	-7,078
Max_stress_vm (MPa):	803,827	1179,06	-46,681

Tabla 10: Resultados prototipo D vs prototipo inicial

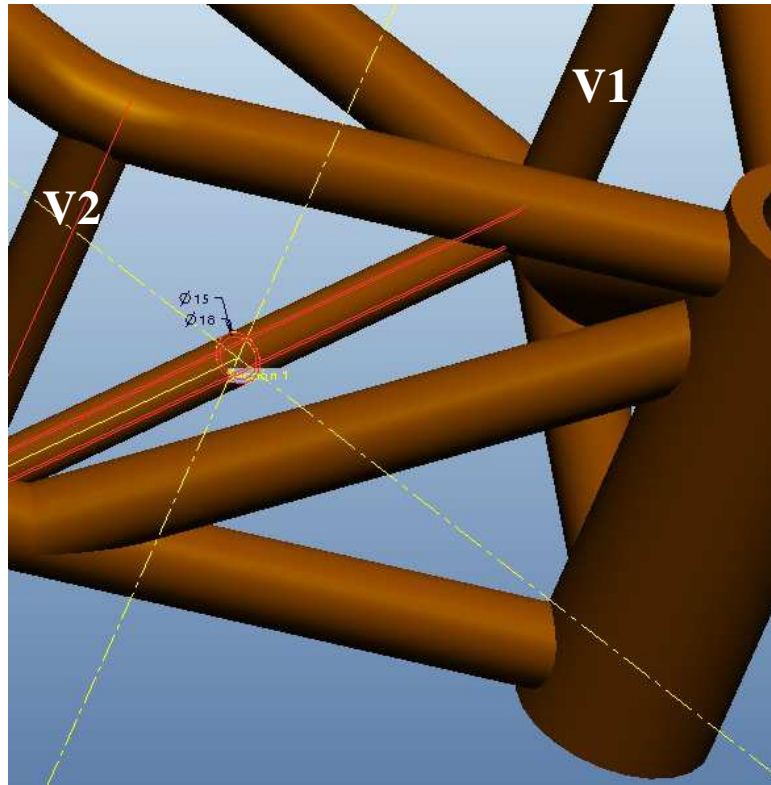


Fig.89: Nuevas cotas del diámetro travesaño del prototipo D

Se descarta esta configuración por razones obvias pero tras esta simulación se puede deducir que la base de los tubos verticales son los que realmente están reflejando la carga del momento flector y que un travesaño más robusto ayuda a mitigar este efecto.

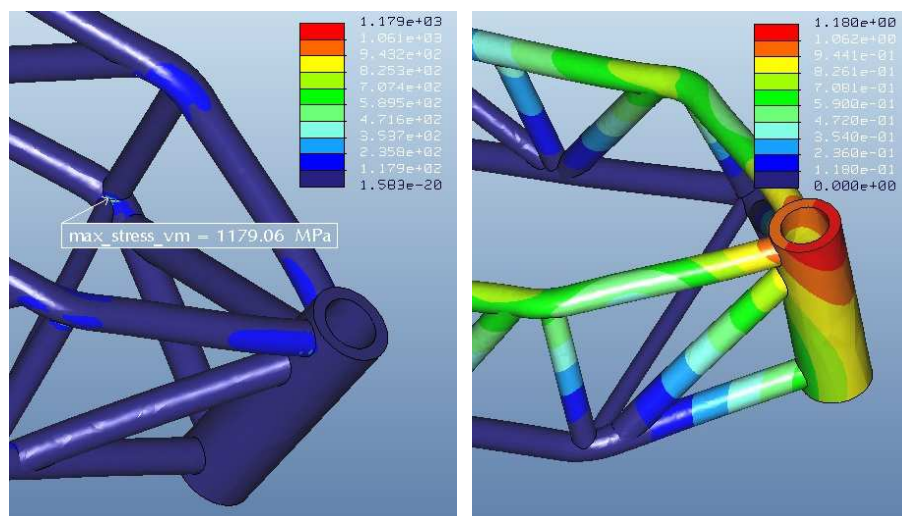


Fig.90: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo D

6.2.5.5 Prototipo E: Rediseño de los tubos verticales V1 y V2.

En la nueva configuración se reducen las dimensiones de ambos tubos verticales aledaños al travesaño dejando éste con sus dimensiones originales. Se disminuirá aproximadamente un 10% el tamaño pasando de 25 mm en el diámetro exterior a 23 y de 22 mm en el diámetro interior a 18 (ver figura 91).

Con esta configuración se pretende descartar otra posible vía de diseño que consiste en redimensionar todos los tubos, y paralelamente se comprueban los efectos ocasionados al debilitar los soportes verticales. Intuitivamente hacer las piezas más esbeltas debería tener un efecto contraproducente pero quizá nuestra estructura está sobredimensionada y consecuentemente no está permitiendo flexionar de modo normal a los tubos verticales V1 y V2, que impiden que los largueros superiores cierren su ángulo con respecto a la columna de la dirección cuando se aplica el momento flector sobre ésta, provocando el aumento de las tensiones en la columna de la dirección.

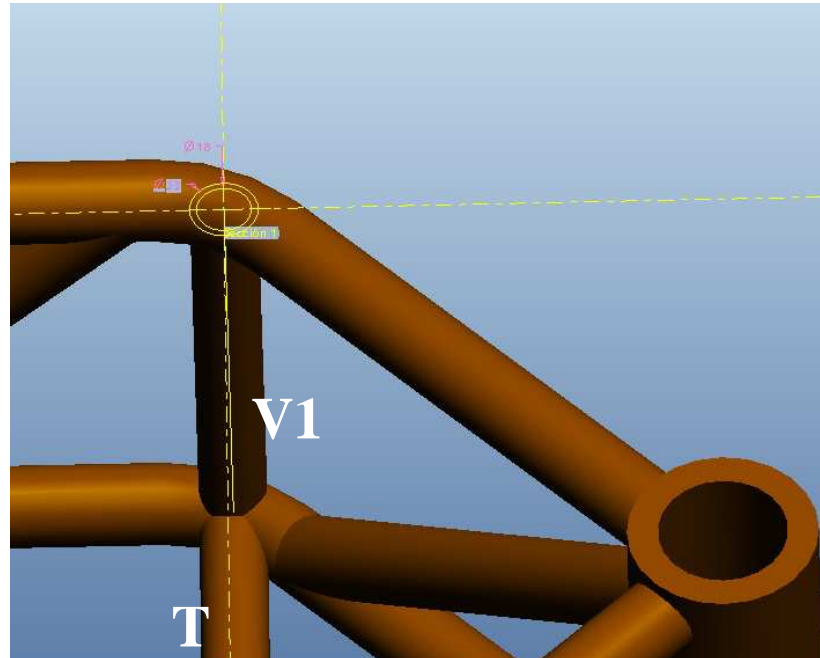


Fig.91: Nuevas cotas del diámetro del tubo V1 del prototipo E

Los resultados obtenidos (figura 92) muestran que esta modificación efectivamente tiene efectos negativos con respecto al prototipo original siendo superiores tanto en relación a la máxima tensión de Von Mises localizada en los

extremos de los travesaños como del desplazamiento en la columna de la dirección (tabla 11).

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	E	%
Max_disp_mag (mm):	1,102	1,136	-3,0853
Max_stress_vm (MPa):	803,827	1020,1	-26,905

Tabla 11: Resultados prototipo E vs prototipo inicial

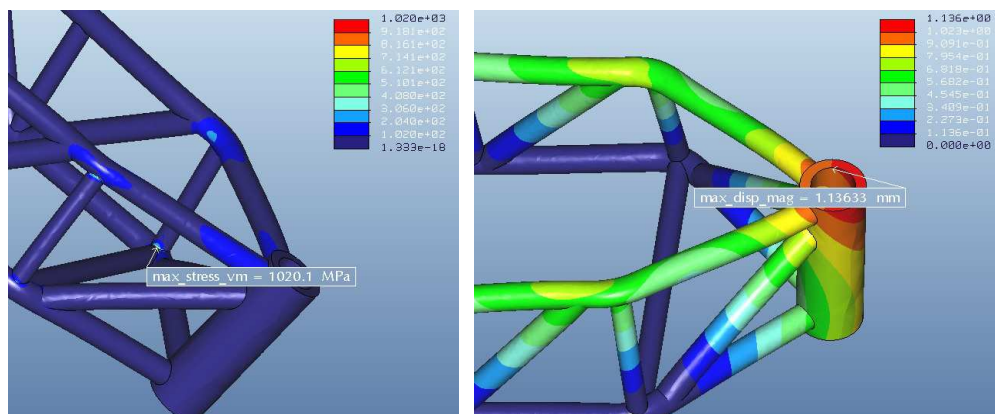


Fig.92: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo E

Esta modificación queda descartada por no satisfacer los criterios establecidos por el límite elástico del material.

6.2.5.6 Prototipo F: Adición travesano T2.

La siguiente modificación que se propone para el prototipo incorpora un travesano superior nombrado como T2 que presenta las mismas dimensiones que el inferior (T1) mostrado en la figura 93. El objetivo es reducir la movilidad de los largueros superiores, evitando que cierren el ángulo formado con la columna de la dirección cuando se aplica el momento flector longitudinal. Inicialmente esta configuración ayudaría a liberar tensión de la base de los tubos verticales (V1 y V2) ubicados cercanos a la pipa de la dirección.

Tras el ensayo se confirma nuestra idea inicial al reducirse con esta configuración los valores de tensión de Von Mises en nuestra zona crítica hasta los 522,745 MPa. Aunque esto es un paso en la dirección correcta todavía no se

está dentro de los límites de elasticidad del acero seleccionado, por lo que no se valida esta configuración.

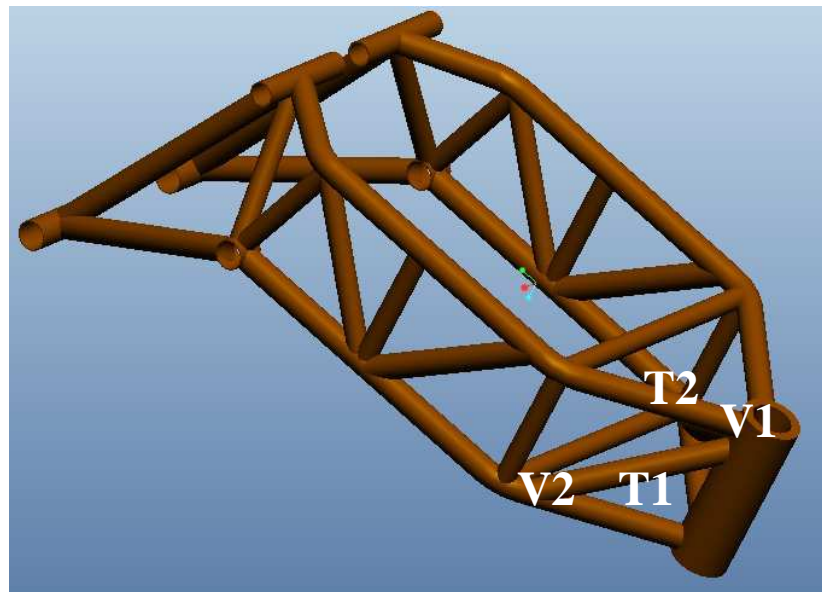


Fig.93: Refuerzo travesaño T2 en el prototipo F

También se ven minimizados los valores de los desplazamientos (figura 94) de la columna de la dirección aunque este dato no ha sido la máxima preocupación en ninguna de las configuraciones, ya que los valores se han mantenido siempre dentro de los márgenes aceptables (tabla 12).

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	F	%
Max_disp_mag (mm):	1,102	0,285	74,137
Max_stress_vm (MPa):	803,827	522,745	34,968

Tabla 12: Resultados prototipo F vs prototipo inicial

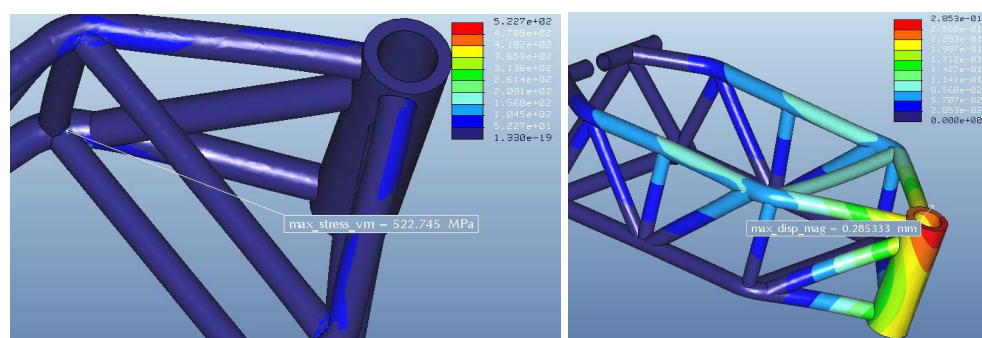


Fig.94: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo F

6.2.5.7 Prototipo G: Eliminación del travesaño T1 y T2.

En el proceso inicial de concepción del chasis se decidió colocar un travesaño en la parte inferior como punto de anclaje del motor y para dar rigidez a la estructura pero debido a las razonables dudas que surgen ante la posibilidad de estar rigidizando en exceso zonas innecesarias de la estructura, se decide en esta ocasión prescindir de los dos travesaños y someter el nuevo prototipo al ensayo a flexión longitudinal.

En esta nueva propuesta se mantienen los dos puntos de anclaje del motor en la parte delantera inferior eliminando el travesaño inferior, y como se anticipó también será eliminado el travesaño superior como muestra la figura 95.

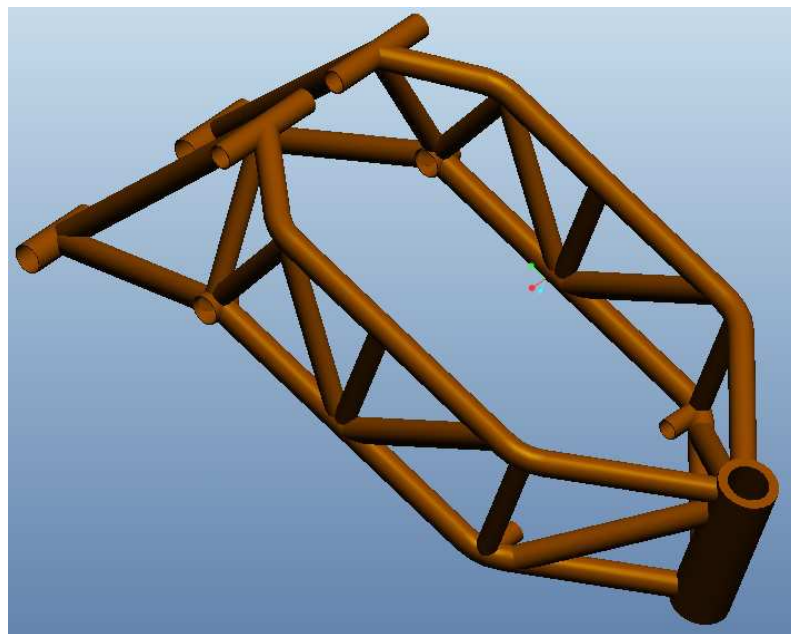


Fig.95: Prototipo G

Tras el ensayo para el prototipo G la máxima tensión de Von Mises se sitúa en los 1065,79 MPa localizada, como en todos los casos anteriores, en la base de los tubos verticales V1 y V2, y los desplazamientos de la columna de la dirección alcanzan los 1,101 mm. Los valores obtenidos (tabla 13) demuestran definitivamente que nuestra decisión inicial de diseño para el prototipo fue acertada y que es necesario el uso de al menos un travesaño para poder contener

las tensiones que se generan tras la aplicación del momento flector en el eje longitudinal del chasis (figura 96).

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	G	%
Max_disp_mag (mm):	1,102	1,101	0,090
Max_stress_vm (MPa):	803,827	1065,79	-32,589

Tabla 13: Resultados prototipo G vs prototipo inicial

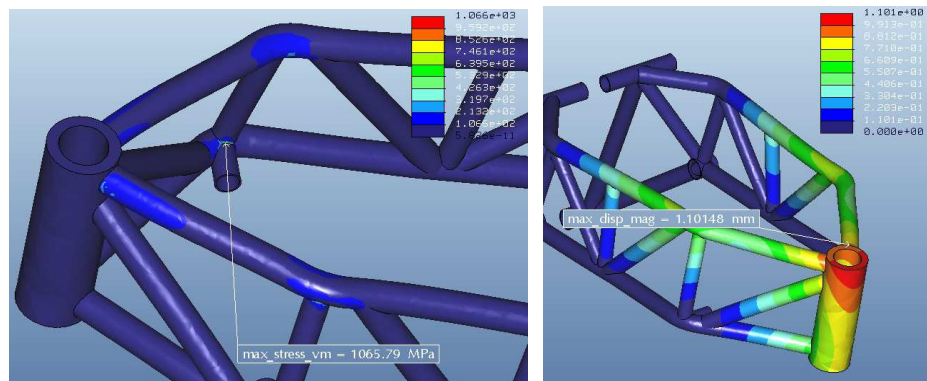


Fig.96: Tensión de Von Mises y desplazamientos en el prototipo G

6.2.5.8 Prototipo H: Adición travesaño T2 y eliminación travesaño T1.

Con la información que se desprende de los otros prototipos fallidos, se deduce que al aplicar el momento flector longitudinalmente sobre la pipa de la dirección los largueros superiores que están unidos a ésta se desplazan hacia el interior disminuyendo el ángulo formado entre ambos. Esto provoca que los tubos verticales V1 y V2 incidan sobre los largueros inferiores en su parte interna, apareciendo la zona crítica de concentración de tensiones que hasta ahora se atribuía a los extremos del travesaño inferior, pero éste trabaja a tracción para este ensayo.

Si se coloca nuevamente el travesaño superior T2 se impide que los largueros superiores disminuyan su ángulo con respecto a la columna de la dirección y así se minimizaría la tensión provocada por los tubos verticales V1 y V2 en los largueros inferiores. Tras lo comentado anteriormente la siguiente modificación en el chasis consiste en conservar el travesaño T2 y eliminar por completo el

travesaño T1, sin prescindir de los dos anclajes de motor como se ve en la figura 97.

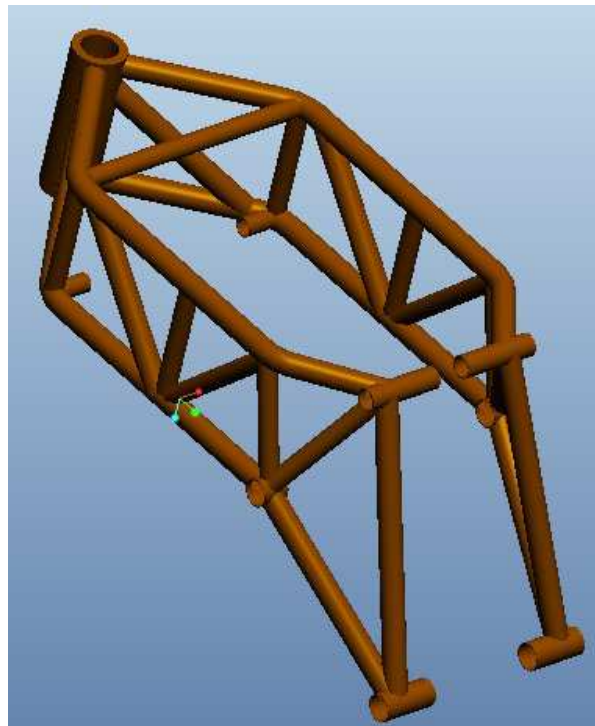


Fig.97: Prototipo H

Una vez finalizado el ensayo a flexión longitudinal los resultados (figura 98) avalan la hipótesis inicial al mostrar unos valores menores de máxima tensión de Von Mises en el chasis. La reducción de la tensión en la zona crítica supera el 65%. Se recuerda que en el chasis original la máxima tensión de Von Mises localizada en la confluencia de los extremos inferiores de los tubos verticales V1 y V2 con los largueros inferiores era de 803,827 MPa y con la nueva configuración es de 278,357 MPa, quedando dentro de los límites de elasticidad del acero. Por otra parte, el máximo desplazamiento que aparece en la columna de la dirección se ve minimizado con esta nueva configuración, viéndose reducido hasta casi un 75% con respecto al prototipo inicial, siendo anteriormente de 1,102 mm y ahora 0,284 mm en el prototipo H.

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	H	%
Max_disp_mag (mm):	1,102	0,284	74,228
Max_stress_vm (MPa):	803,827	278,357	65,371

Tabla 14: Resultados a flexión longitudinal prototipo H vs prototipo inicial

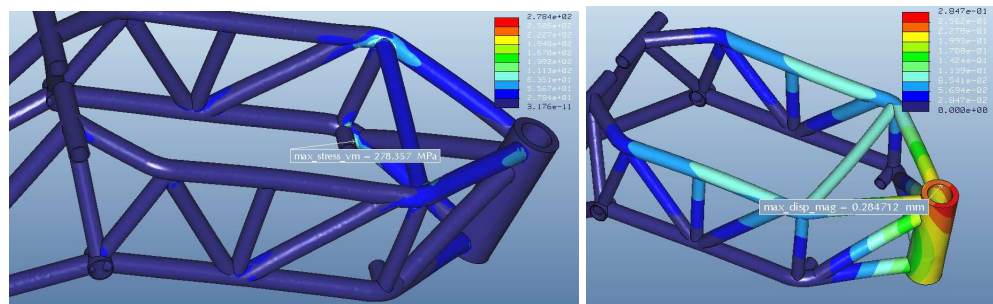


Fig.98: E.F. longitudinal prototipo H: Tensión de Von Mises y desplazamientos

Con esta configuración y para el ensayo a flexión longitudinal se ha obtenido un prototipo válido pero para poder dar completa validez se comprueba el comportamiento del prototipo H para el ensayo a torsión (figura 99), que es el segundo ensayo en el que se concentra mayor tensión en la zona crítica.

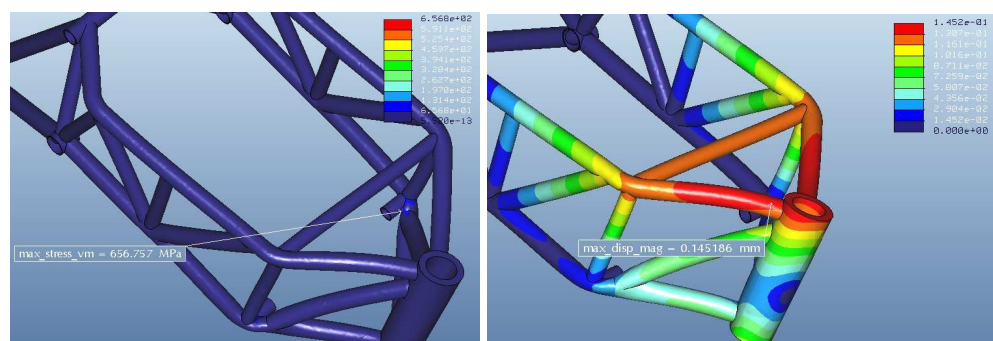


Fig.99: E. torsión prototipo H: Tensión de Von Mises y desplazamientos

Los resultados obtenidos tras el ensayo muestran una reducción de la tensión de Von Mises en los anclajes anteriores del motor con un valor de 656,757 MPa, siendo en el prototipo inicial de 722,815 MPa, pero éste no es aceptable por superar los límites elásticos del acero. Los máximos desplazamientos permanecen inalterados con esta nueva configuración (tabla 15). No se realizará el ensayo a flexión lateral hasta que se validen los dos ensayos anteriores que son los más críticos.

Prototipo E. Torsión	Inicial	H	%
Max_disp_mag (mm):	0,145	0,145	0
Max_stress_vm (MPa):	722,815	656,757	9,138

Tabla 15: Resultados a torsión del prototipo H vs prototipo inicial

6.2.5.9 Prototipo I: Anclajes motor anteriores externos.

Los anclajes anteriores del motor situados en el interior del chasis están concentrando las mayores tensiones de la estructura. Se considera que si se sitúan externamente se logrará eliminar dicha concentración y conseguir la reducción de tensión deseada. Con este propósito se han diseñado tres configuraciones de anclajes externos ubicando la pletina a 90°, a 60° y a 30° respecto a los largueros figuras 100, figura 101 y figura 102 respectivamente. A continuación se presentan las capturas de imágenes de cada una de las configuraciones del prototipo I para el ensayo a flexión longitudinal, mostrando los máximos valores de tensión de Von Mises en la tabla 16.

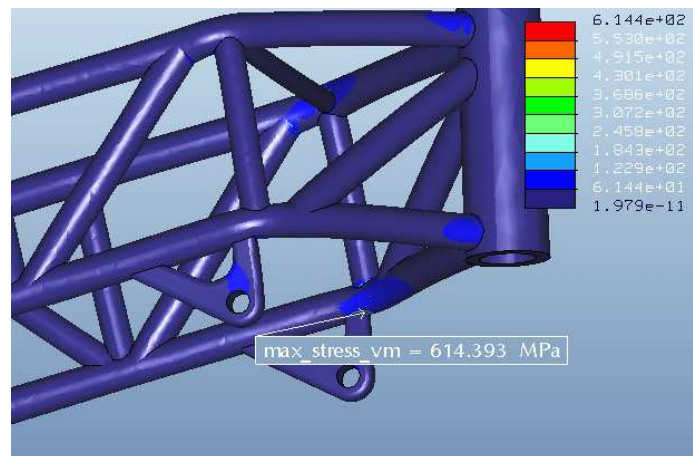


Fig.100: Tensiones de Von Mises a flexión longitudinal del prototipo I a 90°

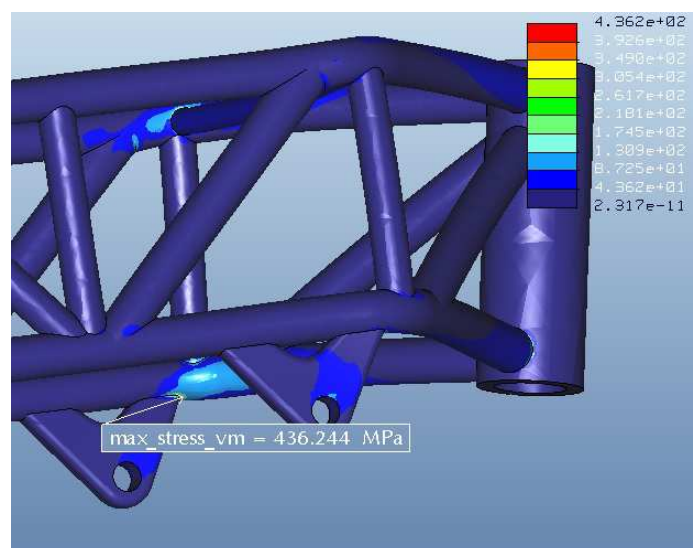


Fig.101: Tensiones de Von Mises a flexión longitudinal del prototipo I a 60°

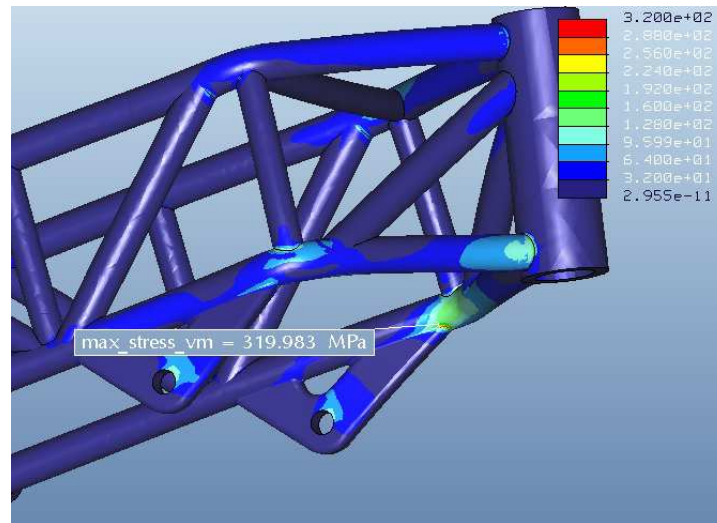


Fig.102: Tensiones de Von Mises a flexión longitudinal del prototipo I a 30°

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	I a 90°	I a 60°	I a 30°
Max_stress_vm (MPa):	803,827	614,393	436,244	319,983

Tabla 16: Resultados E.F. longitudinal de los prototipos I vs prototipo inicial

Tanto el prototipo I a 90° como a 60° se descartan por la elevada tensión registrada en los bordes anteriores de la pletina. En el caso del prototipo I a 30° se registran unos valores (tabla 17) inferiores a nuestro límite elástico del acero y en relación a los máximos desplazamientos (figura 103) también se ven reducidos con respecto al prototipo inicial. Las deformaciones igualmente muestran esa tendencia siendo menores como se puede ver en la figura 104.

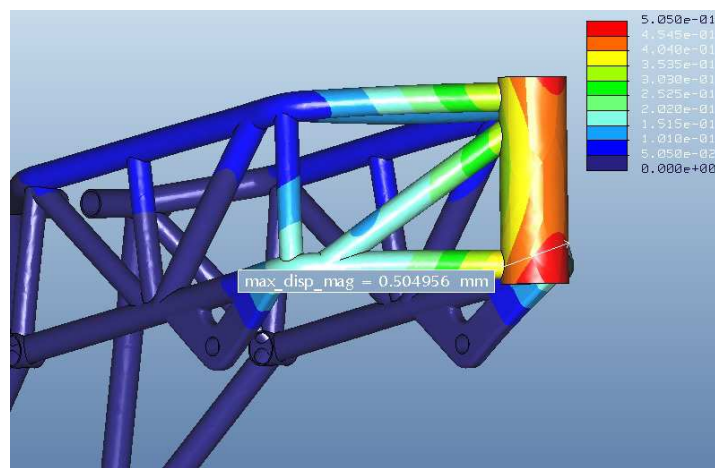


Fig.103: Máximo desplazamientos a flexión longitudinal del prototipo I a 30°

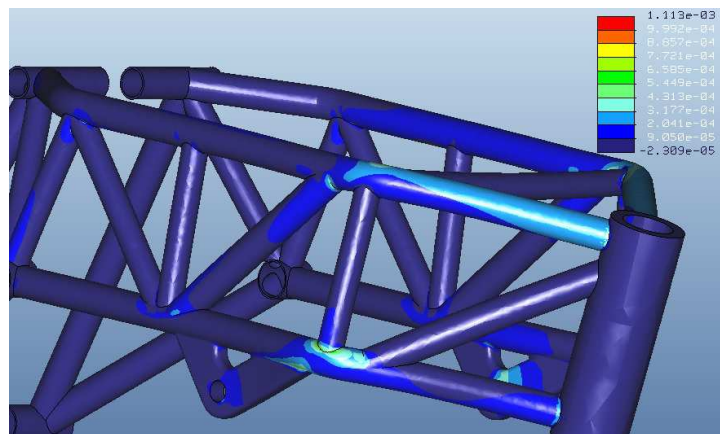


Fig.104: Deformaciones a flexión longitudinal del prototipo I a 30°

Prototipo E. F. Longitudinal	Inicial	I a 30°	%
Max_disp_mag (mm):	1,102	0,504	54,265
Max_stress_vm (MPa):	803,827	319,983	60,1926
Deformaciones:	0,00331	0,00113	65,8197

Tabla 17: Resultados E.F. longitudinal del prototipo I a 30° vs prototipo inicial

Con esta nueva configuración se mejora como mínimo un 50% los resultados con respecto al prototipo inicial para la máxima tensión de Von Mises, los máximos desplazamientos y las deformaciones en el ensayo a flexión longitudinal, por lo que se prosigue con el ensayo a torsión que puede verse en la figuras 105, figura 106 y figura 107, con su respectiva tabla de resultados resumen número 18.

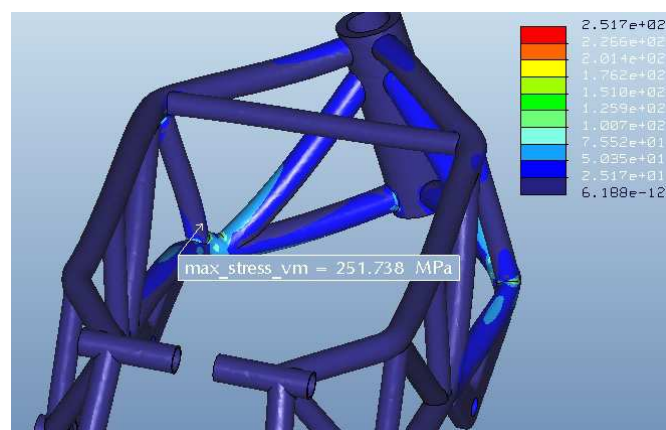


Fig. 105: Prototipo I a 30°: Tensión de Von Mises en el ensayo a torsión

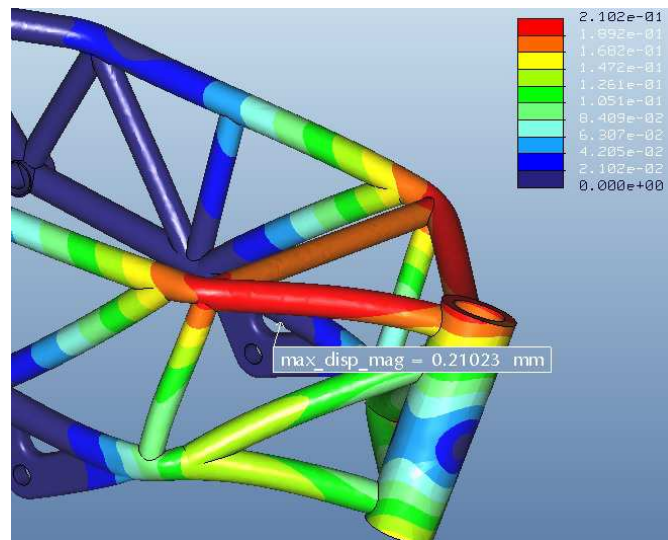


Fig. 106: Prototipo I a 30°: Máximo desplazamiento en el ensayo a torsión

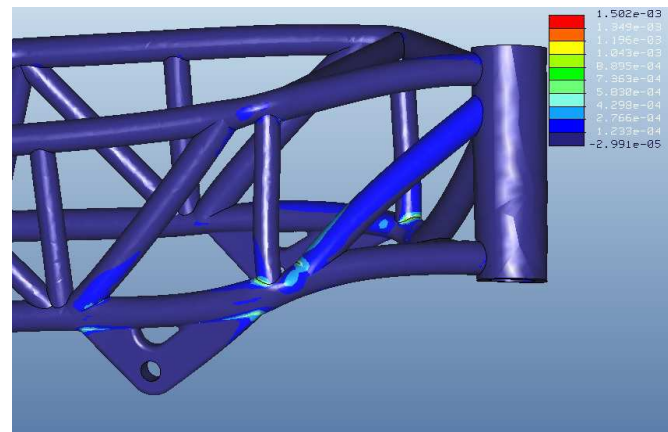


Fig. 107: Prototipo I a 30°: Deformaciones en el ensayo a torsión

Prototipo E. Torsión	Inicial	I a 30°	%
Max_disp_mag (mm):	0,145	0,21023	-44,986
Max_stress_vm (MPa):	722,815	251,738	65,1726
Deformaciones:	0,00274	0,0015	45,2025

Tabla 18: Resultados E. torsión del prototipo I a 30° vs prototipo inicial

La nueva configuración ha respondiendo correctamente a las solicitaciones requeridas, con una reducción en la concentración de tensiones y deformación, y con un ligero aumento en los desplazamientos en la columna de la dirección pero sin ser determinante para rechazar la modificación, por lo que se sigue con el ensayo a flexión lateral que al ser el menos exigente de los tres ensayos se espera

un resultado satisfactorio. Puede verse en las figuras 108, figura 109 y figura 110 y tabla 19 de resultados.

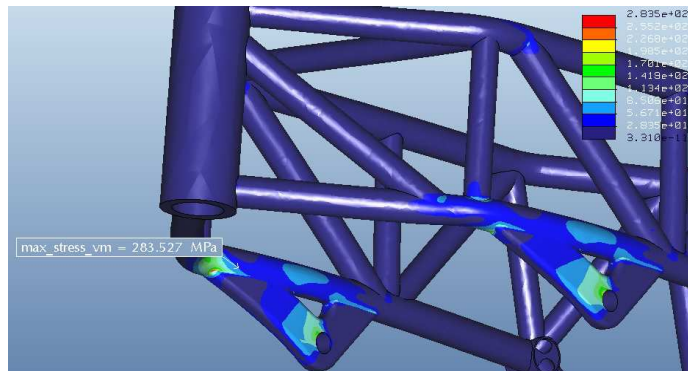


Fig. 108: Prototipo I a 30°: Tensión de Von Mises en el ensayo a flexión lateral

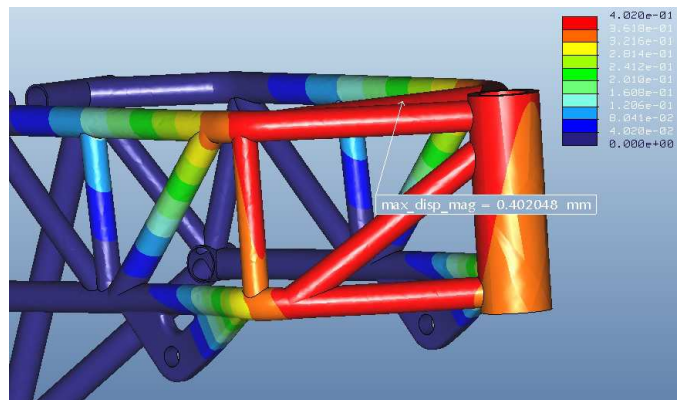


Fig. 109: Prototipo I a 30°: Máximo desplazamiento en el ensayo a flexión lateral

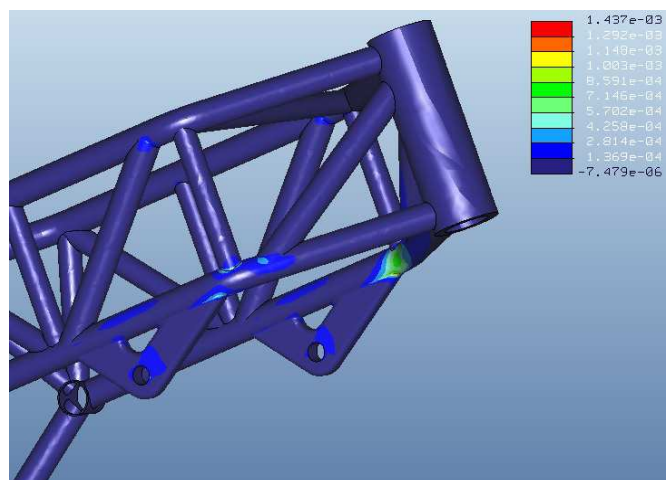


Fig. 110: Prototipo I a 30°: Deformaciones en el ensayo a flexión lateral

Prototipo E. F. Lateral	Inicial	I a 30°	%
Max_disp_mag (mm):	0,0613	0,40205	-555,87
Max_stress_vm (MPa):	353,754	283,527	19,8519
Deformaciones:	0,00162	0,00144	11,2415

Tabla 19: Resultados E.F. lateral del prototipo I a 30° vs prototipo inicial

Tras los últimos resultados se confirma que se ha logrado alcanzar con éxito la configuración apta para superar los tres ensayos con las cargas hipotéticas y bajo las condiciones de contorno establecidas. Gracias a las modificaciones presentes el prototipo I a 30° (figura 112), se ha obtenido una tensión máxima de Von Mises por debajo del límite de elasticidad del acero seleccionado, los máximos desplazamientos que se localizan en la columna de la dirección no superan el milímetro de longitud, y las deformaciones unitarias nunca fueron un inconveniente para ninguna de las configuraciones en ninguno de los ensayos.

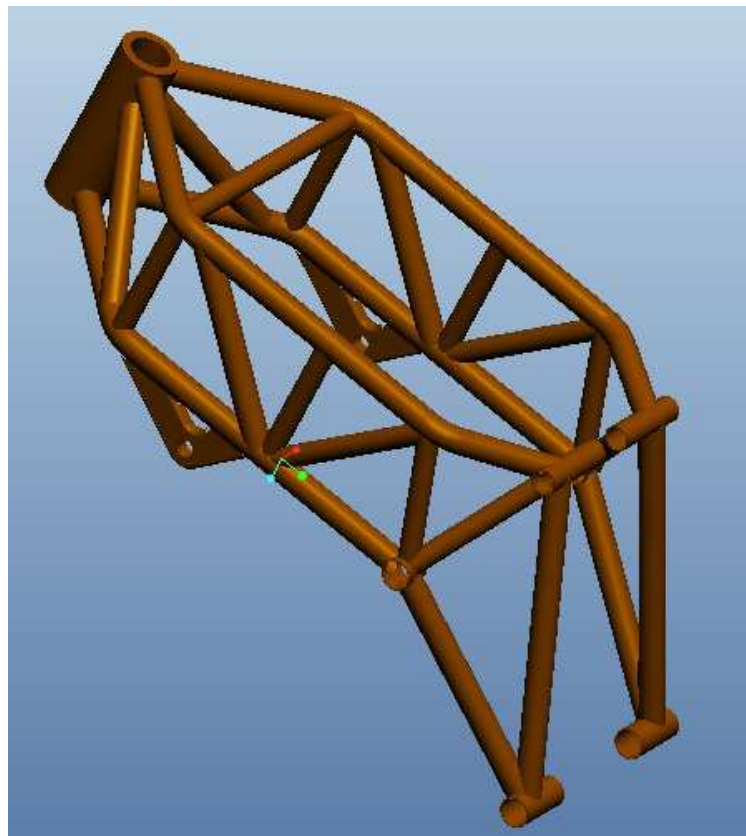


Fig. 111: Vista prototipo I a 30°

CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

7.1 CONCLUSIONES FINALES

Una vez finalizado el proyecto se pueden decir que a lo largo del presente documento se ha explicado de una forma clara, concisa y concreta el planteamiento inicial de nuestro propósito, el desarrollo del mismo y la consecución con éxito de los objetivos marcados, los cuales se pasan a enumerar:

- Se ha diseñado y simulado un prototipo de chasis de moto apto para albergar el motor Wankel, con las garantías de cumplir de forma satisfactoria ante situaciones hipotéticas similares a las reales mediante tres diversos ensayos virtuales comprobando su comportamiento mecánico, obteniendo sus máximas tensiones, máximos desplazamientos y deformaciones frente a hipotéticas cargas aplicadas sobre la estructura.
- Tras la información reflejada en los ensayos se ha llevado a cabo el análisis de los resultados para poder tomar la decisión correcta y en la dirección adecuada hacia un diseño del chasis que superase las condiciones de contorno impuestas.
- La optimización de diseño llevado a cabo sobre el chasis original hasta alcanzar el chasis definitivo llamado prototipo I a 30° reduce más de un 50% los valores de la máxima tensión de Von Mises, los máximos desplazamientos y las deformaciones en el ensayo a flexión longitudinal con respecto a los resultados para el mismo ensayo en el prototipo inicial. Para el ensayo a torsión la reducción es de al menos el 45% para la máxima tensión de Von Mises y las deformaciones con respecto al prototipo inicial, y finalmente para el ensayo a flexión lateral la reducción es de un 19% para la máxima tensión de Von Mises y un 11% para las deformaciones.

- Con la optimización se consigue no superar el límite elástico del acero seleccionado, que los desplazamientos en la columna de la dirección estén por debajo de 1 milímetro y que las deformaciones unitarias se mantengan siempre en valores discretos.
- Con el programa de diseño Creo Elements/Pro, se ha realizado el diseño del chasis, la simulación y la obtención de los resultados para analizar, aplicando conceptos ingenieriles, su comportamiento mecánico. Gracias al entorno de trabajo sencillo e intuitivo, la adaptación a su uso ha sido fácil, demostrando ser una potente herramienta para formarse en el diseño gráfico.
- Este proyecto ha sido el camino necesario para poder tomar conciencia de los procesos de diseño en los proyectos de ingeniería relacionados con el motociclismo.

7.2 FUTUROS DESARROLLOS

Los futuros desarrollos de este proyecto son claros y posiblemente de larga duración pero de cara a plantear diversas vías de desarrollo en el corto plazo se definen las siguientes:

- Para profundizar en el desarrollo del chasis una vez se tuviese fabricado el primer prototipo físico, se podrían realizar los mismos tres ensayos a flexión longitudinal, a flexión lateral y torsión haciendo uso de la extensometría, técnica que consiste en la medición de esfuerzos y deformaciones reales mediante galgas para contrastar los resultados teóricos de desplazamientos, esfuerzos y tensiones con los que se obtuviesen en la práctica.
- Siguiendo la línea anterior y dado que ya se ha diseñado el basculante, se podrían efectuar las simulaciones y análisis estructurales correspondientes al igual que se ha hecho en el chasis, para poder efectuar las mejoras correspondientes y poder así afirmar que el basculante cumple con las condiciones de contorno impuestas, y es apto

para su fabricación y uso. Una vez terminado el proceso de fabricación se usaría la misma técnica de extensometría para comparar los resultados prácticos con los teóricos.

- Los pasos anteriores servirían sin duda para seguir la dirección de estudio y desarrollo para obtener el objetivo final a largo plazo, que sería obtener una moto completa, viable y funcional. Haciendo como primer paso el desarrollo completo del prototipo virtual de la moto diseñando al detalle por ejemplo, las estriberas, cadena, corona, piñón, sistema de refrigeración, escapes, carrocería y demás elementos que la componen.
- Una vez fabricada la moto se haría necesarios estudios posteriores con la colaboración de un piloto experimentado para refinar el prototipo con las aportaciones obtenidas de sus sensaciones en el pilotaje y contrastarlos con los sistemas de telemetría tan imprescindibles en la actualidad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. GIUNTI EDITORE. Storia modelli, tecnica dalle origini a oggi. Edición 2011.
- [2]. <http://www.nortonmotorcycles.com> Fecha última visita: 15/11/2013.
- [3]. CARLOS MORANTE. Documentación técnica del curso teórico de puesta a punto, parte ciclo, de una motocicleta, 2011.
- [4]. TONY FOALE. Motocicletas Comportamiento dinámico y diseño de chasis: El arte y la ciencia. Tony Foale 2003.
- [5]. M. ARIAS-PAZ. Manual de Motocicletas.33ª Edición. Ediciones Dossat. 2006.
- [6]. <http://thevintagent.blogspot.com.es> Fecha última visita: 23/11/2013.
- [7]. <http://www.crightonracing.com> Fecha última visita: 25/11/2013.
- [8]. <http://www.wikipedia.com> Fecha última visita: 10/01/2014.
- [9]. PATXI VERGARA. PFC: Modelado, análisis y simulación de un chasis de motocicleta. Universidad Carlos III de Madrid, 2011.
- [10]. <http://www.ducati.it> Fecha última visita: 12/01/2014.
- [11]. <http://www.ptc.com/product/creo> Fecha última visita: 12/02/2014.
- [12]. Manuales Creo Elements/Pro.
- [13]. Reglamento FIM (Federación Internacional de Motociclismo) 2013.
- [14]. J. Mª ARMENGOL. Conducción deportiva de motocicletas. 3ª Edición. Libros Cúpula, 2009.
- [15]. <http://www.mvagusta.it> Fecha última visita: 20/02/2014.