

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE DOS ALTERNATIVAS DE SEMICHASIS DE COMPETICIÓN

Estudiante
Director/Directora
Departamento
Curso académico

Xabier Ventura Zambrano
Igor Fernández de Bustos
Ingeniería Mecánica
2020/2021

Bilbao, 10 de junio de 2021

Resumen Trilingüe

Castellano

Mediante este documento, se procederá a explicar el diseño y fabricación de dos semichasis de competición. Ambos semichasis formaron parte de los prototipos del equipo Motostudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao. El principal objetivo es la obtención de dos semichasis, los cuales difieren entre sí en el coste y el peso, que cumplan con las exigencias del mundo de la competición. Para ello tras analizar las diferentes alternativas se realiza un diseño de los componentes, los cuales posteriormente se procede a fabricar, así como a validar su diseño. De manera que finalmente, el equipo adquiera los componentes que precisa para competir, pudiendo elegir entre dos alternativas las cuales cumplen los objetivos principales del proyecto.

Palabras clave: Semichasis, Motocicleta, Soldadura, Diseño

Euskera

Lehiaketako bi semitxasis-en diseinua eta fabrikazioa azalduko da lan honen bidez. Bi semitxasis-ak Bilboko Ingeniaritza Eskolako Motostudent taldeko prototipoen parte izan dira. Helburu nagusia lehiaketaren munduak exijitutako eskakizunekin bat egiten duten bi semitxasis desberdin lortzea da, haien arteko desberdintasuna, pisua eta kostua izanda. Horretarako, osagaien diseinua egingo da alternatiba desberdinen analisia egin ostean. Geroago, osagaiak fabrikatu eta hauen diseinuaren onespena. Amaiera batean, taldeak lehiatzeko beharrezkoak dituen piezak lortuz, proiektuaren helburu nagusiekin bat egiten duten bi alternatiben artean aukeratzeko ahalmena edukiz.

Hitz gakoak: Semitxasis, Motozikleta, Soldadura, Diseinua

English

This document is going explain the design and fabrication of two different competition subframes. Both subframes, are part of different prototypes of the Motostudent team of the Bilbao Engineering School. The main objective is to obtain two subframes, which main differences are the weight and the cost, which fulfil the requirements of the competition world. In order to achieve this porpoise, is going to make a design after analysing different alternatives. As well as, the fabrication and validation of the design of the components. Therefore, the team finally could get the components needed for the competition, having the capacity of choosing between two alternatives, whose ones accomplish with the main objectives of the project.

Key words: Subframe, Motorbike, Welding, Design

Índice

Resumen Trilingüe.....	2
Castellano	2
Euskera	2
English.....	2
Lista de figuras.....	5
Lista de tablas.....	9
1. Memoria.....	10
1.1. Introducción.....	10
1.2. Contexto	11
1.2.1. Semichasis	11
1.2.2. Maquinaria y material disponible	12
1.3. Objetivos y alcance del trabajo	13
1.4. Beneficios que aporta el trabajo	14
1.5. Descripción de requerimientos	15
1.5.1. Requerimientos impuestos por la organización	15
1.5.2. Requerimientos impuestos por el equipo.....	16
1.6. Análisis de alternativas.....	16
1.6.1. Tipo de estructura	16
1.6.2. Tipo de unión al chasis	19
1.6.3. Materiales.....	20
1.7. Análisis de riesgos.....	21
1.8. Descripción de las soluciones propuestas.....	23
2. Metodología seguida en el desarrollo del trabajo.....	25
2.1. Descripción de tareas, fases y procedimientos.....	25
2.1.1. Comparativa del estado del arte.....	25
2.1.2. Diseño.....	26
2.1.3. Fabricación	27
2.1.4. Validación	27
2.2. Diagrama de Gantt	27

2.3.	Cálculos.....	29
2.3.1.	Consideraciones generales.....	29
2.3.2.	Análisis estructural	33
2.3.3.	Calculo estructural, resistente y de inestabilidad	38
2.4.	Análisis de los resultados.....	56
2.4.1.	Análisis del cálculo estructural.....	56
2.4.2.	Análisis del cálculo resistente	56
2.4.3.	Cálculo de ciclos totales de carga.....	60
2.5.	Fabricación.....	64
2.5.1.	Semichasis de chapa.....	64
2.5.2.	Semichasis tubular	66
2.5.3.	Soldadura	70
2.6.	Validación	73
3.	Aspectos económicos	84
3.1.	Descripción del presupuesto	84
3.1.1.	Semichasis de chapa.....	84
3.1.2.	Semichasis tubular	86
3.2.	Diferencia de costes	87
4.	Conclusiones	88
5.	Bibliografía	89
6.	Anexo I: Pliego de condiciones	90
7.	Anexo II: Planos.....	99
8.	Anexo III: Normativa de circuitos - Planos.....	101
9.	Anexo IV: Soldadura.....	111

Lista de figuras

Figura 1-1 Semichasis tubular anclado al chasis de la motocicleta	12
Figura 1-2 Chasis y semichasis de estructura de chapa	17
Figura 1-3 Semichasis tubular sin triangulación.....	18
Figura 1-4 Semichasis tubular con triangulación	18
Figura 1-5 Semichasis de estructura monocasco	19
Figura 1-6 Semichasis tubular	24
Figura 1-7 Semichasis de chapa	24
Figura 2-1 Parámetros utilizados durante el diseño del semichasis tubular	26
Figura 2-2 Diagrama de Gantt	28
Figura 2-3 Esquema dinámico para la carga máxima, cortesía de (Cossalter, 2005)	30
Figura 2-4 Trazado del circuito Motorland Aragón, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019)	31
Figura 2-5 Plano de un plano de circuito, cortesía de (RFEA, 2018)	34
Figura 2-6 Análisis modal del semichasis de chapa	36
Figura 2-7 Análisis modal del semichasis tubular	37
Figura 2-8 Malla de elementos finitos del semichasis de placas	39
Figura 2-9 Concentrador de tensiones en la orejeta del semichasis tubular.	40
Figura 2-10 Cargas y uniones aplicadas en el modelo EF para el semichasis de chapa.....	42
Figura 2-11 Carga lateral del semichasis de chapa	42
Figura 2-12 Cargas y uniones aplicadas en el modelo EF para el semichasis tubular	43
Figura 2-13 Carga lateral del semichasis tubular	43
Figura 2-14 Desplazamientos en el plano principal de aplicación de la carga del semichasis de chapa	44
Figura 2-15 Desplazamiento lateral semichasis de chapa	45
Figura 2-16 Resultado del análisis iterativo	46
Figura 2-17 Desplazamiento en dirección de la carga principal del semichasis tubular	47
Figura 2-18 Desplazamiento lateral semichasis tubular	48
Figura 2-19 Grafico tensión de fatiga-ciclos de carga, cortesía de (Nanninga, 2008)	49
Figura 2-20 Grafico S-N de esfuerzos a fatiga con daño acumulativo Palmgren-Miner, cortesía de (Hobbacher, 1996).....	51
Figura 2-21 Tensiones de Von Mises para el semichasis de chapa.....	53
Figura 2-22 Detalle tensiones semichasis de placas	53
Figura 2-23 Tensiones de Von Mises del semichasis tubular.....	54
Figura 2-24 Tensión máxima orejeta.....	54
Figura 2-25 Tensiones de Von Mises limitadas a 100 Mpa	55
Figura 2-26 Factor de carga de pandeo	55
Figura 2-27 Tensión máxima del semichasis de chapa	57

Figura 2-28 Detalle intersección ente superficies.....	57
Figura 2-29 Semichasis antes de eliminar la superficie de chapa delantera	58
Figura 2-30 Tensión máxima del semichasis tubular	59
Figura 2-31 Valor máximo del análisis global.....	60
Figura 2-32 Tensión máxima de las soldaduras semichasis de chapa	61
Figura 2-33 Valor máximo tensional del semichasis de chapa a tracción.....	62
Figura 2-34 Tensión máxima unión tubo-orejeta	63
Figura 2-35 Tensiones totales de las vigas	63
Figura 2-36 Amarres del semichasis de chapa	65
Figura 2-37 Comprobación del ángulo de inclinación del semichasis	66
Figura 2-38 Detalle de la separación entre elementos previo a la soldadura	67
Figura 2-39 Semichasis tubular punteado.....	68
Figura 2-40 Posicionamiento de los montantes y rigidizadores	69
Figura 2-41 Semichasis terminado montado en la motocicleta	70
Figura 2-42 Diagrama de corriente alterna, cortesía de (Cueto, 2003).....	72
Figura 2-43 Ensayo de medida de las frecuencias naturales del chasis.....	74
Figura 2-44 Onda de sonido generada por el impacto (Audacity).....	75
Figura 2-45 Espectrograma de 0 a 1kHz.....	75
Figura 2-46 Espectrograma de 1 a 2 kHz.....	76
Figura 2-47 Espectro de la onda.....	76
Figura 2-48 Autocorrelación mejorada	77
Figura 2-49 Obtención experimental de la primera frecuencia natural del semichasis	78
Figura 2-50 Obtención experimental de la segunda frecuencia natural del semichasis	79
Figura 2-51 Obtención experimental de la tercera frecuencia natural del semichasis	79
Figura 2-52 Obtención experimental de la cuarta frecuencia natural del semichasis	80
Figura 2-53 Modos de vibración 4º, 5ºy 6º	81
Figura 2-54 Pico de 350 Hz	81
Figura 2-55 Modos correspondientes al rango de frecuencias entre 300 y 400 Hz	82
Figura 2-56 Obtención experimental de la octava frecuencia natural del semichasis	82
Figura 2-57 Pico de 506 Hz	83
Figura 2-58 Modos de vibración noveno y decimo	83
Figura 3-1 Horas internas, Costes de adquisición y costes indirectos para el semichasis de placas.....	84
Figura 3-2 Consumo eléctrico y amortizaciones para el semichasis de chapa	85
Figura 3-3 Coste total del proyecto.....	85
Figura 3-4 Horas internas, Costes de adquisición y costes indirectos para el semichasis tubular	86
Figura 3-5 Consumo eléctrico y amortizaciones para el semichasis de tubular	86

Figura 3-6 Coste total del proyecto.....	87
Figura 3-7 Comparativa de costes.....	87
Figura 6-1 Normativa de la competición. Artículo B.2-1, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019).....	90
Figura 6-2 Normativa de la competición. Artículo B.2-2, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019).....	91
Figura 6-3 Normativa de la competición. Artículo B.2-3, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019).....	92
Figura 6-4 Normativa de la competición. Artículo B.2-4, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019).....	93
Figura 6-5 Normativa de la competición. Artículo B.3, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019).....	94
Figura 6-6 Normativa de la competición. Artículo E.3-1, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019).....	95
Figura 6-7 Normativa de la competición. Artículo E.3-2, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019).....	96
Figura 6-8 Normativa de la competición. Artículo E.3-3, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019).....	97
Figura 6-9 Normativa de la competición. Artículo E.3-4, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019).....	98
Figura 7-1 Semichasis de chapa - plano	99
Figura 7-2 Semichasis tubular - plano	100
Figura 8-1 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018).....	101
Figura 8-2 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018).....	102
Figura 8-3 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018).....	103
Figura 8-4 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018).....	104
Figura 8-5 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018).....	105
Figura 8-6 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018).....	106
Figura 8-7 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018).....	107
Figura 8-8 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018).....	108
Figura 8-9 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018).....	109
Figura 8-10 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018)	110
Figura 9-1 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996).....	111
Figura 9-2 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996).....	112
Figura 9-3 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996).....	113

Figura 9-4 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 114

Figura 9-5 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 115

Figura 9-6 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 116

Figura 9-7 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 117

Figura 9-8 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 118

Figura 9-9 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 119

Figura 9-10 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 120

Figura 9-11 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 121

Figura 9-12 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 122

Figura 9-13 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 123

Figura 9-14 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 124

Figura 9-15 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 125

Figura 9-16 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 126

Figura 9-17 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 127

Figura 9-18 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)..... 128

Figura 9-19 Parámetros para soldadura TIG, cortesía de (Carburos Metálicos, 2018) 129

Figura 9-20 Parámetros para soldadura TIG, cortesía de (Carburos Metálicos, 2018) 129

Lista de tablas

Tabla 1-1. Propiedades de los materiales	21
Tabla 1-2. Análisis Modal de Fallos y Efectos.....	23
Tabla 2-1 Horas de desarrollo del proyecto.....	28
Tabla 2-2 Frecuencias naturales del semichasis de chapa.....	36
Tabla 2-3 Frecuencias naturales del semichasis tubular.....	37
Tabla 2-4 Límites de las dimensiones de los tubos	46
Tabla 2-5 Dimensiones de los tubos	47
Tabla 2-6 Tensión de fatiga de las soldaduras	50
Tabla 2-7 Tensión máxima de fatiga para las soldaduras (10.000 ciclos)	52
Tabla 2-8 Tensión máxima de fatiga para las soldaduras (100.000 ciclos).....	52
Tabla 2-9 Parámetros de soldadura	72
Tabla 2-10 Frecuencias naturales del modelo EF.....	77

1. Memoria

1.1.Introducción

El objetivo principal de este documento, es el de explicar la solución propuesta de diseño y fabricación de dos semichasis que forman parte de los prototipos del equipo Motostudent Bizkaia EIB Bilbao. La primera alternativa, semichasis de placas, formó parte del prototipo que participó en la Motostudent International Competition V, competición internacional entre universidades que se llevó a cabo en el circuito de Motorland (Aragón) en octubre de 2018. La segunda alternativa, semichasis tubular, será parte de los dos prototipos que tomarán parte en la sexta edición del certamen en julio de 2021. Será parte de dos prototipos, ya que, en esa edición por primera vez, el equipo decide tomar parte en las categorías Petrol y Electric.

Este documento lo componen cuatro partes principales con sus consiguientes subapartados. La primera parte, o memoria, consta de 8 subapartados, cuyos objetivos son los de introducir el proyecto, definir el alcance del mismo y analizar los requerimientos exigidos para proponer una solución al diseño. La memoria comienza contextualizando el proyecto y por consecuencia, definiendo los objetivos y alcance del mismo. Tras analizar los requerimientos y las distintas alternativas posibles, se finaliza este apartado proponiendo las soluciones de diseño detallado.

El segundo apartado, metodología, tiene como objetivo definir las fases del proyecto, así como cerciorarse de que el diseño es válido. Para ello, se definen la descripción de tareas y el diagrama de Gantt del proyecto. La validez del diseño, se comprueba mediante el uso de programas de CAD/CAE y de la consulta de la normativa pertinente de soldadura. Por último, si se da por válido el diseño, se define el proceso de fabricación de los componentes y el análisis de calidad a realizar para su validación final.

La tercera parte está formada por los aspectos económicos del proyecto. En este apartado se realizará un análisis de costes de los componentes, en el que se observará la diferencia en precio de las dos alternativas.

El apartado final, conclusiones, estudiara el cumplimiento de objetivos del proyecto, comparando los resultados finales con el alcance y objetivos inicialmente propuestos.

El documento también consta de una bibliografía, en la que se exponen las fuentes de documentación consultadas en la realización del proyecto y cuatro anexos. El primer anexo lo componen el pliego de condiciones, el segundo los planos de los componentes, el tercero las características de los planos recogidas por la normativa de la RFEA. Por último, el cuarto anexo recoge las tablas consultadas para realizar los cálculos de soldadura.

1.2.Contexto

El desarrollo de este trabajo se ha dado a cabo dentro del proyecto Motostudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao. El proyecto Motostudent consiste en que un grupo de alumnos diseñen y fabriquen una motocicleta de competición, la cual competirá en el circuito de MotorLand (Aragón) en un certamen realizado cada dos años contra otras universidades. Este proyecto abarca las ediciones V y VI del certamen internacional, cuyos eventos finales fueron en octubre de 2018 y para la edición VI, actualmente está definida la fecha para julio de 2021. Fecha que arrastra casi un año de demora debido a la situación pandémica provocada por la COVID-19. La competición consta de dos fases principales (MS1 y MS2) y dos categorías distintas (Petrol y Electric).

Históricamente el equipo Bizkaia ESI Bilbao solo ha participado en la categoría Petrol, pero en la edición VI, se participará en ambas categorías, lo que supone tener que fabricar el doble de componentes para esa edición. En lo que respecta a las fases, la fase MS1 la compone toda la documentación relativa al proyecto: diseño, validación, aspectos económicos e innovación. La evaluación de este proyecto se realiza mediante la presentación del mismo ante un jurado formado por expertos del mundo de la competición. La fase MS2, la componen todas las pruebas de pista, en las que se evalúa el rendimiento de la motocicleta en distintas pruebas, concluyendo con una carrera final entre todos los contendientes.

La decisión de tomar parte en ambas competiciones, conlleva unas consecuencias económicas, ya que se duplican los gastos en muchos aspectos: pruebas, traslados a circuito, componentes duplicados, etc. Lo cual a su vez conlleva a una mayor carga de trabajo en lo que respecta a la fabricación de componentes. Sin embargo, el proyecto de la eléctrica da pie a ampliar aún más el conocimiento de los alumnos, lo que justifica el aumento de esfuerzo realizado en el proyecto.

1.2.1. Semichasis

El semichasis o subchasis, forma parte del sistema que se encarga de proporcionar un asiento al piloto. Se ubica en la parte trasera de la motocicleta y su objetivo principal es el de resistir y transmitir tanto el peso, como parte de las fuerzas inerciales que actúen sobre el piloto durante la marcha, al chasis. Es decir, se trata de un componente estructural.

Fuera aparte de eso, el semichasis debe proporcionar también las sujeciones necesarias para anclar el colín, la parte del carenado sobre la que se sienta el piloto, así como otro tipo de componentes de la motocicleta que se ubican en el colín para administrar mejor el espacio. Estos componentes pueden variar en base a la posición del escape. Si se diseña un escape cuyo final se encuentra debajo del colín, el semichasis tendrá que suplir los amarres necesarios para que este último no se mueva. En caso de que la posición del escape no pase

cerca del semichasis, como es nuestro caso, se puede utilizar el espacio para amarrar los distintos equipos electrónicos y eléctricos de la moto: batería, tomas de tierra (en caso de ser metálico), ECU, etc.

La fabricación de estos elementos siempre se ha realizado mediante el uso de chapas o tubos de aluminio soldados entre sí. Para ello, el equipo dispone de la maquinaria necesaria: sierras, esmeril y máquina de soldadura TIG. El proceso de fabricación es relativamente sencillo, ya que la única variable que aumenta la dificultad del proceso de fabricación es la geometría de la pieza, debido a que solo hay que posicionar los elementos y soldarlos entre sí. Para ello, el uso de utillajes que posicionen bien los elementos entre si es de vital importancia. Una vez posicionados, se puntean los elementos, es decir, se le añaden puntos de soldadura a toda la estructura de manera que mantenga la geometría sin el utillaje para finalmente, rellenar con cordones.

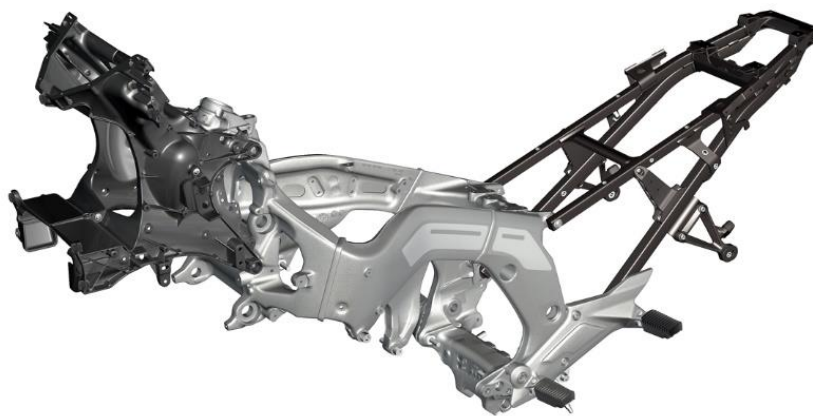


Figura 1-1 Semichasis tubular anclado al chasis de la motocicleta

1.2.2. Maquinaria y material disponible

Como acabamos de mencionar, los semichasis siempre se han fabricado a partir de chapas o tubos de aluminio. Al someterse estos a un proceso de soldadura, hay que cerciorarse de que el aluminio utilizado sea soldable. Por lo tanto, se usarán tan solo aluminios de serie 5000 y 6000, siendo estos los más apropiados para esta tarea.

Para el caso de las chapas, la obtención de las mismas se realiza mediante pedidos de corte por agua, en los que la chapa ya tendría la geometría requerida o a través del uso de las

chapas disponibles en el taller. En el último caso, las chapas precisarían de realizárseles los cortes y agujeros correspondientes para que cumplan las dimensiones requeridas.

En caso de que la fabricación se realice en base a tubos, el taller dispone de gran cantidad de los mismos en distintos tamaños y espesores. En caso contrario, siempre existe la posibilidad de pedir material a los proveedores del equipo, obteniendo la materia prima de manera barata y con rapidez. La preparación de los tubos se realiza mediante el corte y esmerilado de las distintas partes que componen el semichasis, con el objetivo de que encajen de la mejor manera entre sí para que las soldaduras sean lo más resistentes posible.

Dependiendo de la geometría, puede llegar a ser necesario el uso de utillajes para soldar. Estos suelen ser también chapas cuyo objetivo principal es el de mantener las distintas piezas en una posición fija. Los utillajes se obtienen mediante corte por agua, pero para este caso el material es acero, ya que es una solución más económica.

Respecto a la maquinaria, para la preparación del material se requieren herramientas manuales, como pueden ser las sierras de mano, taladros, radiales, etc. Estos elementos se encuentran en el taller de la universidad. El equipo también tiene acceso a una sierra de cinta, la cual permite realizar cortes con precisión de una manera más rápida. Por último, para realizar el proceso de soldadura el equipo cuenta con una maquina tipo TIG, con la que se posibilita la materialización de soldaduras de alta calidad en aluminio.

1.3. Objetivos y alcance del trabajo

El objetivo principal de este trabajo es el de proporcionarle al equipo Motostudent Bizkaia ESI Bilbao, dos alternativas que satisfagan los requerimientos y necesidades del equipo en lo que respecta a la obtención del semichasis. Las alternativas deberán de tener una clara diferenciación entre sí en lo que respecta a tiempo de fabricación y costes, de manera que el equipo pueda elegir una alternativa u otra en base al presupuesto y tiempo disponibles.

Ambas opciones, deberán tener un peso lo más reducido posible, cumpliendo con los requisitos de resistencia impuestos. Estos requisitos, que deberán cumplirse en las dos piezas, son asegurar que la pieza no va a sufrir roturas durante su uso habitual, así como, proporcionar la rigidez suficiente para que no se deforme la pieza ante las cargas que va a tener que soportar y transmitir durante su vida útil. Por lo tanto, los componentes deberán de ser capaces de aguantar sin problema el peso del piloto y las fuerzas inerciales del mismo durante la marcha de la motocicleta. Así como, tener la habilidad de mantener la forma ante cargas laterales no previstas durante su uso normal, a razón de que el componente siga siendo válido, aunque la motocicleta caiga al suelo.

Adicionalmente, el montaje de los semichasis y el anclaje del colín, han de ser procesos sencillos y rápidos. En una competición, puede ocurrir un percance o ser necesario realizar una modificación de manera repentina en cualquier momento. Teniendo en cuenta que el tiempo para rodar en pista es limitado. Ante cualquier problema, el equipo tiene que ser capaz de desmontar y montar el conjunto en el menor tiempo posible. Por ende, la facilidad en el montaje ha de ser una característica principal del diseño.

Finalmente, dadas las limitaciones económicas del equipo, el coste de cualquier alternativa propuesta debe ser admisible dentro del presupuesto del mismo. Por lo tanto, los materiales a emplear y los costes de fabricación están limitados en base a estas premisas, siendo el coste total por pieza no mayor de 300€.

1.4. Beneficios que aporta el trabajo

El principal beneficio que aporta este trabajo es el de proporcionar al equipo Bizkaia ESI Bilbao componentes necesarios para la materialización de sus prototipos. Gracias a ello, el equipo no tiene la necesidad de recurrir a proveedores externos para obtener estos componentes, siendo de esta manera mucho más económica la obtención de los mismos.

Otro de los beneficios principales es académico. No debemos olvidar que el proyecto Motostudent es un proyecto formativo para ingenieros de distintas universidades, con el objetivo principal de poner en práctica los conocimientos adquiridos durante su etapa universitaria. Siendo una manera de adquirir experiencia y soltura en el ámbito de trabajo de la ingeniería, pero con la seguridad que ofrece el que sea un proyecto académico. Estando siempre de manera tutelada y asumiendo responsabilidades que carecen de una respuesta legal en caso de que se den situaciones desfavorables.

Las soluciones propuestas a su vez, tienen la capacidad de adaptarse tanto a los recursos económicos como a los plazos impuestos por el equipo. Generando la capacidad de decisión sobre obtener un componente u otro en base a esas características. De esta manera, si el equipo sufre algún percance en pista o se demora el desarrollo total del proyecto, se puede optar por la solución barata para obtener el componente de manera rápida.

La compatibilidad que ofrecen ambos componentes a la hora de adaptarse tanto a la motocicleta como al colín, aporta el beneficio de la capacidad de intercambio. En el mundo de la competición cabe la posibilidad de que ocurra un accidente y haya que reparar o incluso reemplazar un componente. Las reparaciones se pueden realizar de manera sencilla debido al proceso de fabricación, ya que el equipo cuenta con la máquina de soldadura en el mismo circuito. En caso de que no se pueda reparar el componente, si se cuenta con la otra alternativa, se puede sustituir el componente dañado.

1.5. Descripción de requerimientos

Los requerimientos para el diseño y la fabricación de estos elementos son diversos. Por un lado, se encuentran los requerimientos impuestos por la organización, lo cuales se recogen en el reglamento técnico de la competición. Por otro lado, se encuentran los requerimientos impuestos por el equipo, los cuales limitan la geometría y los costes económicos.

1.5.1. Requerimientos impuestos por la organización

En lo que respecta al reglamento técnico, el diseño y la fabricación de los semichasis se ve limitada por los siguientes puntos de la normativa de la competición, (Moto Engineering Foundation, 2019):

- *B.2.1.5 - Límite posterior: Ningún elemento del prototipo podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.*
- *B.2.1.7 - La anchura máxima del asiento no debe rebasar los 450mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento del prototipo del asiento hacia detrás, excepto el sistema de escape para motos de la categoría "MotoStudent Petrol". Límite de anchura máxima para los elementos.*
- *B.2.1.9 - Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150mm. Posible límite del ángulo máximo del asiento.*
- *B.3.1 - Diseño: No se permite el uso de un chasis comercial, ni tan siquiera una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo de diseño y fabricación propia. Se engloba en este artículo el chasis principal, el subchasis y el basculante.*
- *B.3.1.1 - No hay limitaciones en el tipo de diseño o materiales utilizados para la fabricación de chasis, basculante o subchasis, siempre y cuando el resultado cumpla con la normativa impuesta en el presente Reglamento.*
- *B.3.2 - Soldaduras y uniones: Está permitida la soldadura de elementos estructurales por cualquier medio, pero deberá resultar una estructura consistente.*
- *B.3.2.1 - En las estructuras de tipo celosía se deberá buscar la correcta triangulación en los nodos de la estructura.*
- *E.3.3 - Banco de ensayo de parte ciclo: Si la Organización lo estimara necesario, se podrá someter al prototipo a una serie de fuerzas horizontales y verticales en un banco de ensayos para comprobar rigidez del chasis, correcto ensamblaje, geometrías y trabajo de suspensiones.*

E.3.3.1 Se aplicarán sobre el prototipo las siguientes fuerzas:

- *Carga horizontal progresiva en rueda delantera: 300kg*
- *Carga vertical progresiva sobre el asiento: 250kg*

E.3.3.2 Estas cargas se aplicarán de forma alternativa y progresiva, verificando que en situación de compresión no se producen interferencias entre elementos, así como que todos los sistemas que integran la parte ciclo del prototipo trabajan adecuadamente. Al retirar el esfuerzo se verificará que la geometría original no ha sufrido deformaciones, así como que no haya aparecido ninguna fisura en los

componentes estructurales o elementos de unión. Para que el prototipo se considere apto en esta prueba deberá cumplir las disposiciones descritas.

1.5.2. Requerimientos impuestos por el equipo

- Ambos diseños deben ser compatibles entre sí.
- Facilidad de montaje.
- Peso ligero, no superior a los 800g.
- Coste inferior a 300€.
- Debe proporcionar apoyos para en anclaje de distintos componentes electrónicos.

1.6. Análisis de alternativas

En este apartado, barajaremos las distintas alternativas posibles que influyen en el diseño de los componentes. El análisis se centrará en cuatro aspectos, por un lado, el tipo de estructura que generan los semichasis. En segundo lugar, se analizará el modo de unión de los mismos con respecto del chasis. Por último, la elección del material para la fabricación de las piezas. Por último, el proceso de fabricación por el que se obtienen los elementos.

1.6.1. Tipo de estructura

El semichasis es un componente estructural de naturaleza muy parecida al chasis. Su objetivo principal es el de soporte para distintos elementos y la transmisión de la carga, para la cual precisa de obtener una rigidez adecuada. Por ende, los tipos de estructuras a realizar son muy similares a las utilizadas en los chasis. Sin embargo, dado que no le es necesario sostener el motor, su diseño se simplifica en gran medida. Los tres principales tipos de estructura que vamos a analizar son las estructuras de chapa y las estructuras tubulares y las estructuras monocasco.

1.6.1.1. Estructuras de chapa

Las estructuras de chapa, se componen por chapas unidas entre sí, ya sea mediante soldaduras o uniones atornilladas. Este tipo de estructuras son sencillas de fabricar, porque por lo general solo precisan de dos o tres elementos. Además, proporcionan un gran espacio en el interior de los mismos, facilitando así el ensamblaje de los distintos elementos electrónicos.

Sin embargo, estructuralmente no son tan eficientes y precisan de más material que los semichasis tubulares para obtener la misma rigidez. Además, al ocupar un mayor espacio por el tamaño de las chapas, el acceso al interior del subchasis es más complicado. Precizando a veces de desmontar el conjunto para acceder a algún otro elemento.

Aun así, dadas sus excelentes cualidades, el uso de este tipo de estructuras es muy amplio en las motocicletas deportivas.

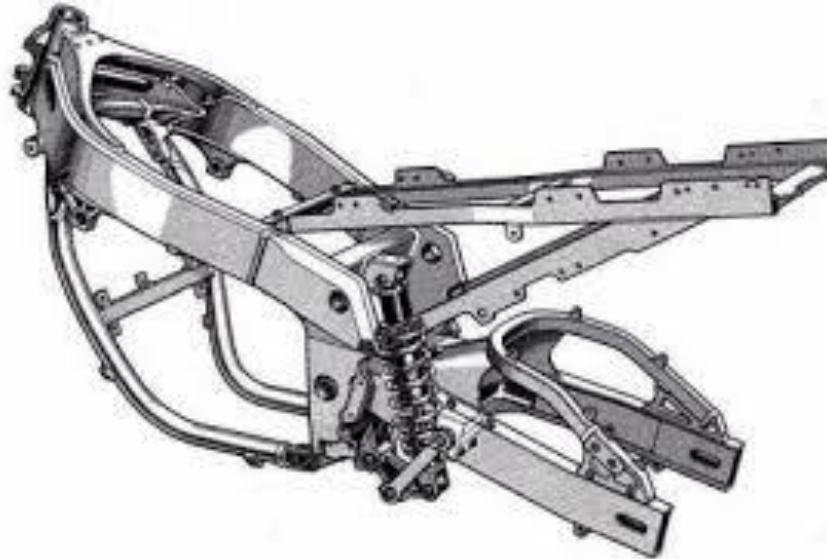


Figura 1-2 Chasis y semichasis de estructura de chapa

1.6.1.2. Estructuras tubulares

Las estructuras tubulares, se componen de tubos soldados entre sí. Este tipo de estructuras se componen por lo general tubos de sección estrecha, que comienzan en la parte trasera del chasis cada uno a un lado del mismo, y confluyen entre sí o se unen mediante otros elementos tubulares. Las estructuras tubulares pueden contar con triangulación o no.

1.6.1.2.1. Estructuras tubulares sin triangulación

Este tipo de estructuras, es muy utilizada en motocicletas tipo "Café Racer". En este caso, la estructura tubular la compone un único elemento tubular, que rodea el perímetro del subchasis. Como refuerzo, se suelen introducir montantes para rigidizar la estructura. Su diseño es simple, barato y el volumen del mismo es muy reducido. Por lo tanto, no ofrece la posibilidad de anclar en el mismo los distintos componentes electrónicos.



Figura 1-3 Semichasis tubular sin triangulación

1.6.1.2.2. Estructuras tubulares con triangulación

Las estructuras tubulares trianguladas, son estructuras cuya característica principal es la gran rigidez de la que se componen. Este tipo de estructuras permiten aligerar en gran medida el peso del semichasis, aunque el componente ocupe un gran volumen en la motocicleta. Al dotarse de ese espacio con un peso reducido, se puede subir la altura del asiento e introducir una gran cantidad de elementos dentro del mismo. Por lo tanto, su uso principal se da en motocicletas de enduro y deportivas. Sin embargo, dado a la pequeña sección de sus componentes, suelen precisar de elementos auxiliares para ensamblar otros tipos de componentes al semichasis.



Figura 1-4 Semichasis tubular con triangulación

1.6.1.3. Estructuras monocasco

En este caso, el semichasis se compone de un único elemento. Por lo general, el material utilizado es fibra de carbono. Este tipo de estructuras tienen una rigidez muy elevada y un peso muy ligero. Sin embargo, dado el material utilizado y el proceso de fabricación, los costes suelen ser muy elevados. Se utilizan en motocicletas deportivas dadas sus altas prestaciones.



Figura 1-5 Semichasis de estructura monocasco

1.6.2. Tipo de unión al chasis

En lo que respecta a la unión con el chasis, el anclaje puede darse de dos maneras distintas: Mediante uniones atornilladas o soldadas.

1.6.2.1. Uniones atornilladas

Este tipo de uniones, permite usar cualquier material para fabricar el semichasis. Permiten cambiar el ángulo de inclinación respecto del suelo si se proporcionan distintos agujeros de anclaje. Además, al tener la capacidad de ser desmontable, el acceso a distintas partes de la motocicleta para realizar ajustes o reparaciones es más sencillo. Este tipo de unión es la más usada en las motocicletas de competición.

1.6.2.2. Uniones soldadas

Las uniones soldadas, se basan en unir el chasis y el semichasis mediante un proceso de soldadura, como resultado final obteniendo una estructura única. Es necesario que el material del chasis y el semichasis sean el mismo y además ambos deben de ser soldables. Su fabricación es muy sencilla y barata, pero no dan posibilidad de ajustar el semichasis. Su uso principalmente se reduce a las motocicletas tipo "Café Racer" o "Chopper".

1.6.3. Materiales

En este apartado, se barajan las distintas opciones de uso de material. Se van a analizar cinco materiales distintos, teniendo todos ellos un uso amplio en el mundo de la competición. Los materiales a analizar son los siguientes: acero, aluminio, fibra de carbono, titanio y magnesio. En la parte final del apartado, se adjunta una tabla con las distintas características de los materiales susceptibles de uso.

1.6.3.1. Acero

El acero es un material barato, muy resistente y de alta rigidez y ductilidad. Tiene un amplio rango de maquinabilidad y de soldadura entre sus distintas aleaciones. Sus únicos inconvenientes son la densidad del material y la baja resistencia a la corrosión en las aleaciones no inoxidable. Dadas sus características su uso reduce a componentes estructurales, donde es necesario obtener una rigidez elevada. En el mundo del motociclismo, el acero se puede observar en los chasis y semichasis tubulares. El uso del acero en este tipo de estructuras permite el uso de tubos de sección estrecha, ofreciendo gran rigidez y un reducido peso.

Al diseñarse los componentes estructurales, se tiene en cuenta la rigidez del mismo, por lo tanto, no se dan problemas de resistencia mecánica, ya que los límites de rigidez implican un uso de secciones mayor a los de resistencia. Debido a ello, las aleaciones utilizadas suelen ser aceros estructurales de baja resistencia, muy baratos. Para evitar problemas de corrosión, los elementos de acero se protegen mediante el uso de una capa de pintura.

1.6.3.2. Aluminio

El aluminio es un material ligero, su densidad es más de tres veces menor que la del acero, es dúctil y posee gran resistencia a la corrosión. Su resistencia mecánica, soldabilidad y maquinabilidad varían mucho en base a la aleación. La relación entre su densidad y rigidez es muy parecida a la del acero, por lo que su uso estructural es muy amplio. Las series 2000 y 7000 poseen una resistencia mecánica muy elevada, pero prácticamente todas las aleaciones de estas series no son soldables. Dada la geometría del semichasis, como posteriormente explicaremos en detalle, para materiales metálicos el proceso de fabricación general es la soldadura. Por ende, nos centraremos en las dos series soldables de mayor resistencia mecánica, las series 5000 y 6000, y en particular las aleaciones 5052-H32 y 6063-T6.

Ambos aluminios poseen resistencias mecánicas parecidas, siendo mayor la del 6063, mientras que en lo que respecta a la resistencia a fatiga, el 5052 prevalece. Sus usos principales son estructurales, siendo el uso del 6063 mayor en este ámbito. Respecto a la accesibilidad del material, la gran mayoría de los perfiles extruidos se fabrican en serie 6000, por lo que este último es más barato.

1.6.3.3. Fibra de carbono

La fibra de carbono es un material que posee una resistencia mecánica excelente con una densidad muy reducida y al que no le afecta la corrosión. Sin embargo, es un material extremadamente caro, frágil y no es posible saber el daño a fatiga del mismo sin un análisis de rayos x, ya que por fuera el material podría aparentar estar en buenas condiciones, mientras que su estructura interna se encuentra dañada. Su uso se limita a semichasis de competición, en motocicletas deportivas de precio elevado dado sus elevados costes de fabricación.

1.6.3.4. Titanio

El titanio es un material de resistencia elevada y densidad reducida. Su resistencia a la corrosión es altísima, posee una buena ductilidad y su soldabilidad es buena. En cambio, su precio es muy elevado, y su maquinabilidad es pésima. Dada su alta resistencia mecánica, principalmente se utiliza en componentes específicos de la motocicleta. Sin embargo, su uso está prohibido por la organización en las aplicaciones más apropiadas para este material.

1.6.3.5. Magnesio

El magnesio se caracteriza por ser un material muy ligero, pero de baja resistencia mecánica. Además, de su precio elevado, su fragilidad es muy alta y posee una maquinabilidad extremadamente baja. Dadas sus características, no se utiliza en componentes estructurales y su uso se reduce a aplicaciones parecidas a las del titanio.

Material	σ_y (Mpa)	E (Gpa)	Soldabilidad (%)	Maquinabilidad (%)	Precio (€/kg)
Acero S275JR	235	210	100	90	1.22
Aluminio 5052-H32	193	70.3	70	100	4.6
Aluminio 6063-T6	214	68.9	80	90	4
Fibra de carbono	600	70	0	50	20
Titanio grado 5	830	114	70	30	51
Magnesio-litio	124	42	50	10	170.47

Tabla 1-1. Propiedades de los materiales

La tensión de fluencia de la fibra de carbono realmente es la tensión de resistencia mecánica, ya que es un material frágil. Los valores de soldabilidad y maquinabilidad tienen como referencia el acero y aluminio 5052 respectivamente.

1.7. Análisis de riesgos

En este apartado se analizarán los diferentes riesgos de fallo de la pieza que puedan surgir. Para ello se utilizará el método AMFE (Análisis Modal de Fallos y Efectos). Este método analiza los diferentes fallos posibles que se pueden dar en el funcionamiento o montaje de la pieza. La exposición de los resultados del AMFE se realiza mediante una tabla en la que se exponen los diferentes tipos de fallo, causas e importancia.

La importancia de cada fallo se cuantifica gracias al indicador IPR (Índice de Prioridad de Riesgos), el cual se obtiene mediante la multiplicación de tres factores: F, G, D. El primero, nivel de frecuencia, cuantifica la cantidad de veces que podría ocurrir ese fallo; el segundo, nivel de gravedad, cuantifica el efecto que ejercería ese fallo sobre la pieza; el tercero, nivel de detección, la capacidad para detectar ese tipo de fallo. Estos factores varían del 1 al 10, y cuyo efecto es más desfavorable a medida que el número es más alto. Se debe tener un control mayor sobre los tipos de fallo con un IPR más elevado.

A continuación, se exponen los diferentes riesgos de fallo en la siguiente tabla.

PIEZA	FALLO Nº	FALLOS POTENCIALES			ESTADO ACTUAL				ACCION CORRECTORA	
		MODOS DE FALLO	EFFECTOS	CAUSAS DEL MODO DE FALLO	MEDIDAS DE ENSAYO Y CONTROL PREVISTAS	F	G	D		IPR
SEMICHASIS	1.0	RESISTENCIA INSUFICIENTE	ROTURA DE LA PIEZA	MAL ANALISIS DE DISEÑO (HIPOTESIS DE CARGA, RESTRICCIONES GEOMETRICAS...)	ANALISIS MEDIANTE MEF	2	10	3	60	REVISION
			ROTURA DE LA PIEZA	ESPORES INSUFICIENTES	ANALISIS MEDIANTE MEF	2	10	2	40	REVISION
			ROTURA DE LA PIEZA	MALA INTERPRETACION DE LOS RESULTADOS DEL ANALISIS	ESTUDIO DE LA MECANICA	2	10	2	40	REVISION
			ROTURA DE LA PIEZA	DEFECTOS EN EL PROCESO DE FABRICACION	CONTROL DE CALIDAD	3	10	1	30	REPARAR O INUTILIZAR
			DESCALIFICACION EN LAS PRUEBAS ESTATICAS	MAL ANALISIS DE DISEÑO (NORMATIVA)	COMPROBACION DE NORMATIVA	1	10	1	10	REVISION
	1.1	RIGIDEZ LATERAL INSUFICIENTE	DEFORMACION ELEVADA	MAL ANALISIS DE DISEÑO (CARGAS NO CONVENCIONALES)	ANALISIS MEDIANTE MEF	8	4	1	32	REVISION
	1.2	RIGIDEZ LONGITUDINAL INSUFICIENTE	FALTA DE CONFORT DEL PILOTO	MALA INTERPRETACION DE LOS RESULTADOS DEL ANALISIS	ESTUDIO DE LA MECANICA	1	8	3	24	REVISION
	1.3	MAL AJUSTE DE LA PIEZA	DISMINUCION DE RESISTENCIA DEL COMPONENTE	DEFECTO DE FABRICACION	CONTROL DE CALIDAD	8	8	1	64	REPARAR O INUTILIZAR
			INCAPACIDAD DE MONTAJE	DEFECTO DE FABRICACION	CONTROL DE CALIDAD	4	8	2	64	REPARAR O INUTILIZAR
			INCAPACIDAD DE MONTAJE	MAL DISEÑO (CONSIDERACIONES GEOMETRICAS)	VALIDACION DE PLANOS	3	8	1	24	REPARAR O INUTILIZAR

1.4	MAL AJUSTE DEL COLIN	ROTURA DEL COLIN	MAL DISEÑO DE LOS ANCLAJES DEL COLIN	VALIDACION DE PLANOS	6	3	2	36	REVISION
		ROTURA DEL COLIN	DEFECTO DE FABRICACION DE LOS ANCLAJES DEL COLIN	CONTROL DE CALIDAD	8	3	2	48	REPARAR
		INCOMPATIBILIDAD DE MONTAJE DEL COLIN	MAL DISEÑO DE LOS ANCLAJES DEL COLIN	VALIDACION DE PLANOS	6	5	1	30	REVISION
		INCOMPATIBILIDAD DE MONTAJE DEL COLIN	DEFECTO DE FABRICACION DE LOS ANCLAJES DEL COLIN	CONTROL DE CALIDAD	8	5	1	40	REPARAR

Tabla 1-2. Análisis Modal de Fallos y Efectos

Como podemos apreciar en la tabla, los modos de fallo con un IPR más elevado son los relativos a defectos de fabricación en primer lugar, seguidos de los fallos de diseño para finalizar con los relacionados con la rotura del colín.

Por ello, durante el proyecto es necesario poner especial atención en lo referente a la calidad del proceso de fabricación, la revisión del diseño y las cotas de los componentes.

1.8. Descripción de las soluciones propuestas

Tras analizar detalladamente las distintas alternativas y requerimientos de diseño, se decide realizar un diseño de estructura de chapa para la alternativa económica y un diseño de estructura tubular de triangulación para la alternativa más competitiva.

El material a emplear en ambos casos es el aluminio 6063-T6, debido a su económico precio y gran ligereza. Se ha procedido a usar el aluminio con menor resistencia mecánica, ya que, al ser estructuras soldadas, la tensión limitante a fatiga la impondrá la soldadura. Este valor, es mucho más reducido que el valor límite de la tensión de fatiga del aluminio, por lo que no implica ninguna ventaja aplicar un material más caro. El resto de materiales quedan descartados por su elevado peso o precio desorbitado.

En lo que respecta al tipo de semichasis, ambos semichasis son desmontables y poseen la misma geometría básica. De esta manera, se asegura la misma posición e inclinación del colín, independientemente del semichasis anclado a la motocicleta. Asegurando de esta manera el cumplimiento de la normativa de la competición en todo momento.

La principal diferencia entre un diseño y otro radica en la facilidad del proceso de fabricación. Los costes de fabricación de la alternativa económica son mínimos, mientras que, para la alternativa competitiva, es necesario realizar un tratamiento adecuado de los materiales para que el proceso de soldadura sea lo más riguroso posible.

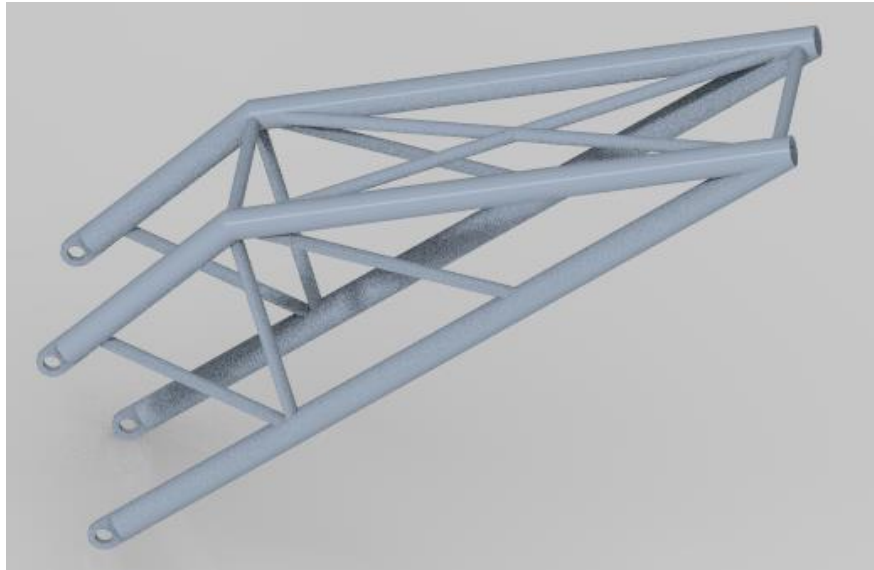


Figura 1-6 Semichasis tubular

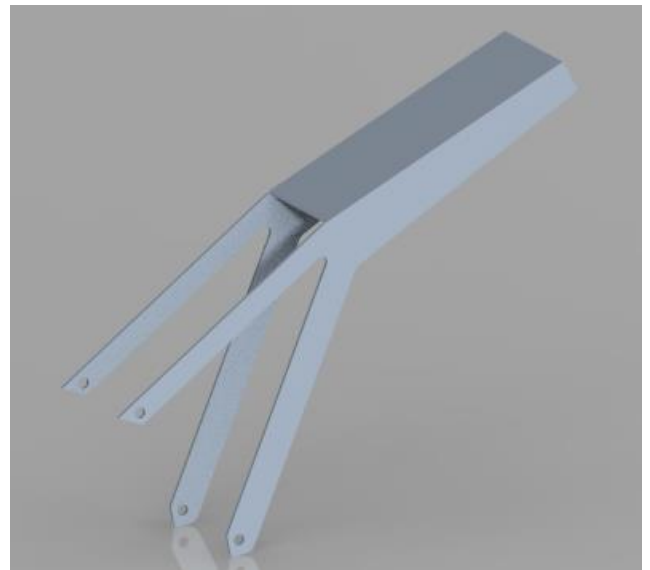


Figura 1-7 Semichasis de chapa

2. Metodología seguida en el desarrollo del trabajo

2.1. Descripción de tareas, fases y procedimientos

En el siguiente apartado se van a exponer las diferentes tareas realizadas para materializar el proyecto. El proyecto cuenta con cuatro fases principales: formación, diseño, fabricación y validación.

2.1.1. Comparativa del estado del arte

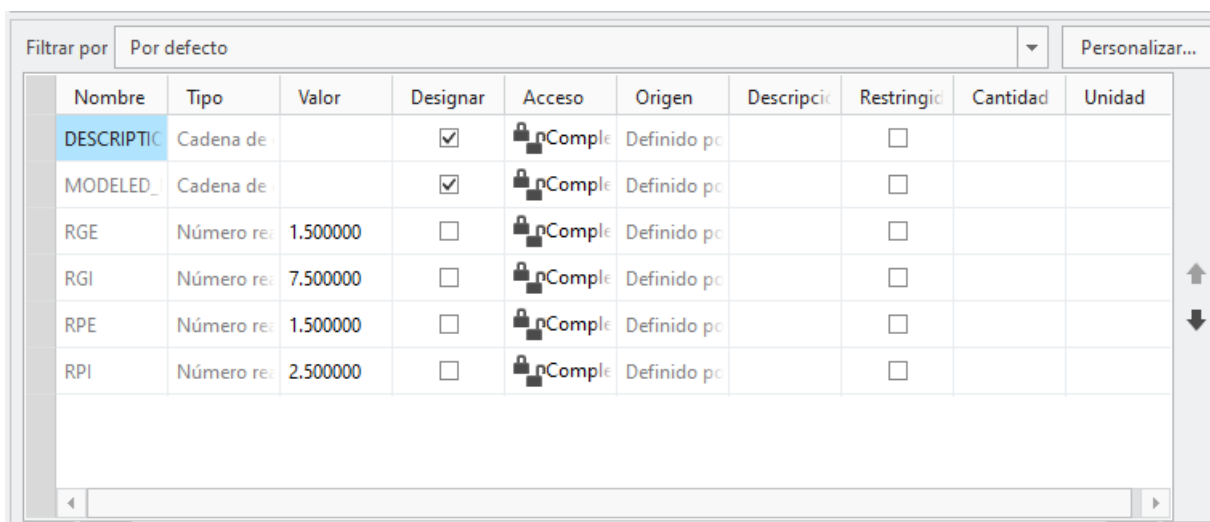
En esta primera fase del proyecto se evaluará la situación del estado del arte del diseño y la fabricación del semichasis, tomando como referencia la experiencia previa en anteriores ediciones. De esta manera se pretende comparar la idea preconcebida del proyecto con el conocimiento previo y concretar los medios necesarios para llevar a cabo el proyecto.

Esta fase comienza con el estudio de los siguientes libros: *Motorcycle dynamics* (Cossalter, 2005); *The Racing Motorcycle* (Bradley, 1999); *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components* (Hobbacher, 1996); *Manual de Soldadura TIG* (Cueto, 2003); *Manual del Soldador* (Carburos Metálicos, 2018). En los dos primeros libros se detalla el comportamiento dinámico de la motocicleta y las características de diseño de los elementos de una motocicleta. Son imprescindibles de cara a poder cuantificar las cargas necesarias y modos de trabajo de los elementos. Los últimos libros, detallan el comportamiento a fatiga de las uniones soldadas, tanto para acero como para aluminio y las características de los procesos de soldadura TIG. Por lo tanto, son de suma importancia para comprobar la durabilidad de los elementos, ya que, al estar fabricado mediante uniones soldadas, estas componen puntos débiles en el sistema.

Una vez consultada la bibliografía, es necesaria la elección de una herramienta informática para poder desarrollar el diseño del producto. En este caso se utilizará el software PTC Creo Parametric 5.0.2.0. Este programa lo proporciona la organización de la competición de manera gratuita a todos los participantes. Además de ello, la versión estudiantil no posee restricciones de cantidad de módulos o cantidad de elementos para el módulo de elementos finitos. Por lo tanto, esto le confiere una gran ventaja en comparación a otros programas que tienen más limitado el uso en las versiones estudiantiles. Entre los módulos disponibles en el programa (CAD, CAE, CAM), para el desarrollo del proyecto solo serán necesarios los módulos CAD y CAE, ya que el método de fabricación principal es mediante soldaduras. El software utilizado, tiene capacidad para desarrollar diseño paramétrico. De esta manera, se pueden parametrizar las dimensiones principales del semichasis, facilitando cualquier cambio de cotas. El funcionamiento es el siguiente, se relacionan las cotas del modelo con un parámetro el cual tiene el valor dimensional de la cota. En caso de cambiar ese valor, todas las cotas del plano relacionadas con ese valor cambian automáticamente.

En la figura 2-1 podemos observar los parámetros empleados. RGE y RGI es el espesor del tubo grande y el diámetro interior del mismo respectivamente. Los dos siguientes parámetros, indican los mismos parámetros para los tubos pequeños.

Por último, antes de comenzar con el diseño, es necesario comprobar la normativa de la competición, ya que esta puede limitar el diseño de los componentes. Para ello, se estudia el apartado de la normativa relativo al diseño de los componentes, específicamente, la que atañe al semichasis. Así como, el apartado de Static Scrutineering de la fase MS2 de la competición.



Nombre	Tipo	Valor	Designar	Acceso	Origen	Descripción	Restringir	Cantidad	Unidad
DESCRIPTIC	Cadena de		<input checked="" type="checkbox"/>	nComple	Definido por		<input type="checkbox"/>		
MODELED	Cadena de		<input checked="" type="checkbox"/>	nComple	Definido por		<input type="checkbox"/>		
RGE	Número re:	1.500000	<input type="checkbox"/>	nComple	Definido por		<input type="checkbox"/>		
RGI	Número re:	7.500000	<input type="checkbox"/>	nComple	Definido por		<input type="checkbox"/>		
RPE	Número re:	1.500000	<input type="checkbox"/>	nComple	Definido por		<input type="checkbox"/>		
RPI	Número re:	2.500000	<input type="checkbox"/>	nComple	Definido por		<input type="checkbox"/>		

Figura 2-1 Parámetros utilizados durante el diseño del semichasis tubular

2.1.2. Diseño

Para comenzar con el diseño, se procede a analizar la geometría de los semichasis de anteriores ediciones, así como las recomendaciones de diseño establecidas en la normativa de la competición de la V edición. El objetivo de ello, es el de obtener la inclinación del asiento respecto del suelo, de manera que esto proporcione la mayor ergonomía posible al piloto. Así mismo, se tiene en cuenta la longitud del colín, de cara a cumplir la normativa.

Una vez tenidos en cuenta los requerimientos geométricos de los componentes y obtenida la geometría base del mismo, se procede a comprobar el diseño mediante el módulo CAE del programa PTC Creo. Cabe decir que, al realizar el diseño de la geometría, se han tenido en cuenta las consideraciones relativas a la fabricación de los componentes. De manera que no suponga un coste elevado dada la complejidad de la geometría. Mediante el módulo CAE, se comprobará que los espesores de los elementos son los adecuados para soportar las cargas establecidas. En cualquier caso, el módulo de CAE del PTC Creo precisa de cuatro parámetros por lo menos para poder realizar un análisis por elementos finitos. Estos parámetros son los

siguientes: Restricciones de movimiento, cargas aplicadas, malla de EF y por último asignación del material.

2.1.3. Fabricación

Una vez realizado el diseño de los semichasis, el siguiente paso es la fabricación de los mismos. El proceso de fabricación comienza con el tratamiento de la materia prima, la cual puede llegar en forma de chapa previamente cortada o en tubos en nuestro caso. Tras realizar los tratamientos iniciales pertinentes para cada situación, se procede a soldar los distintos elementos entre sí. Para este proceso, es posible que sea necesario el uso de distintos utillajes, de manera que la posición de los componentes esté asegurada, de cara a conseguir la mayor calidad posible. Finalmente, para terminar el proceso de fabricación, se comprueban las cotas principales de los componentes.

El proceso de fabricación detallado de cada componente, se expone en el apartado 2.5, posterior al diseño de los componentes.

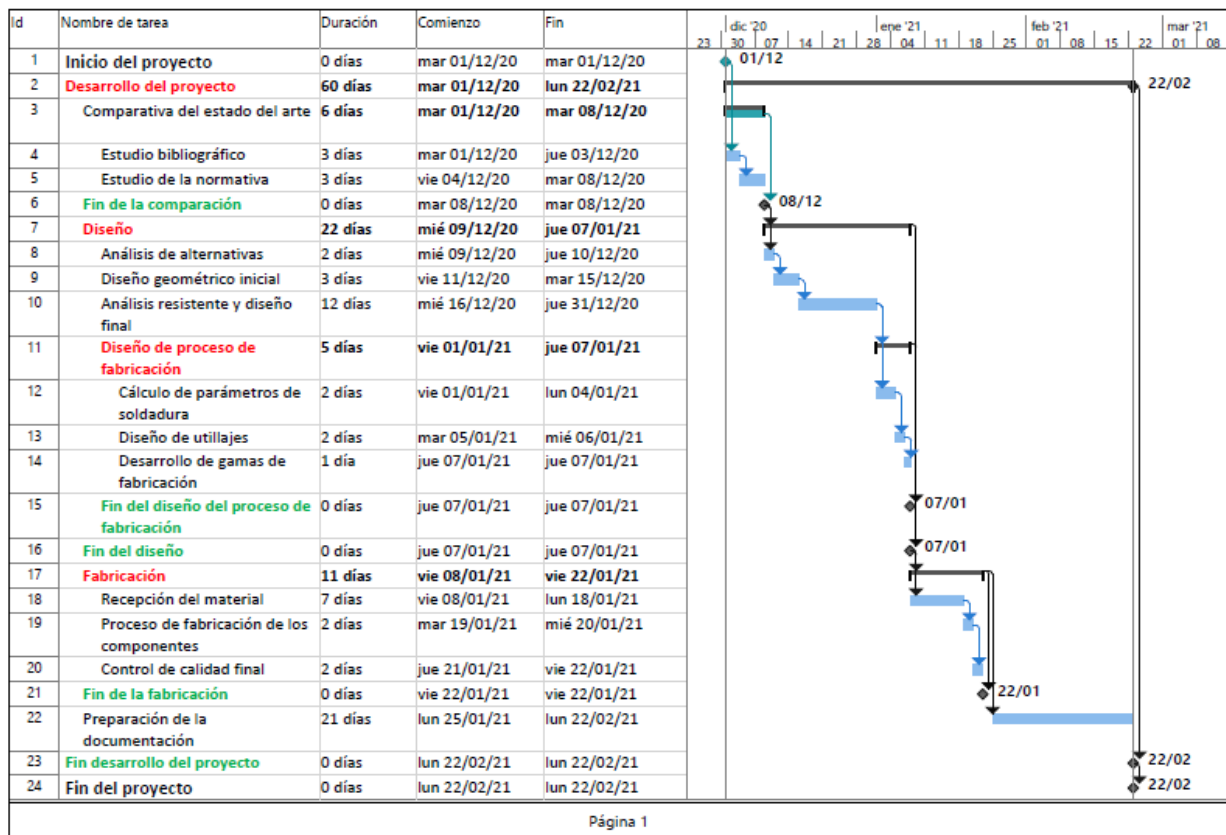
2.1.4. Validación

Una vez fabricado el semichasis se procede a la validación del prototipo. El objetivo principal de este apartado es el de validar el diseño realizado en el CAD, comprobando la concordancia entre el componente diseñado y el modelo informático. En caso de que haya una correlación entre los datos proporcionados por el programa y los obtenidos experimentalmente, podemos concluir que el diseño realizado es válido, ya que nuestro prototipo replica lo planteado teóricamente mediante el programa de elementos finitos. Gracias a esto, por un lado, podemos asegurar que la rigidez y el estado tensional del prototipo son las deseadas, así como realizar un NDT (Nondestructive Test), test realizado para comprobar la calidad de las soldaduras.

En el apartado 2.6, detallaremos de manera extendida el proceso de validación del semichasis tubular. Se decide realizar un informe de validación únicamente de este componente, ya que el proceso de fabricación es significativamente más complejo que el del semichasis de chapa. Por lo que hay una mayor probabilidad de que no se corresponda el diseño con el prototipo final obtenido.

2.2. Diagrama de Gantt

En las siguientes figuras se expone el diagrama de Gantt, que recaba todas las acciones necesarias para realizar el proyecto. El proyecto precisa de 460 horas para poder finalizarse, las cuales están detalladas en la figura 2-2. Para la realización del diagrama se ha utilizado el programa MS Project 2019.



Página 1

Figura 2-2 Diagrama de Gantt

Desarrollo del proyecto	
Tarea	Horas
Comparativa del estado del arte	48
Estudio bibliográfico	24
Estudio de la normativa	24
Análisis de alternativas	16
Diseño geométrico inicial	24
Análisis resistente y diseño final	96
Cálculo de parámetros de soldadura	16
Diseño de utillajes	16
Desarrollo de gamas de fabricación	8
Recepción del material	2
Fabricación de los componentes	16
Control de calidad	2
Preparación de la documentación	168
Total	460

Tabla 2-1 Horas de desarrollo del proyecto

2.3. Cálculos

En este apartado, se expondrán los cálculos realizados para el correcto diseño de los componentes. Siendo el objetivo principal, la obtención de una pieza lo más ligera posible, manteniendo en todo momento la seguridad del elemento. Es decir, debemos asegurarnos de que los componentes tengan la rigidez adecuada y las tensiones un valor inferior al crítico. El mayor condicionante en nuestros cálculos va a ser la rigidez, ya que es necesario conseguir un elemento lo suficientemente rígido que proporcione comodidad al piloto. Los límites impuestos por este tipo de diseño son inferiores a los resistentes, sin embargo, ya que contamos con soldaduras, se realizará también un análisis resistente global del componente. Primero, comenzaremos tomando una serie de consideraciones generales con el objetivo de obtener las hipótesis de carga, así como, la cantidad de ciclos a soportar por el componente durante su vida útil y un análisis estructural para definir el tipo de cálculo a realizar posteriormente. A continuación, se detallan los análisis de elementos finitos realizados a ambas piezas para finalmente, terminar con el análisis de los resultados relativos a los cálculos.

2.3.1. Consideraciones generales

2.3.1.1. *Carga máxima*

Lo primero a concretar serían las cargas actuantes sobre el semichasis. Como ya se ha detallado anteriormente, el semichasis es el componente encargado de transmitir el peso del piloto a la estructura principal, siendo este peso la carga que va a tener que aguantar la estructura. Sin embargo, el peso del piloto no va a ser la carga máxima que va a tener que soportar el semichasis. Para poder calcular la carga máxima, vamos a tener que suponer el momento de aceleración máxima, ya que las fuerzas inerciales generadas en ese momento van a aumentar la carga a transmitir por el semichasis.

La aceleración máxima se da cuando la motocicleta pierde el contacto con el suelo en el tren delantero y realiza lo denominado como “caballito”. En este momento, si se continúa acelerando, la moto giraría sobre su eje trasero hasta que perdiera el control del vehículo. Cabe decir, que es posible realizar un “caballito” de manera controlada, pero esta situación no es interesante en carrera, ya que el piloto estaría de esta manera aumentando la resistencia aerodinámica soportada por la motocicleta, disminuyendo su velocidad. Por ende, cuando se da una aceleración lo suficientemente grande como para perder el contacto con la rueda delantera, el mismo piloto disminuye la aceleración o desplaza su cuerpo hacia adelante para que el desplazamiento del centro de masas nivele la motocicleta. En cualquier caso, estas situaciones son beneficiosas para el semichasis, por lo que el punto más crítico a considerar va a ser en el instante en el que la rueda pierde el contacto.

Para obtener el valor de la fuerza descrita procederemos a resolver el siguiente esquema dinámico:

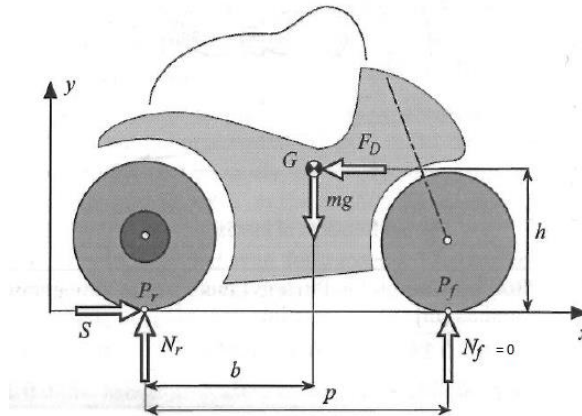


Figura 2-3 Esquema dinámico para la carga máxima, cortesía de (Cossalter, 2005)

La incógnita a resolver en este caso sería la fuerza inercial F_D . Cabe decir que, aunque la fuerza tenga una componente horizontal, esta como actúa sobre una superficie inclinada, por lo que el semichasis va a sufrir una componente horizontal y una vertical. Con el objetivo de simplificar los cálculos, se va a suponer que la carga se aplica en dirección vertical sobre el semichasis. Esto supone un mayoramiento de la carga más desfavorable, ya que una carga vertical genera mayor flexión sobre el semichasis que una horizontal. Gracias a ello, se consigue una hipótesis del lado de la seguridad.

Los parámetros de nuestra motocicleta, de manera que se pueda resolver el problema, son los siguientes:

$$b = 800 \text{ mm} \quad p = 1600 \text{ mm} \quad h = 500 \text{ mm}$$

Planteando equilibrio de momentos sobre la rueda trasera:

$$mg * b = F_D * h$$

$$mg * 800 = F_D * 500$$

$$F_D = 1,6 * mg$$

Por lo tanto, la carga máxima que va a tener que soportar el semichasis va a ser de 1,6 veces el peso del piloto. Suponiendo un piloto con un peso de 80 kg, el cual es muy elevado y solo se daría en casos en los que el piloto sea muy alto, la carga máxima a soportar por el semichasis es de 1280 N.

Sin embargo, esta carga no va a estar aplicada en todo momento. Como bien hemos comentado en el apartado 2.1, el cálculo de resistencia de estos elementos tiene que ser de

fatiga, ya que son piezas soldadas y la parte más crítica va a ser la soldadura. Por lo tanto, es necesario estimar los ciclos de carga que va a sufrir el componente, con el objetivo de obtener un diseño lo más ligero posible.

2.3.1.2. Ciclos de carga

La carga máxima derivada del esquema dinámico de la figura 2-6 solo es válida solo en ciertas zonas del circuito. Un piloto de motocicleta, está moviéndose constantemente de un lado a otro, con el objetivo de compensar la fuerza centrífuga desplazando su centro de masa. Este modo de pilotaje permite tomar las curvas a mayor velocidad que si estuviera la moto recta, pero para ello hay que descolgarse de la moto. Por lo tanto, la mayor parte del tiempo el piloto no está apoyado sobre el semichasis. Únicamente, cuando hay una gran recta se da la situación de carga previamente descrita.

En la figura 2-7 podemos apreciar el trazado del circuito de Motorland Aragón. Este circuito, como la gran mayoría de los demás, se particulariza por tener tan solo dos grandes rectas, la recta de meta o principal y la contra recta. Podemos llegar a la conclusión entonces de que, en una vuelta lanzada, solo vamos a tener dos ciclos de carga.

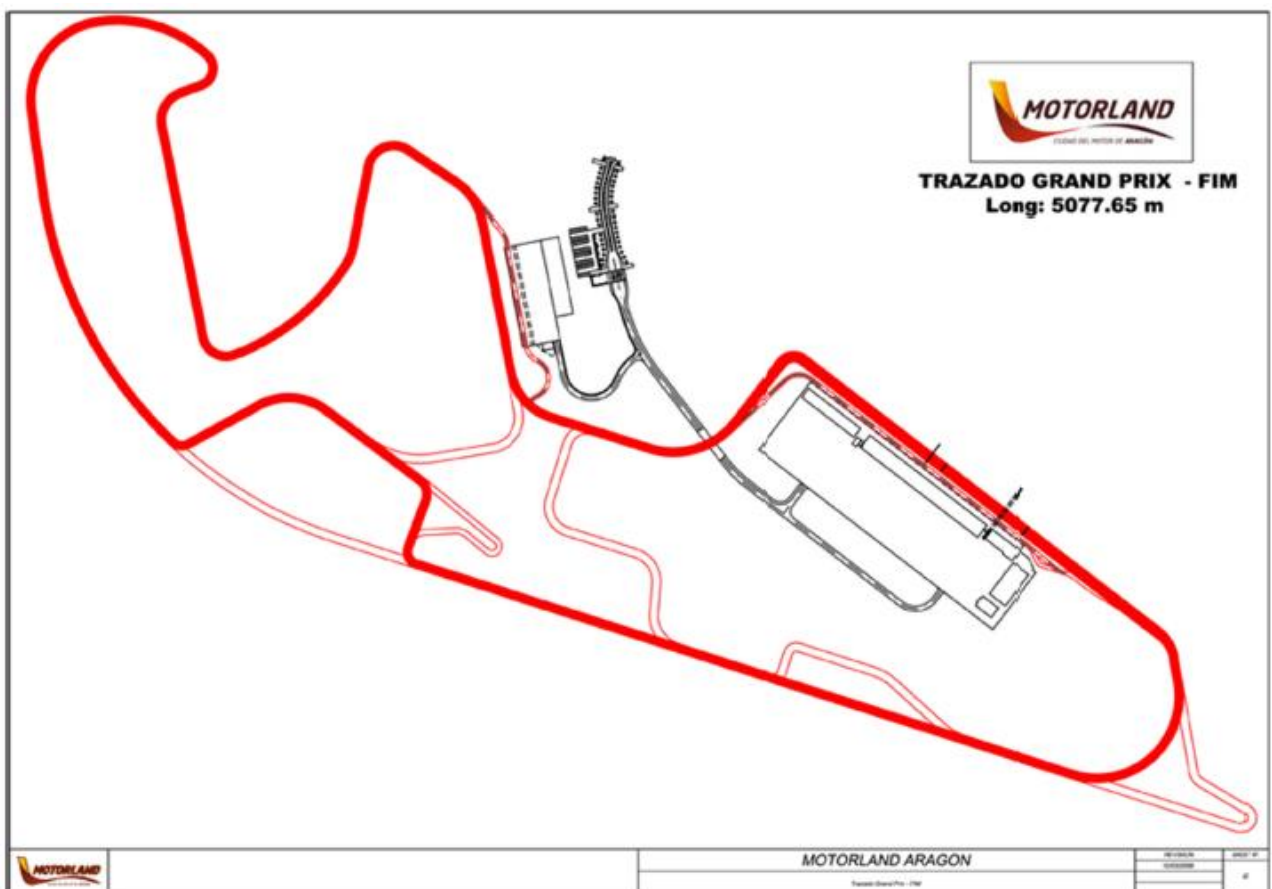


Figura 2-4 Trazado del circuito Motorland Aragón, cortesía de (Moto Engineering Foundation, 2019)

Una vez conocidos los ciclos de carga por vuelta, faltaría estimar la cantidad total de ciclos de carga que nuestro componente va a soportar durante toda su vida útil. El semichasis es un componente que suele tener una vida útil de todo el campeonato de motociclismo. Es decir, este elemento no se reemplaza durante todo el campeonato a no ser que la moto sufra algún accidente y sea necesario implementar un componente nuevo.

Ya que la competición MotoStudent solo consta de un certamen, vamos a considerar que la motocicleta participa en el campeonato FIM de PreMoto3, categoría en la que la motocicleta podría participar perfectamente con un intercambio de motor para ajustarse a la normativa. Esta competición cuenta con 11 certámenes, componiéndose cada uno de ellos de la siguiente estructura:

- Entrenamientos libres: 4 sesiones de 40 minutos.
- Clasificación: 2 sesiones de 40 minutos.
- Carrera: Longitud no inferior a 70 km.

Teniendo en cuenta que la velocidad media en esta categoría es de 140 km/h, podemos estimar la siguiente distancia recorrida por cada sesión.

$$d = 6 * 140 \frac{km}{h} * \frac{2}{3} h + 70 km = 630 km$$

Esta distancia, va a ser mayor de la que van a recorrer los prototipos, ya que estamos suponiendo que las motocicletas están en todo momento en pista, en todas las sesiones, a velocidad de carrera. Por lo tanto, la distancia recorrida total en cada certamen puede ser significativamente menor. Sin embargo, este resultado conllevaría a un diseño más conservador y aseguraríamos la vida del componente en todo momento. Así pues, tendremos en cuenta este valor para el cálculo de número de ciclos de carga.

Los circuitos de velocidad, tienen entre 4 y 5 km de longitud. Suponiendo que todos tuvieran 4 km, lo cual estaría por el lado de la seguridad al tener un mayor número de vueltas totales, la cantidad de ciclos de carga a soportar por el componente durante toda la temporada sería la siguiente. Este dato es imprescindible para poder realizar posteriormente el cálculo a fatiga de los componentes.

$$n = \frac{630 \frac{km}{certamen} * 11 certámenes}{4 \frac{km}{vuelta}} * 2 \frac{ciclos de carga}{vuelta} = 3.465 \text{ ciclos de carga}$$

2.3.2. Análisis estructural

Antes de comenzar con los análisis de elementos finitos, es necesario concretar el tipo de análisis estructural que va a ser necesario realizar. Entre los distintos análisis que tenemos disponibles están el análisis estático, cuasi estático o dinámico. La elección de un análisis u otro estará basada en la frecuencia de actuación de las cargas.

En el anterior apartado, hemos expuesto que la carga máxima solo se va a dar en dos situaciones, en cada recta principal. Esta conclusión nos llevaría a pensar que únicamente se dan dos situaciones de carga estando ambas muy repartidas entre sí, por lo que un simple análisis estático de fatiga sería suficiente.

Sin embargo, esta hipótesis no está considerando las vibraciones que se pueden generar debido a las irregularidades del firme del circuito. Las únicas irregularidades que podemos encontrar en un circuito de velocidad son las derivadas del piano, ya que estos son como escalones muy pequeños que impiden la continuidad de contacto entre el neumático y el firme. Si el piloto, avanza a través del piano, se generarán vibraciones sobre la rueda. Parte de la intensidad de estas vibraciones la absorberá la suspensión trasera, pero otra parte la va a recibir el piloto, haciendo que este se mueva y genere variaciones sobre la carga actuante en el semichasis.

Debido a estas vibraciones, las cargas que se generen van a ser menores que la carga máxima, ya que el cambio de altura del neumático es de 5cm a 10cm. Pero si coincide la frecuencia de las mismas, con la frecuencia natural del elemento, se puede dar una situación de resonancia que a su vez genere vibraciones auto excitadas llevando la pieza a una situación de desplazamiento no controlado e incluso a la rotura.

Para realizar este análisis, primero calcularemos la frecuencia de las vibraciones que se generan al avanzar con la motocicleta por encima de un piano a determinada velocidad. Posteriormente, se comparará el valor con las frecuencias naturales de cada componente. Para obtener las frecuencias naturales, utilizaremos el análisis de modos y frecuencias disponible en el apartado de elementos finitos del programa PTC Creo Parametric.

2.3.2.1. Cálculo de la frecuencia de excitación

Una motocicleta, a diferencia de un vehículo, no suele circular por encima de los pianos más que en determinadas situaciones. Esto se debe a que la motocicleta toma las curvas con una determinada inclinación, por lo que, hacer uso de los mismos podría desestabilizar al piloto. La mayor parte de las veces que una motocicleta usa los pianos es al salir de una curva, en la cual el piloto, trata de realizar una trazada lo más abierta posible y así aumentar la velocidad más rápido, haciendo uso de los límites de pista y circulando a través del piano.

Dicho esto, para calcular la frecuencia de las vibraciones solo son necesarios dos parámetros. Por un lado, la velocidad a la que el piloto pasa por encima del plano y por otro, la longitud del mismo. Gracias a eso, conseguiríamos el tiempo que tarda en cruzar un segmento del plano, el cual es el tiempo de cada ciclo de carga.

- BORDURE POSITIVE DE 5 CM OU 10 CM DE HAUT POUR CORDE DE VIRAGE
- POSITIVE KERB 5 CM OR 10 CM HIGH FOR CORNER APEX

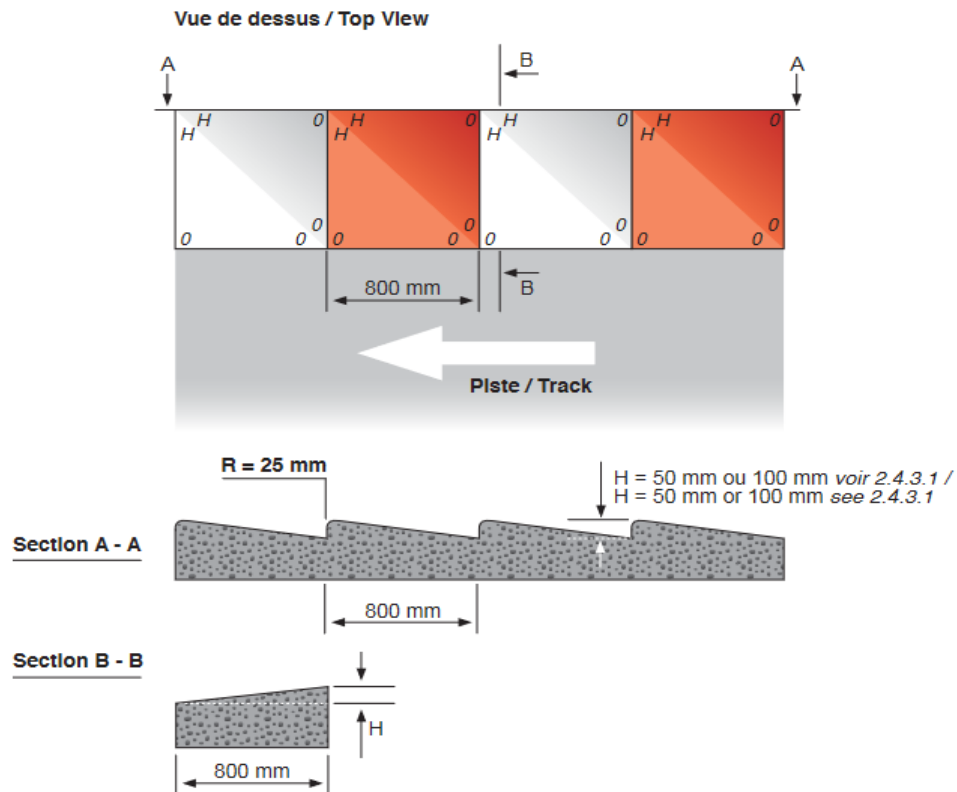


Figura 2-5 Plano de un plano de circuito, cortesía de (RFEA, 2018)

Dada la cilindrada de nuestra moto, a la salida de una curva esta puede circular a unos 100-120 km/h, cabe decir que este tramo la motocicleta lo realiza acelerando, por lo que las velocidades de entrada y salida del plano pueden ser distintas. Vamos a considerar una velocidad de 120 km/h constante para nuestros cálculos, ya que una diferencia de 10 o 20 km/h a la hora de realizar los cálculos, no va a realizar un cambio en la frecuencia lo suficientemente grande como para condicionar el tipo de análisis. Considerando cada plano de una longitud de 80 cm, longitud establecida por la RFEA en la figura 2-11, el tiempo necesario para recorrer cada tramo es el siguiente:

$$t = \frac{s}{v} = \frac{0,80 \frac{m}{h}}{120 \frac{km}{h}} = 0,024 \text{ s}$$

Siendo la frecuencia de excitación del sistema la siguiente:

$$f = \frac{1}{t} = \frac{1}{0,024 \text{ s}} = 41,66 \text{ Hz}$$

Una vez calculada la frecuencia de excitación de nuestro sistema, procederemos a comparar esta con la obtenida mediante el análisis de modos y vibraciones. Cabe decir que, el movimiento que vamos a analizar podría modelizarse como una vibración forzada de un grado de libertad en el plano vertical de la motocicleta. Por lo tanto, a la hora de analizar los modos de vibración, solo repararemos a los modos de flexión vertical de los componentes.

El objetivo de este análisis, como ya hemos comentado anteriormente es el de definir el tipo de análisis a realizar posteriormente. Dado que tenemos una frecuencia de 41,66 Hz, aunque no sean muy grandes las variaciones de las cargas, tenemos que contemplar si esta vibración entra dentro del rango de influencia del modo natural. Para saberlo, compararemos nuestra frecuencia con la calculada por el programa. Si la frecuencia de excitación es 5 veces inferior a la frecuencia natural del sistema para ese modo de vibración, se puede realizar un análisis cuasi estático con una precisión muy elevada.

$$f_{nl} = 5 * f = 5 * 41,66 \text{ Hz} = 208,3 \text{ Hz}$$

La frecuencia natural de los modelos, debe de ser por lo tanto mayor a 208,3 Hz. Se procede entonces a realizar el análisis modal de ambos modelos de semichasis. Para realizar el análisis modal, tan solo es necesario concretar el material y las uniones fijas de los elementos, aparte de realizar la malla comentada anteriormente en el punto 2.1.2. El material definido es aluminio y las uniones se fijan en las superficies circulares inferiores, las cuales van a alojar los tornillos encargados de unir la estructura al chasis. Se imponen uniones empotradas en estas superficies.

2.3.2.1.1. Semichasis de chapa

Para el caso del semichasis de chapa, los resultados del análisis modal son los siguientes:

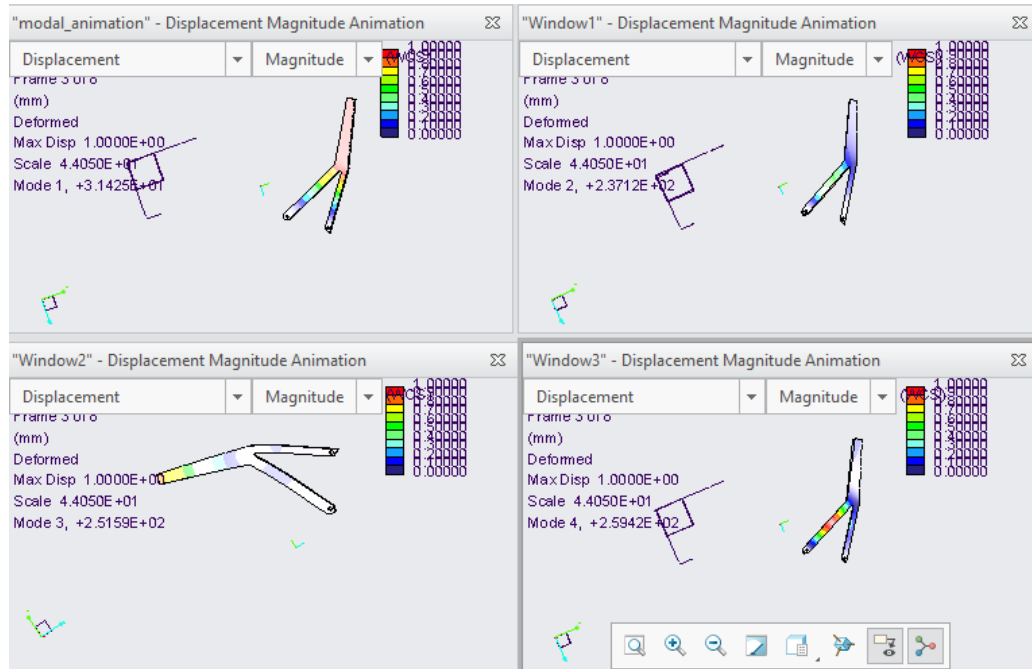


Figura 2-6 Análisis modal del semichasis de chapa

En la figura 2-12, podemos observar los primeros 4 modos de vibración, los cuales se encuentran detallados en la tabla 2-3. Como podemos observar, la única frecuencia natural por debajo de nuestro límite es el primer modo natural, el cual se genera mediante excitación lateral del sistema. Por lo tanto, no influye en nuestra situación. El primer modo de vibración que estaría en la dirección de nuestro ejemplo sería el tercero, en el que podemos apreciar una frecuencia natural de 251,59 Hz. Dicho esto, podemos descartar el análisis dinámico para nuestro semichasis de placas y en su lugar realizaremos uno cuasi estático que nos proporcionara una precisión muy parecida en los resultados, con un coste computacional muy bajo. El análisis cuasi estático, así mismo, al contar con cargas de variación pequeña con respecto al valor medio nuestro sistema, se va a proceder posteriormente a realizar un análisis de fatiga estático en el apartado del análisis resistente.

Frecuencias naturales del sistema	
Modo	Frecuencia (Hz)
1	31,42
2	237,12
3	251,59
4	259,42

Tabla 2-2 Frecuencias naturales del semichasis de chapa

2.3.2.1.2. Semichasis tubular

En este caso, los análisis del análisis modal son los siguientes:

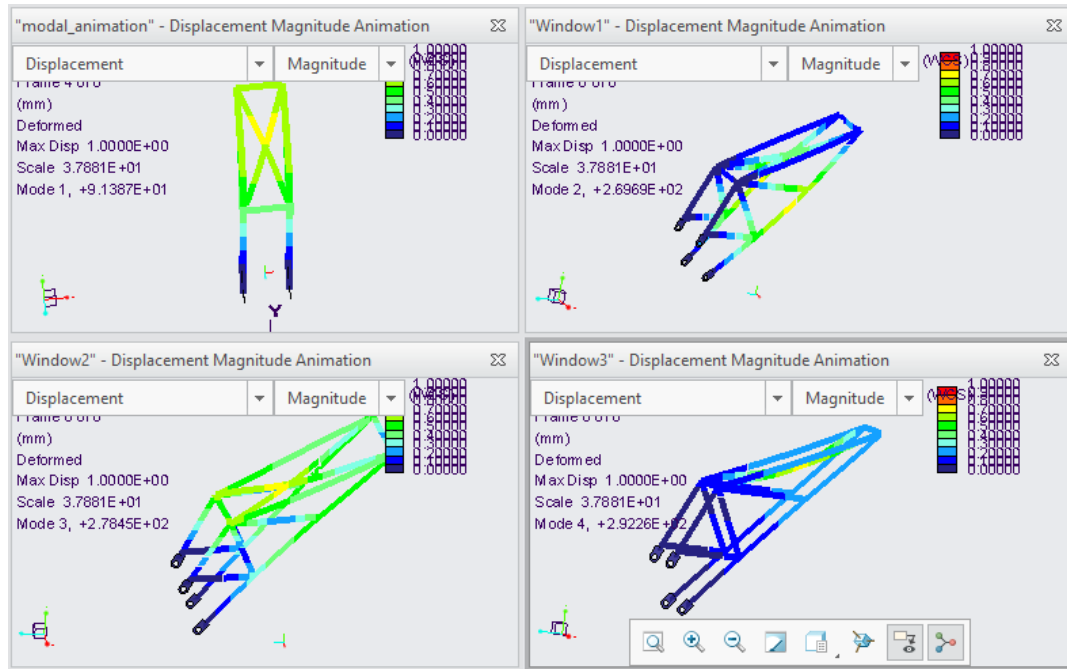


Figura 2-7 Análisis modal del semichasis tubular

Al igual que en el semichasis de chapa, el primer modo de vibración se debe a una excitación lateral del sistema. Sin embargo, en el segundo modo ya podemos apreciar como flexionan partes del semichasis, sobre todo los rigidizadores en forma de cruz de San Andrés, siendo el tercer modo en este caso a causa de un movimiento de torsión. En el cuarto modo podemos apreciar una flexión total del sistema. En la tabla 2-4, observamos los valores recogidos, que siguen siendo todos superiores al límite de frecuencia salvo para el primer modo. Aun así, podemos apreciar como todas las frecuencias naturales son mayores que en el semichasis de chapa. Por lo tanto, el semichasis tubular es más rígido que el semichasis de chapa, tal y como queríamos. Por finalizar, el análisis resistente a realizar a posteriori es igualmente un análisis de fatiga estático, concluyendo de manera igual al apartado anterior.

Frecuencias naturales del sistema	
Modo	Frecuencia (Hz)
1	91,38
2	269,69
3	278,45
4	292,26

Tabla 2-3 Frecuencias naturales del semichasis tubular

2.3.3. Cálculo estructural, resistente y de inestabilidad

En este apartado, realizaremos los cálculos pertinentes para validar el diseño. Estos cálculos, analizarán tanto la resistencia mecánica de los componentes ante las cargas previamente descritas, así como la rigidez del elemento. Como hemos comentado previamente, el criterio de diseño principal será el derivado del cálculo estructural, ya que la rigidez del semichasis cobra mayor importancia. Cuando en un elemento mecánico, prima la rigidez, no suele haber problemas de resistencia, ya que los límites impuestos suelen ser mucho más altos. Sin embargo, dada la cantidad de soldaduras con las que cuentan nuestros componentes, se ve interesante realizar a su vez un cálculo resistente. Así mismo, teniendo en cuenta la esbeltez de los elementos del semichasis tubular, procederemos a realizar un análisis simple de pandeo.

2.3.3.1. Parámetros de cálculo

Los resultados del cálculo estructural, así como del resistente, procederán del mismo análisis de elementos finitos. Por lo tanto, es preciso definir los parámetros a introducir en el programa, es decir: la aplicación de las cargas, uniones, malla de elementos finitos y asignación de material.

En lo que respecta a asignación de material, es tan sencillo como introducir el material correspondiente en el parámetro que define el material en el programa PTC Creo, siendo en nuestro caso el aluminio. No es necesario introducir el mismo aluminio que tenemos realmente en nuestro prototipo, ya que la única variación apreciada por el programa sería el módulo de elasticidad, el cual se mantiene con variaciones ínfimas entre todos los aluminios.

La malla de elementos finitos se define de la siguiente manera para cada uno de los componentes:

2.3.3.1.1. Malla MEF del semichasis de chapa

La geometría del semichasis de chapa se compone por 3 chapas de espesor reducido. Por lo tanto, el uso de cascaras es ideal para este tipo de geometría. Las cascaras son un tipo de elementos finitos, capaces de absorber esfuerzos de tipo membrana. Su uso es posible en geometrías en las cuales dos de las dimensiones, son significativamente más grandes que la restante.

La obtención de la geometría del semichasis de chapa se ha realizado mediante la herramienta “convertir en chapa” del PTC Creo. Gracias a esta herramienta, es posible conseguir una pieza como la que vemos en la ilustración 2-8 a partir de un bloque. En este proceso, es necesario concretar el espesor de la chapa, por lo que la modificación de este parámetro para el cálculo estructural y resistente se realizara en ese apartado.

Una vez establecida la manera de cambiar el espesor de las chapas, se procede al mallado de elementos finitos. Para el mallado, se establece una dimensión máxima de elementos de 10mm, dando como resultado final una malla de 1439 elementos.

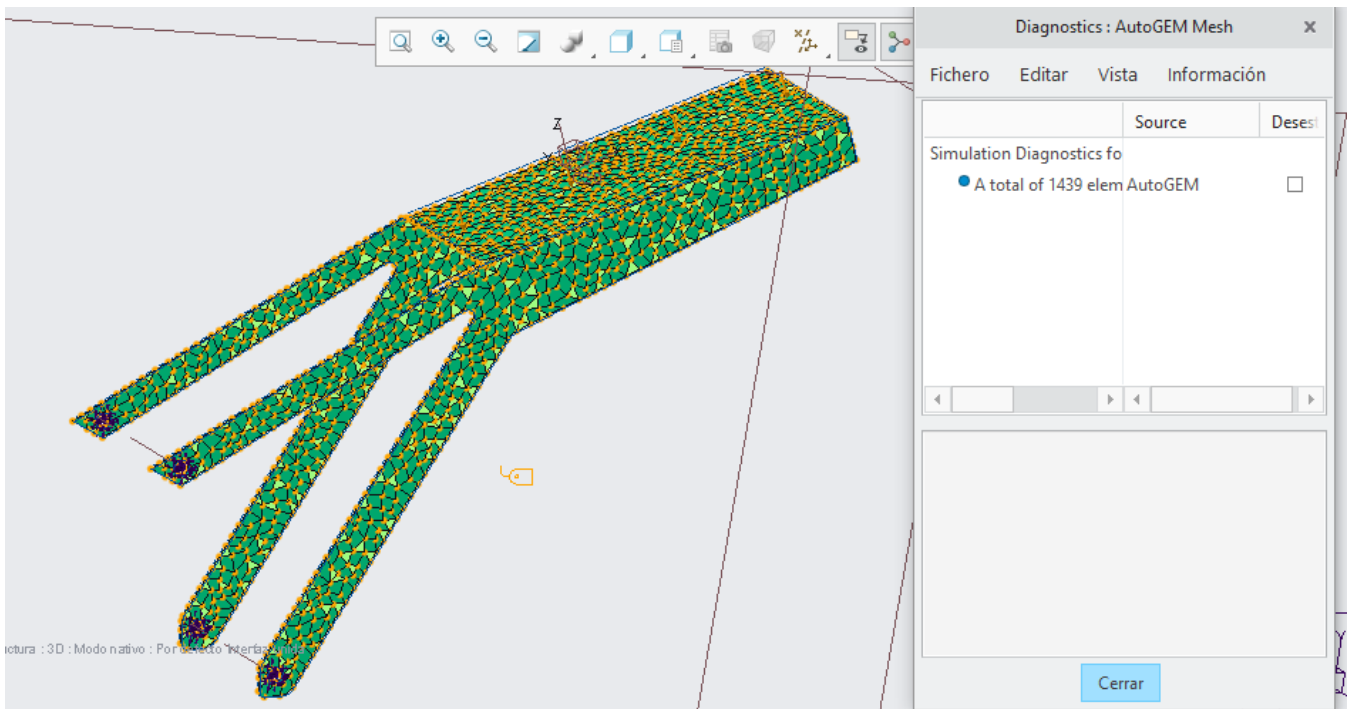


Figura 2-8 Malla de elementos finitos del semichasis de placas

La obtención del espesor final en este caso se realiza de manera iterativa. Teniendo en cuenta que el tiempo de cálculo es muy reducido, por la cantidad de elementos que generan las cascaras y que el espesor de las chapas varia en base a las dimensiones disponibles en el mercado, con una reducida cantidad de iteraciones se consigue el espesor final. Obteniendo valores fiables con un coste computacional muy bajo.

2.3.3.1.2. Malla MEF del semichasis tubular

El análisis del semichasis tubular se procederá a realizar mediante el uso de elementos tipo viga. Este semichasis lo componen dos secciones tubulares distintas. El uso de la sección de mayor tamaño será la estructura principal del semichasis, siendo la de menor tamaño usada para los montantes, de cara a rigidizar la estructura mediante triangulación, así como en los rigidizadores laterales.

Previo a la elección de la sección final, se realizan análisis simples de distintas geometrías, con el objetivo de dar con la más resistente de todas manteniendo la sección constante. Estos cambios principalmente se dan en la posición de los montantes rigidizadores. Ya que,

teniendo en cuenta que ambos semichasis deben ser compatibles entre sí, la geometría principal se encuentra condicionada por los amarres al chasis y el ángulo de inclinación del asiento ya preestablecido.

Una vez lista la geometría, se procede al cálculo de la sección final en base a los objetivos tensionales posteriormente descritos, se procede al uso del módulo de optimización del programa PTC Creo. Mediante este tipo de análisis, el programa va variando iterativamente determinados parámetros a elección del programador. Con el objetivo final de disminuir el peso lo máximo posible teniendo como límite una serie de parámetros a determinar también por el programador.

En nuestro caso, los parámetros a cambiar son los parámetros de la sección de los tubos, los cuales son el radio interior y espesor de los mismos. Para el caso de los parámetros límites, los elegidos son los siguientes: Máximo desplazamiento vertical y máxima tensión de las vigas. El máximo desplazamiento vertical se escoge con el objetivo de limitar la rigidez mínima del sistema en el plano principal de trabajo. Respecto al estado tensional, se decide limitar únicamente la de las vigas. Ya que si se eligiera limitar la de Von Mises, teniendo en cuenta el concentrador de tensiones que se genera en el modelo en el punto de unión entre viga y la cascara, que modeliza la orejeta, la sección de los tubos sería más grande de lo necesaria. En la figura 2-9 se puede observar la zona del concentrador de tensiones, siendo esta la que se representa mediante los colores amarillos y naranja.

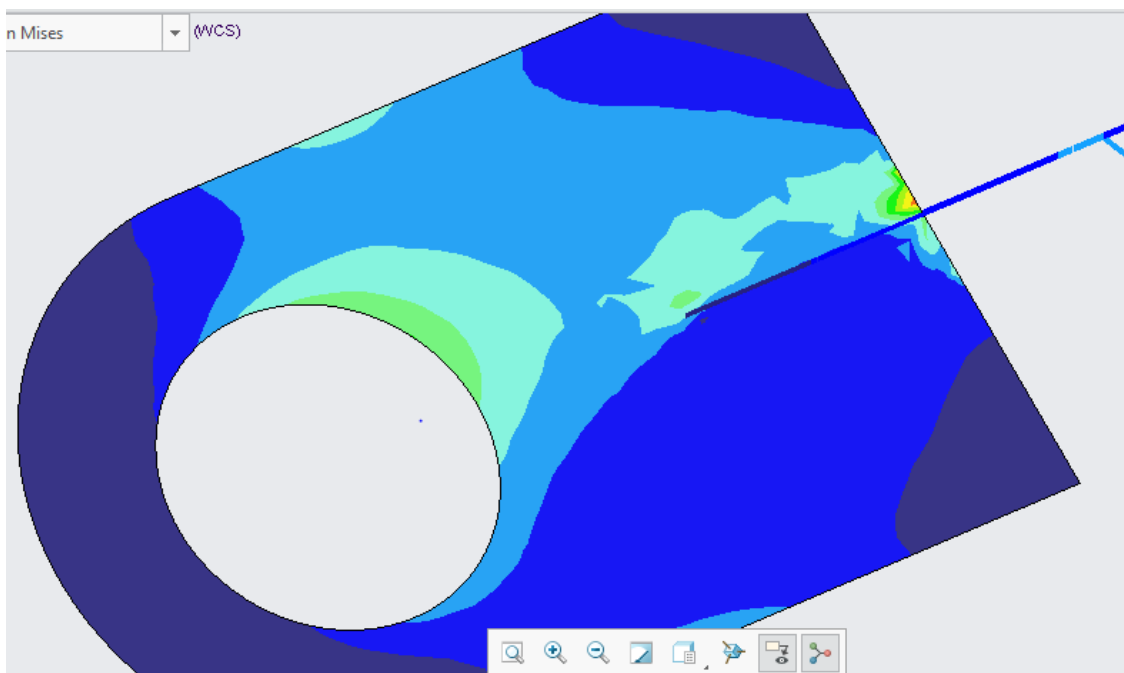


Figura 2-9 Concentrador de tensiones en la orejeta del semichasis tubular.

Una vez establecidos los parámetros para el análisis, el programa iterativamente realiza cálculos proporcionando finalmente los parámetros que cumplen con los límites establecidos, siendo el peso del sistema el mínimo. Estos parámetros, es necesario ajustarlos a números redondos, ya que el programa da resultados optimizados que puedan derivar en dimensiones no estandarizadas. Por ello, se redondean los números con la intención de que se adecuen al perfil comercial más cercano de las dimensiones proporcionadas por el programa, siendo este redondeo siempre hacia arriba, con la intención de obtener un elemento más seguro.

En lo que se refiere a las uniones, tanto el semichasis tubular como el semichasis de chapa, tienen uniones de empotramiento en las caras interiores de los agujeros que alojarían los tornillos en el prototipo. Asemejándose de esta manera las uniones a las que los prototipos reales van a tener.

Finalmente, en lo que refiere a aplicación de las cargas, analizaremos cada semichasis por separado. Debido a que, aunque la aplicación de estas se de en el mismo sentido, las diferencias geométricas fuerzan a aplicarlas de manera distinta.

La carga a aplicar en el plano vertical, será la carga máxima que va a actuar sobre el sistema, calculada en el apartado, 2.3.1.1. En lo que respecta a la horizontal, esta se aplicara sobre el extremo superior trasero del semichasis. Aplicaremos una carga de valor unitario, con la cual sacaremos posteriormente la rigidez en ese plano en un valor de KN/mm. Este valor lo compararemos con los obtenidos en anteriores ediciones, ya que se ha conseguido optimizar ese parámetro en base a la experiencia.

La naturaleza de esta carga reside en la manipulación y montaje del semichasis. En estas situaciones, se puede dar que, algún elemento se apoye sobre el mismo o que los mismos mecánicos al apoyarse deformen el componente. Por lo tanto, para evitar este tipo de situaciones, se establece que el semichasis debe de tener un mínimo de rigidez horizontal en ese plano.

2.3.3.1.3. Semichasis de chapa

En el semichasis de chapa, disponemos de una superficie en la parte en la que el piloto iría sentado. Por lo tanto, para este caso aplicaremos una carga de superficie en sentido perpendicular al asiento, tal y como podemos apreciar en la imagen. Esto se ha conseguido gracias a la implantación de un sistema de referencia local.

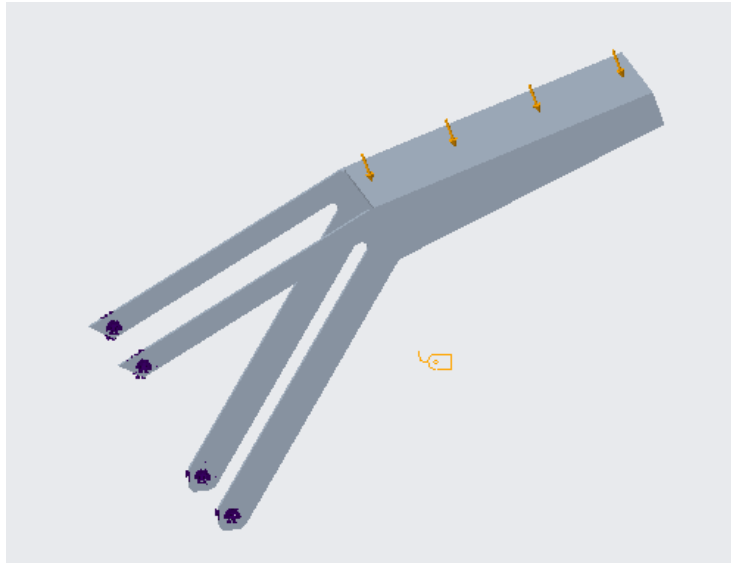


Figura 2-10 Cargas y uniones aplicadas en el modelo EF para el semichasis de chapa

En lo que respecta a la carga lateral, se ha realizado una pequeña región de superficie, aproximadamente de unos 50 mm de largo en la parte trasera del semichasis. Sobre esa región, se ha aplicado la carga lateral, utilizando el sistema de referencia anteriormente descrito.

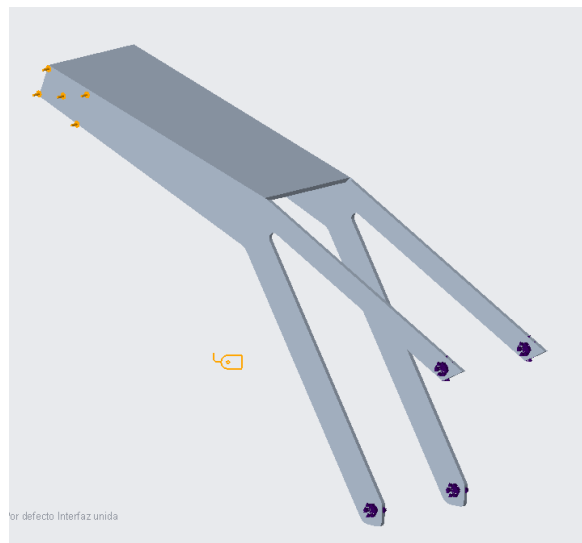


Figura 2-11 Carga lateral del semichasis de chapa

2.3.3.1.4. Semichasis tubular

Para el caso del semichasis tubular, las cargas se aplican en los tubos de mayor espesor localizados en la zona del asiento. Siendo la dirección de las cargas, la misma que en el semichasis de chapa.

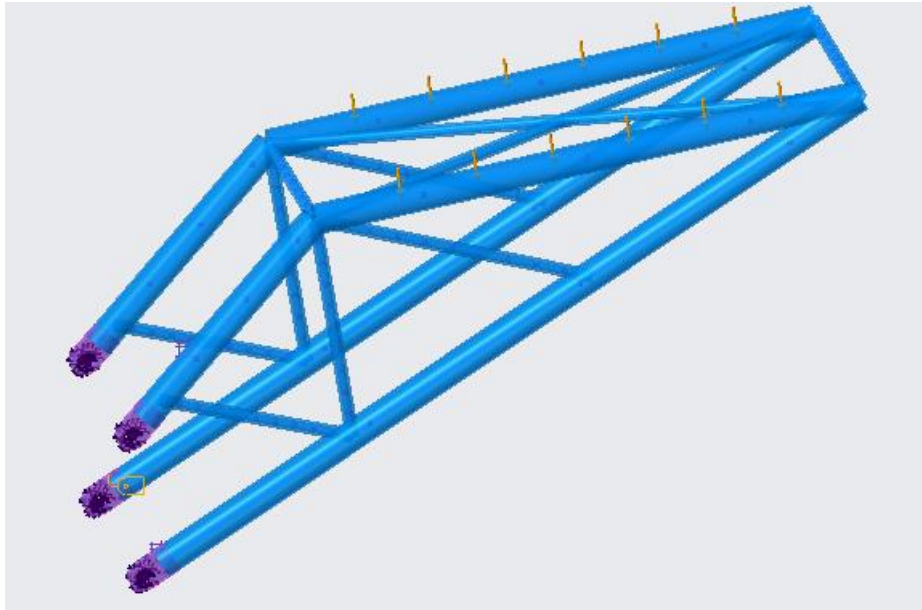


Figura 2-12 Cargas y uniones aplicadas en el modelo EF para el semichasis tubular

Respecto a la carga lateral, al igual que en el semichasis de chapa, se aplicará en una región de 50 mm de longitud. Sin embargo, en este caso es necesario aplicarlo directamente sobre el tubo principal, ya que no disponemos de ninguna superficie.

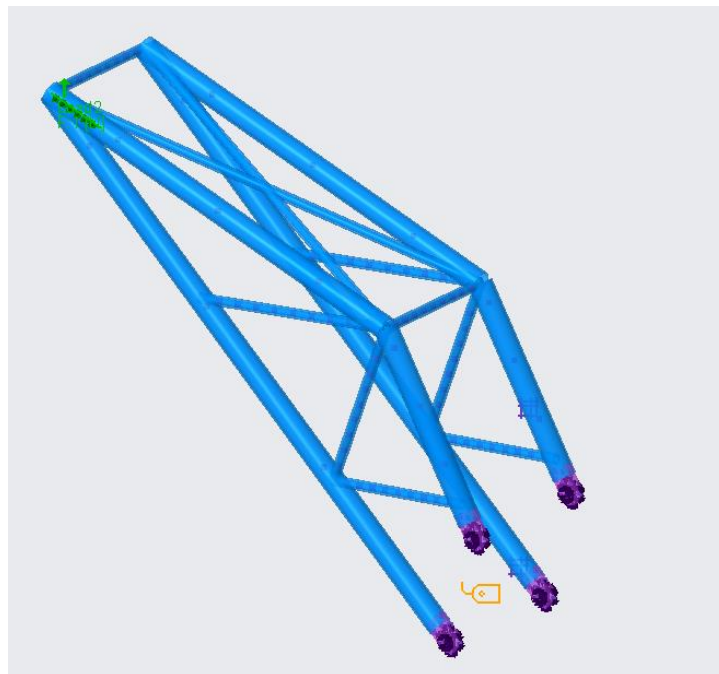


Figura 2-13 Carga lateral del semichasis tubular

2.3.3.2. Cálculo estructural

Como ya hemos comentado, en este apartado calcularemos la rigidez del sistema ante la carga máxima impuesta. Aunque las conclusiones de los análisis se comenten posteriormente en el apartado 2.4, vamos a imponer las condiciones para las cuales el diseño no sería válido desde un punto de vista de la rigidez.

Basándonos en experiencias previas de años anteriores, la deformación vertical ante carga máxima de los elementos no puede superar los 1,5 mm. En caso de superarse, la estructura no sería de agrado para el piloto y esto conllevaría a que no pilotase todo lo rápido que pudiera. Es decir, esta consecuencia no es válida desde un punto de vista competitivo ni de la seguridad, ya que una falta de confort a su vez, implica que el piloto no se sienta tan cómodo ni concentrado, haciéndolo susceptible de sufrir un accidente.

Respecto a las cargas horizontales, se establece un valor de rigidez mínimo a obtener de 0,02 KN/mm.

2.3.3.2.1. Semichasis de chapa

Los resultados del análisis de elementos finitos para la carga principal y un espesor de chapa de 4 mm son los siguientes.

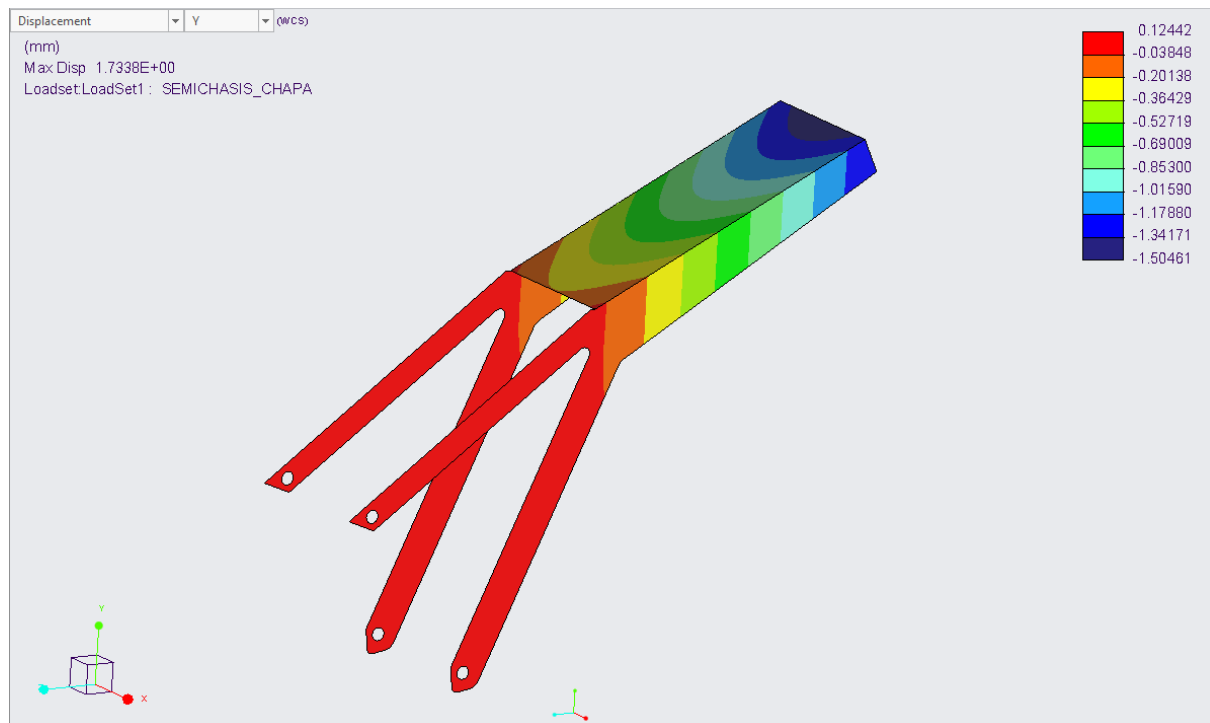


Figura 2-14 Desplazamientos en el plano principal de aplicación de la carga del semichasis de chapa

En este caso, podemos observar un desplazamiento máximo en el extremo superior del semichasis. Siendo este desplazamiento de 1,504 mm en dirección de la carga.

En lo que respecta al desplazamiento lateral, las deformaciones obtenidas a causa de la aplicación de una carga unitaria en la región previamente descrita podemos observarlas en la figura 2-15.

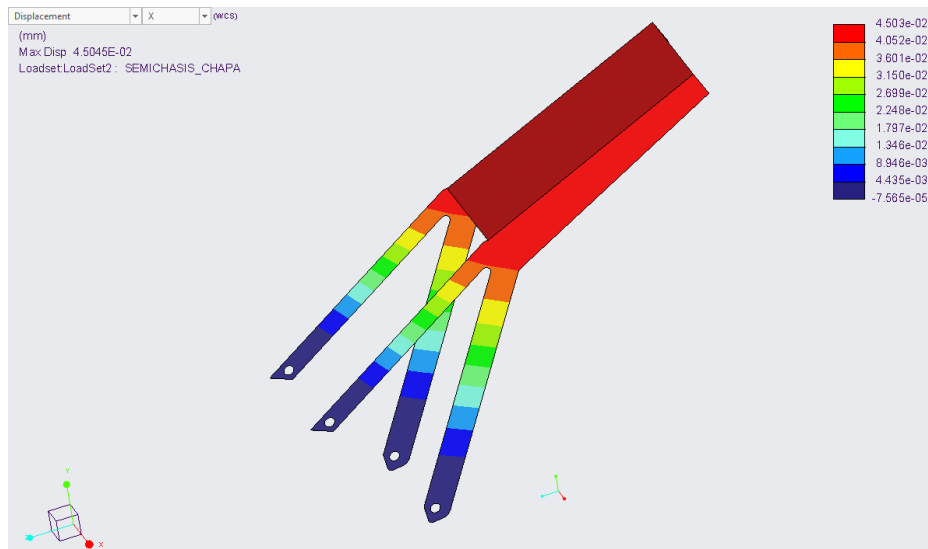


Figura 2-15 Desplazamiento lateral semichasis de chapa

En este caso, obtenemos un desplazamiento de 0,04503 mm en dirección de la carga. Sin embargo, este desplazamiento no es el dato que precisamos obtener. Para realizar el correcto análisis posteriormente, necesitamos la rigidez en KN/mm. Sabiendo que hemos aplicado una carga unitaria, podemos obtener ese valor de una forma muy sencilla.

$$k = \frac{0,001 \text{ KN}}{0,04503 \text{ mm}} = 0,0222 \frac{\text{KN}}{\text{mm}}$$

2.3.3.2.2. Semichasis tubular

Antes de realizar el análisis estructural del semichasis tubular, cabe recordar que el diseño de este componente comienza con un análisis de optimización. Con el objetivo de que el mismo programa ajuste los parámetros de los tubos buscando una estructura lo más ligera posible que cumpla con los requerimientos impuestos.

Para ello, comenzaremos definiendo los parámetros límites de nuestro cálculo de optimización, así como los límites iterativos para las dimensiones de los tubos. Los parámetros límites en este caso son, un desplazamiento vertical igual a 1,5 mm y un límite de tensión para los elementos tipo viga de 100 MPa. La elección de ese valor límite de tensión se detalla posteriormente en el apartado 2.3.3.3.

Con respecto a los límites iterativos para las dimensiones de los tubos, estos se encuentran recogidos en la tabla 2-4. Siendo los parámetros terminados en I los radios interiores de los

tubos y los parámetros terminados en E los espesores. Así como, el dígito intermedio P hace referencia a los tubos pequeños y G a los grandes.

Límites para las dimensiones de los tubos		
Parámetro	Cota mínima	Cota máxima
RPI	2,5	3,5
RPE	1,5	2,5
RGI	7	9
RGE	1	2

Tabla 2-4 Límites de las dimensiones de los tubos

Las cotas mínimas para los tubos pequeños, se han obtenido en base al tamaño mínimo de tubo que nos pueden suministrar nuestros proveedores de manera rápida. Con respecto a los grandes, el espesor mínimo es el más pequeño que podemos encontrar en el mercado. El resto de las dimensiones son valores orientativos concretados en base a experiencias previas.

Una vez se han concretado todos los parámetros, se realiza el análisis de optimización, obteniendo los siguientes resultados.

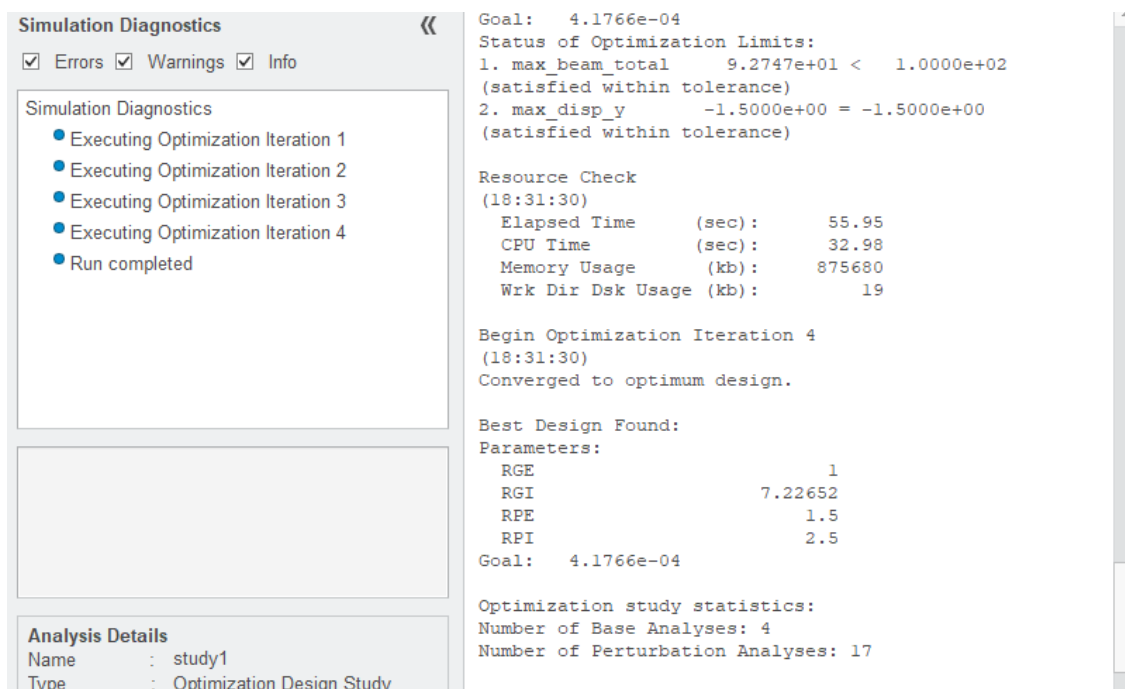


Figura 2-16 Resultado del análisis iterativo

Tras cuatro iteraciones, todos los parámetros de los tubos son equivalentes a la cota mínima, salvo el radio interior del tubo grande, cuyo valor es de 7,2265 mm. Visto que no es posible obtener un tubo de esas dimensiones, se escoge uno de radio interior 7,5 mm. Por

añadida, no es posible obtener tubos de diámetro interior de 15 mm y espesor de 1 mm, por lo que finalmente nos decantamos por la siguiente elección.

Dimensiones de los tubos	
Tubo	Dimensiones (\varnothing ext x \varnothing int) (mm)
Pequeño	8 x 5
Grande	18 x 15

Tabla 2-5 Dimensiones de los tubos

Ya concretadas las dimensiones finales de los tubos, procedemos a realizar el análisis final. Planteando los mismos cálculos que en el semichasis de chapa, los desplazamientos en el plano de carga principal para el semichasis tubular son los que se aprecian en la figura 2-17.

En este caso, el desplazamiento máximo no se da en el extremo superior, sino en la parte central del tubo superior. Esto se debe a la flexión del tubo. Mientras que, en el semichasis de chapa, la superficie del extremo no contaba de ningún elemento rigidizador, es decir, tiene un comportamiento estructural similar al de una viga empotrada-libre. Sin embargo, en el semichasis tubular, rigidiza el extremo superior mediante la barra principal inferior.

De esa manera, se limita el movimiento vertical de ese extremo, haciendo que coja más peso la flexión del tubo.

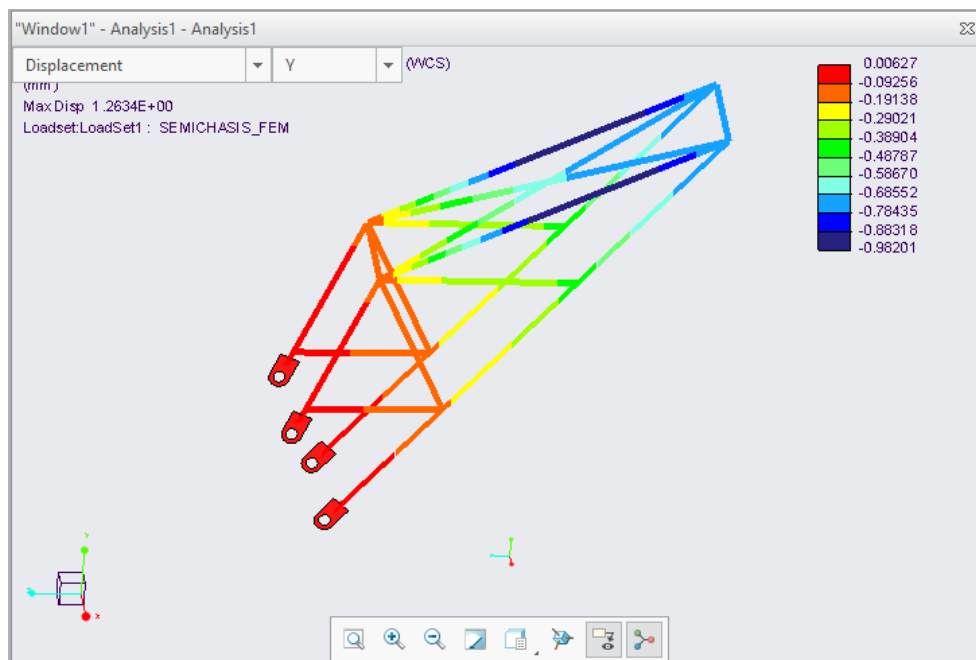


Figura 2-17 Desplazamiento en dirección de la carga principal del semichasis tubular

De cara al desplazamiento lateral, obtenemos los siguientes resultados.

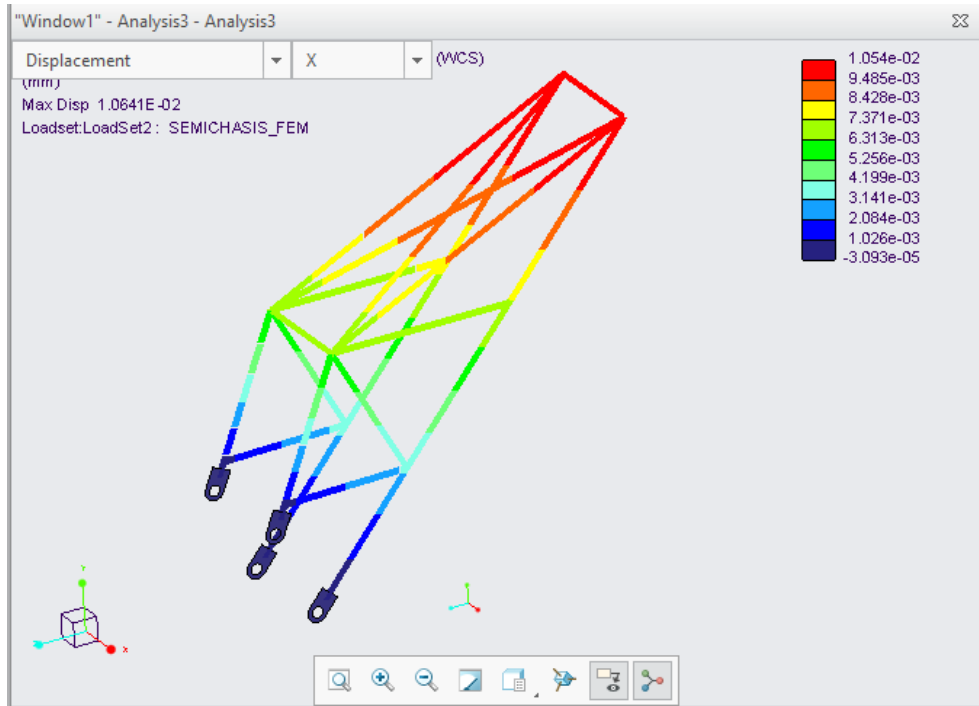


Figura 2-18 Desplazamiento lateral semichasis tubular

En este caso, el desplazamiento más elevado es de 0,01054 mm. Si calculamos la rigidez como en el apartado anterior, obtenemos el siguiente valor.

$$k = \frac{0,001 \text{ KN}}{0,01054 \text{ mm}} = 0,095 \frac{\text{KN}}{\text{mm}}$$

2.3.3.3. Cálculo resistente

En el apartado 2.3.2 concretamos el tipo de análisis resistente que es necesario emplear en nuestros componentes. Para poder realizar el cálculo, faltaría por concretar los parámetros que vamos a comparar en nuestro análisis resistente. En nuestro caso, debemos definir la tensión máxima admisible, la cual estará condicionada por el número de ciclos a fatiga establecidos. Al tener dos zonas distintas susceptibles de fallo, la estructura en general y las soldaduras, hemos de concretar dos tensiones de fatiga distintas, con su consiguiente análisis para cada una de ellas. Posteriormente, al igual que en el cálculo resistente, los resultados de los cálculos se estudiarán en el apartado 2.4.

2.3.3.3.1. Tensión de fatiga general

La tensión de fatiga general, es la tensión de fatiga para el aluminio en cualquier zona de la estructura menos en las soldaduras. Esta tensión es difícil de obtener, ya que, para su dimensionamiento, es necesario realizar costosos exámenes de fatiga. Para cuantificar la tensión límite de fatiga, nos basaremos en los ensayos recogidos en el trabajo *High Cycle Fatigue of AA6082 and AA6063 Aluminum Extrusions* (Nanninga, 2008) . En estos ensayos, se concluyen las curvas de fatiga para aluminios extruidos, como es nuestro caso, ya que este es el proceso de fabricación de los tubos y las chapas que conforman la materia prima. También, se detallan distintas curvas, teniendo en cuenta la anisotropía del material después del proceso de laminación.

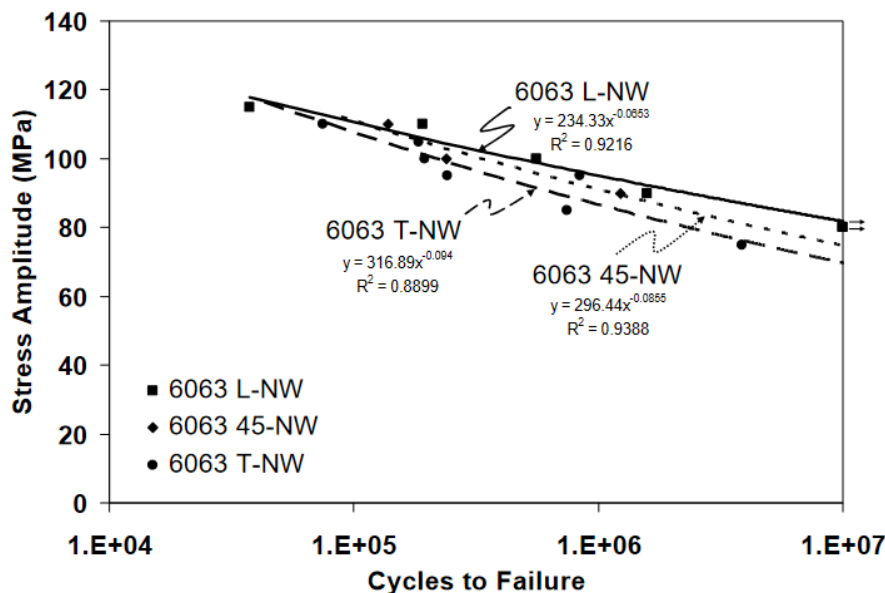


Figura 2-19 Gráfico tensión de fatiga-ciclos de carga, cortesía de (Nanninga, 2008)

En el anterior gráfico se detallan tres curvas:

- 6063 L-NW: Tensión correspondiente a esfuerzo longitudinal respecto a la orientación de las hebras.
- 6063 T-NW: Tensión correspondiente a esfuerzo transversal respecto a la orientación de las hebras.
- 6063 45-NW: Tensión correspondiente a esfuerzo a 45 grados respecto a la orientación de las hebras.

Para nuestro caso tenemos que contemplar dos estados de carga. Para el caso del semichasis tubular, es bien sabido que los esfuerzos a tracción y compresión se van a dar de manera longitudinal, por lo tanto, utilizaremos el valor tensional de la primera curva. En el caso del semichasis de chapa, la materia prima procede del corte por agua, en una orientación desconocida. Por lo tanto, utilizaremos la curva de esfuerzos transversales, al ser la más conservadora.

La cantidad de ciclos de carga de nuestro componente durante su vida útil ha sido estimada en 3.465 ciclos de carga. En el gráfico de la figura 2-14, ese valor quedaría fuera del rango de nuestras curvas, por lo que el valor elegido será el máximo expuesto en las curvas, siendo este, además, el mismo para las tres curvas descritas. Queda definida entonces la tensión de fatiga para las zonas de no soldadura de los semichasis, siendo su valor de 115 Mpa.

2.3.3.3.2. Tensión de fatiga de soldaduras

Tal y como expusimos en el apartado 2.1.1. la obtención de la tensión de fatiga de las soldaduras se obtendrá mediante el estudio del libro *“Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints Components”* (Hobbacher, 1996). En este libro se exponen una serie de tensiones máximas de soldadura para distintos tipos de soldadura, para los materiales acero y aluminio.

El procedimiento comienza eligiendo el tipo de unión soldada que más se asemeja a nuestras características. Una vez elegidas, obtendremos de la tabla la tensión de fatiga para $2e8$ ciclos de carga. Ya que nuestros componentes tienen que resistir una cantidad muy inferior de ciclos de carga, mediante el uso de las curvas correspondientes en un diagrama S-N Palmgren-Miner de fatiga con daño acumulativo, también proporcionado por el libro, obtendremos la tensión máxima para nuestros ciclos de carga.

Entre todos los tipos de uniones soldadas que se exponen en el libro, para nuestros análisis solo son necesarios analizar tres tipos distintos. En la siguiente tabla se exponen los distintos tipos de soldadura, a que zona y semichasis corresponden, la tensión máxima para $2e8$ ciclos, así como las observaciones del libro con respecto de estas uniones.

Tensión de fatiga de las soldaduras				
Nº	Tipo de soldadura	Zona	σ_f 2e8 ciclos (Mpa)	Observaciones
1	Cordón de soldadura continuo soldado manualmente	Soldadura del semichasis de chapa	36	-
2	Soldadura de penetración parcial o total entre tubo y reborde. Fallo de fatiga potencial por rotura de la base	Uniones entre tubos del semichasis tubular	18	Necesaria inspección NDT o disminución de dos grados de la tensión de fatiga.
3	Unión entre tubo y placa, tubo cortado y soldado a la placa. Diámetro del tubo < 200 mm y espesor de la placa < 20 mm	Unión entre orejetas y tubo en el semichasis tubular	18	

Tabla 2-6 Tensión de fatiga de las soldaduras

Para la primera soldadura, el esfuerzo de tracción está aplicado en dirección longitudinal a la soldadura, mientras que, en las otras, el esfuerzo se aplica de manera transversal.

En lo que respecta la inspección NDT o “*Nondestructive Testing*”, es un tipo de validación necesaria, que, en caso de pasarla satisfactoriamente, validaría la calidad de las soldaduras. Este análisis no destructivo, se ha expuesto en el apartado de validación 2.6. Tras realizar el análisis, comprobamos que la calidad de las soldaduras es el correcto. Por lo tanto, no es necesario disminuir dos grados la tensión de fatiga. Los grados de tensión, son los diferentes valores que podemos observar en el diagrama S-N de la figura 2-24. En este caso, disminuir dos valores la tensión conllevaría a tener que asignar una tensión de fatiga de 14 Mpa.

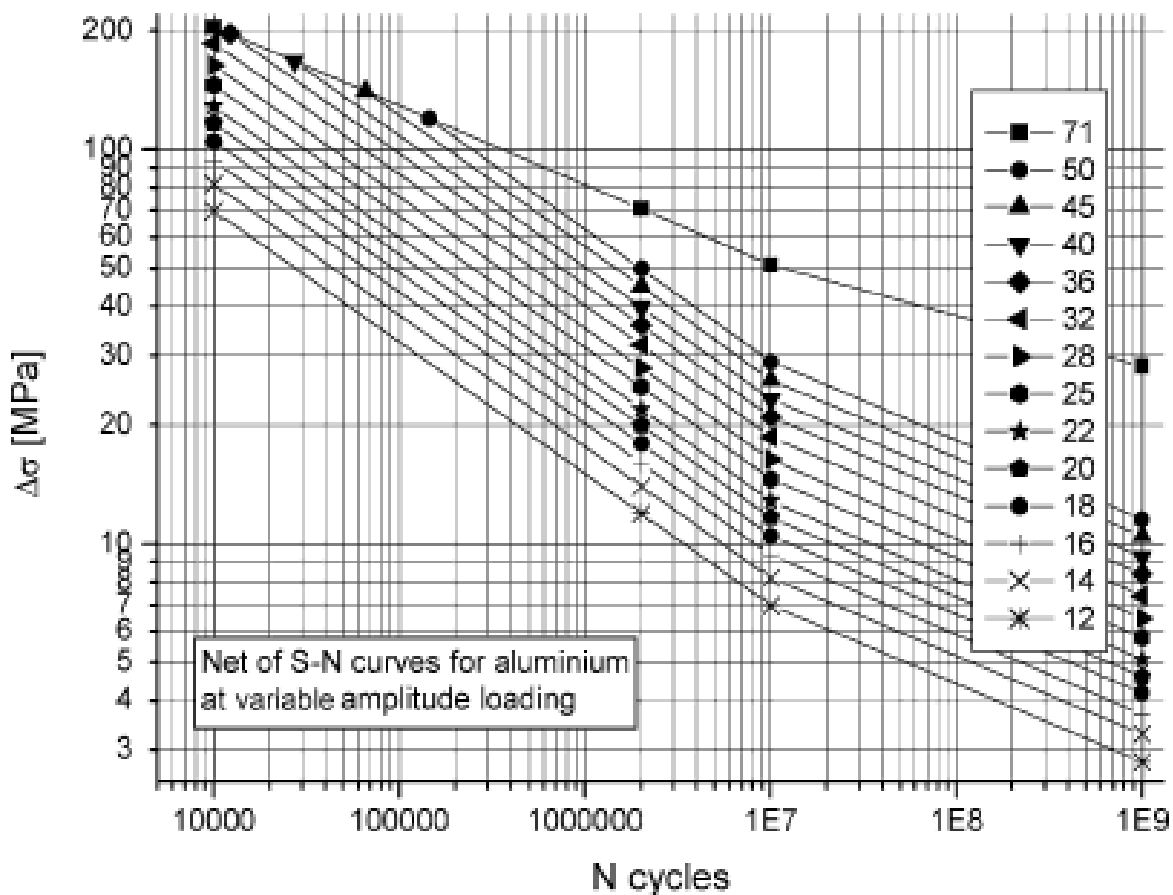


Figura 2-20 Grafico S-N de esfuerzos a fatiga con daño acumulativo Palmgren-Miner, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Los valores tensionales de la tabla, indican que curva debemos seguir en el gráfico. Siendo el valor de referencia para elegir la curva la línea central del gráfico, es decir la que equivale a 2×10^8 ciclos de carga. Si continuamos las distintas curvas hasta el valor mínimo de ciclos de carga expuesto en el gráfico, 10,000 ciclos de carga, obtendremos las tensiones máximas en las zonas de soldadura requeridas para cada situación.

Tensión máxima de fatiga para las soldaduras (10.000 ciclos)	
Nº	σ_f (Mpa)
1	200

2	100
3	100

Tabla 2-7 Tensión máxima de fatiga para las soldaduras (10.000 ciclos)

Si analizamos los valores obtenidos, podemos observar como la tensión máxima para el primer caso es mayor que la tensión de fatiga general obtenida en el anterior apartado. Mientras que la tensión para los casos 2 y 3 es inferior a esta. Sin embargo, las tensiones que acabamos de obtener nos dan el valor máximo para una duración de 10.000 ciclos de carga. Valor que, aunque sea casi el triple de los ciclos de carga a soportar durante toda la vida útil del componente, queda muy lejos de los ciclos de carga que podría aguantar la estructura en una zona sin soldaduras con una tensión máxima de 115 Mpa, 100.000 ciclos.

En la tabla 2-7, podemos observar los valores máximos de tensión que no podrían rebasar las soldaduras para obtener una vida útil de 100.000 ciclos.

Tensión máxima de fatiga para las soldaduras (100.000 ciclos)	
Nº	σ_f (Mpa)
1	110
2	50
3	50

Tabla 2-8 Tensión máxima de fatiga para las soldaduras (100.000 ciclos)

En este caso, los valores son inferiores en todo momento a la tensión de fatiga general, siendo muy inferior para los casos 2 y 3. Podemos concluir entonces que la hipótesis realizada al principio de este apartado era correcta y que la tensión de fatiga de las soldaduras es significativamente menor que la general.

Para finalizar realizaremos los correspondientes análisis de elementos finitos a ambos semichasis.

2.3.3.3.3. Semichasis de chapa

Para el caso del semichasis de chapa, obtenemos el siguiente estado tensional, utilizando como criterio la tensión de Von Mises.

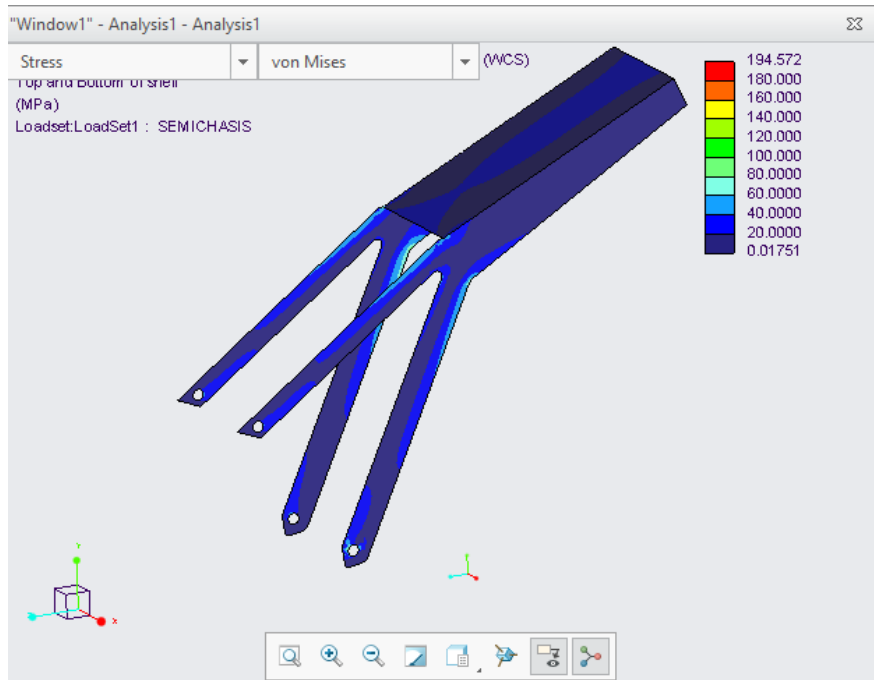


Figura 2-21 Tensiones de Von Mises para el semichasis de chapa

Las tensiones en todo el componente se mantienen muy bajas, como podemos observar detalladamente en la siguiente figura. Sin embargo, se da un pico de tensiones en la unión inferior entre la chapa superior y la lateral. Posteriormente, en el apartado 2.4 analizaremos en detalle esa zona para concretar si realmente es una zona crítica o no.

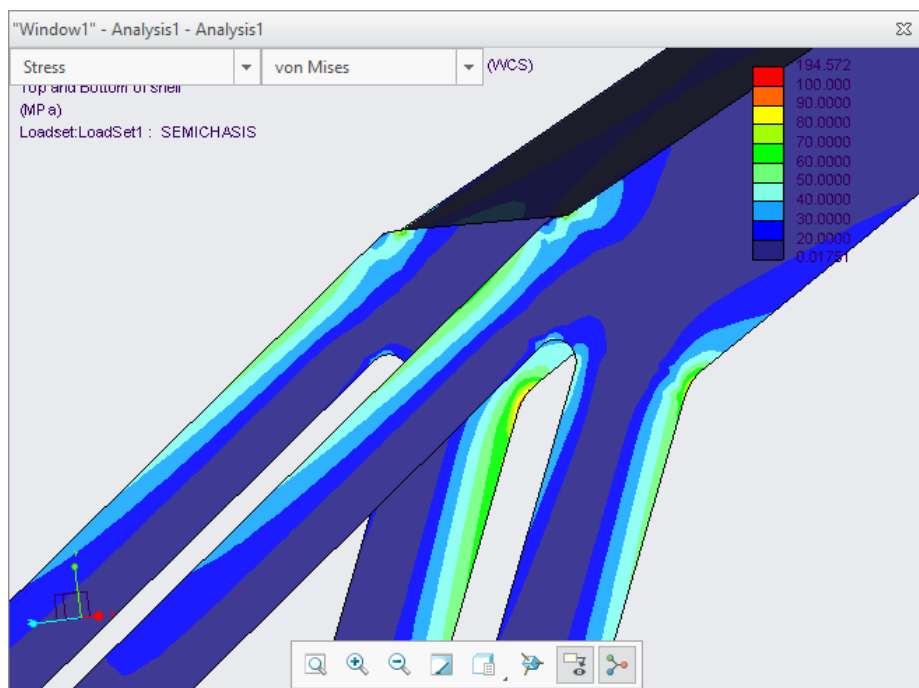


Figura 2-22 Detalle tensiones semichasis de placas

Podemos apreciar que la tensión máxima se da en la zona curva de las chapas laterales, siendo el valor 95 Mpa.

2.3.3.3.4. Semichasis tubular

En este caso, la distribución de tensiones de Von Mises es la siguiente:

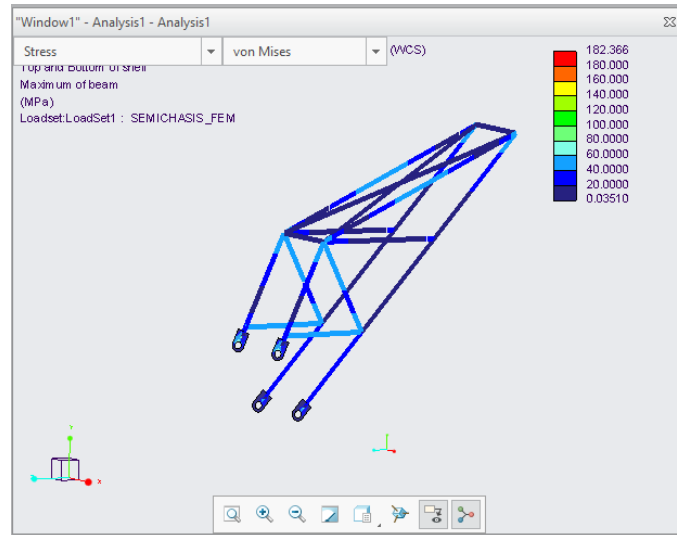


Figura 2-23 Tensiones de Von Mises del semichasis tubular

Podemos apreciar como la tensión general de los componentes no supera los 100 Mpa, habiendo un pico de tensión de 182 Mpa en la unión entre la orejeta y el semichasis. El origen de esta tensión, así como un análisis más detallado de la misma lo llevaremos a cabo en el apartado 2.3.

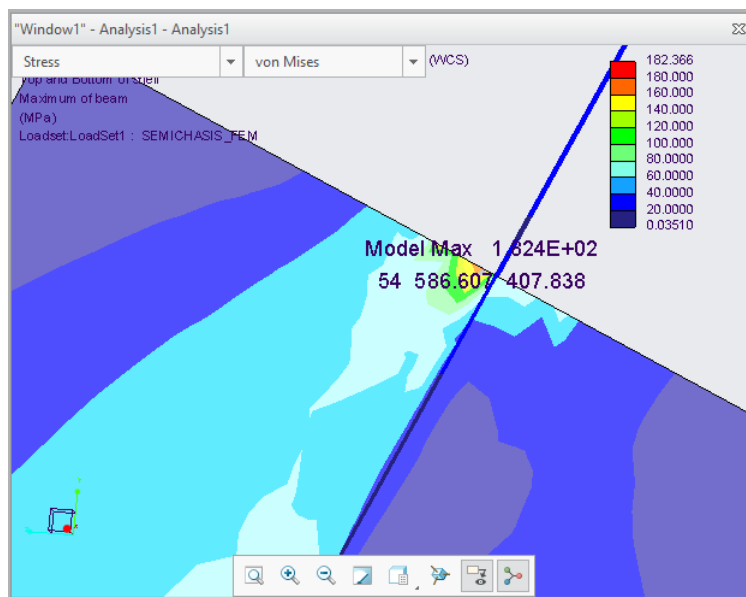


Figura 2-24 Tensión máxima orejeta

En la figura 2-25, podemos apreciar el mismo estado tensional, pero en este caso limitando la leyenda de tensiones a 100 Mpa, el cual hemos definido como límite para nuestras soldaduras.

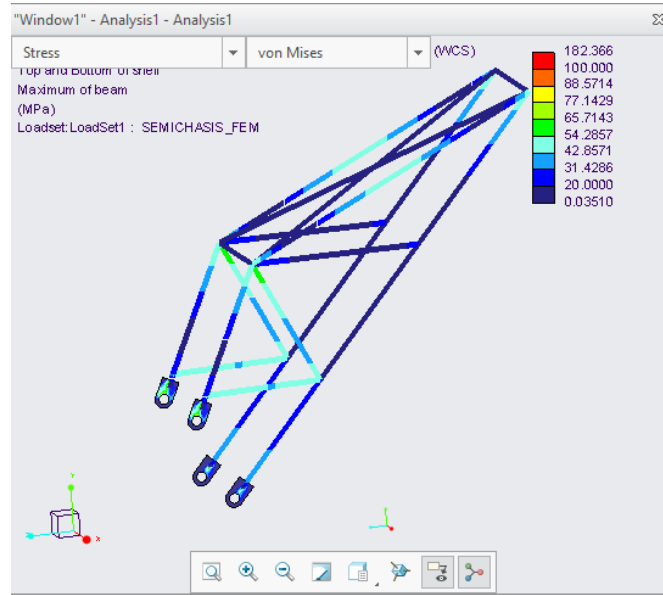


Figura 2-25 Tensiones de Von Mises limitadas a 100 Mpa

La tensión máxima en la zona de las soldaduras, no llega a 61 Mpa.

2.3.3.4. Cálculo de inestabilidad

Dada la esbeltez de los montantes del semichasis tubular, se procede a realizar un análisis de pandeo simple mediante el programa PTC Creo. Los resultados de dicho análisis son los siguientes:

Mode:	Buckling Load Factor
1	15.568335
2	17.201538
3	17.787531
4	17.923666

Figura 2-26 Factor de carga de pandeo

El programa en este análisis, ha calculado los distintos modos de fallo de pandeo que tiene la estructura, así como cuantas veces debería de ser aumentada la carga para que se produzca el fallo. En nuestro caso, la carga debería de aumentarse 15,56 veces para que se produjera el primer fallo a pandeo. Por lo tanto, no hay riesgo de sufrir de inestabilidad elástica.

2.4. Análisis de los resultados

En este apartado, estudiaremos los resultados de los cálculos realizados, de manera que podamos comprobar la validez del diseño. Comenzaremos analizando los resultados del cálculo estructural, para seguir con el cálculo resistente y finalizar definiendo los ciclos de vida máximo que podrían aguantar nuestros componentes en base a las tensiones obtenidas.

2.4.1. Análisis del cálculo estructural

En ambos semichasis, se han realizado dos cálculos estructurales. Uno para limitar la rigidez mínima lateral del sistema y el otro con el objetivo de calcular el desplazamiento vertical máximo.

2.4.1.1. *Semichasis de chapa*

Para el caso del semichasis de chapa, el desplazamiento máximo vertical no cumple con la condición de ser igual o inferior a 1,5 mm. El valor obtenido es de 1,504 mm, valor similar al del límite establecido. Para obtener un valor dentro de rango, estamos obligados a cambiar el espesor de las chapas del semichasis. Sin embargo, esta modificación conllevaría un incremento considerable de peso.

Por lo tanto, teniendo en cuenta la similitud entre valor real y máximo, así como las desventajas de aumentar el espesor de la chapa, se considera el diseño válido.

En lo que refiere a la rigidez lateral, se cumple que el parámetro de rigidez en dirección de la carga sea mayor de 0,02 KN/mm. Por lo tanto, desde un punto de vista de la rigidez, el semichasis de chapas cumple con todos los requisitos impuestos, validándose su diseño.

2.4.1.2. *Semichasis tubular*

Observando los resultados de los análisis por elementos finitos. Observamos que el semichasis tubular cumple ambos objetivos, teniendo una rigidez mayor que el semichasis de chapa, así como un peso 211 gramos más ligero, pasando de 779 g a 568 g.

2.4.2. Análisis del cálculo resistente

Los resultados de los análisis por elementos finitos, denotan tensiones que cumplen con los requerimientos impuestos. Sin embargo, en el apartado de los cálculos hemos observado varias zonas en ambos semichasis cuya tensión es muy elevada. Por ende, procederemos a analizar en detalle cada zona de estas, para concretar si son tensiones reales o singularidades que contempla el programa pero que realmente no existen en nuestros componentes.

2.4.2.1. Semichasis de chapa

El semichasis de chapa tiene un estado tensional muy bajo, como ya hemos observado en el anterior apartado, siendo más bajas las tensiones en las zonas de las soldaduras. La única parte en la que tenemos un pico, el cual asciende a un valor de 194,5 MPa, es en la unión inferior entre las soldaduras y las chapas laterales.

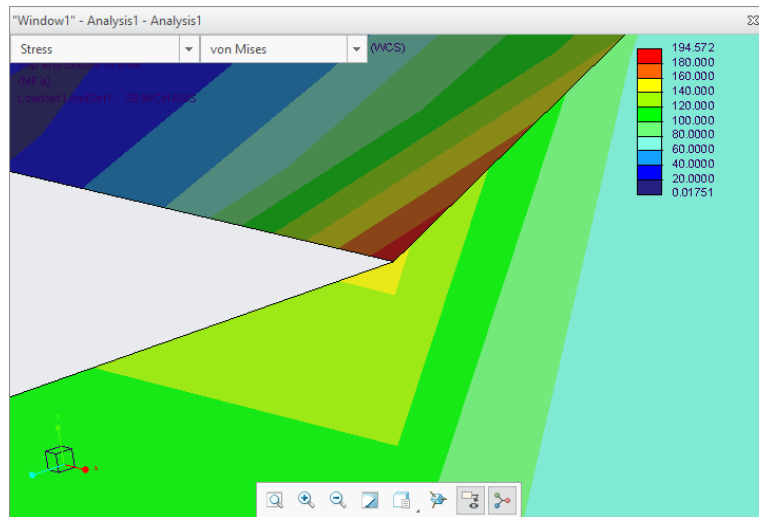


Figura 2-27 Tensión máxima del semichasis de chapa

A simple vista, podemos observar como la intersección de las superficies no se da de manera adecuada. Este mal acoplamiento entre superficies es el causante del problema de concentración de tensiones.

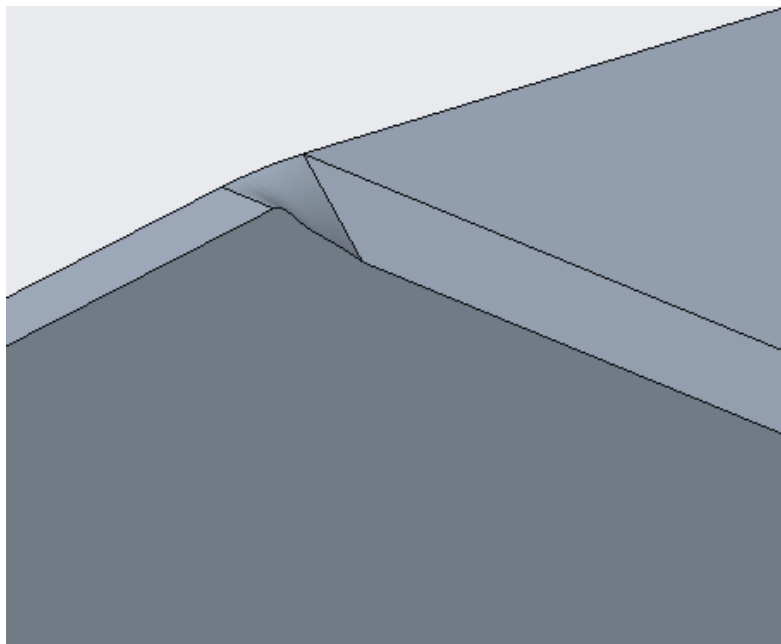


Figura 2-28 Detalle intersección ente superficies

En la figura 2-29, podemos apreciar cómo se ha generado una curva en la intersección entre ambas superficies, curva que en el prototipo real es inexistente. Esto se debe a la metodología empleada para obtener el modelo.

Para dibujar el semichasis de chapa, partimos diseñando el bloque que contiene las cotas principales del componente. Después, utilizamos la herramienta “convertir en chapa” del programa PTC Creo Parametric. Mediante esta herramienta, el programa vacía el sólido y convierte todas las superficies exteriores en chapas de un espesor determinado, concretado por el diseñador. De esta manera, podemos cambiar fácilmente el espesor de las chapas que forman el componente. Para finalizar, lo único que faltaría sería eliminar las superficies sobrantes. Esta operación, es la que crea la superficie curva que nos genera el concentrador de tensiones, ya que el programa considera la parte restante de la misma del elemento suprimido en la parte frontal.

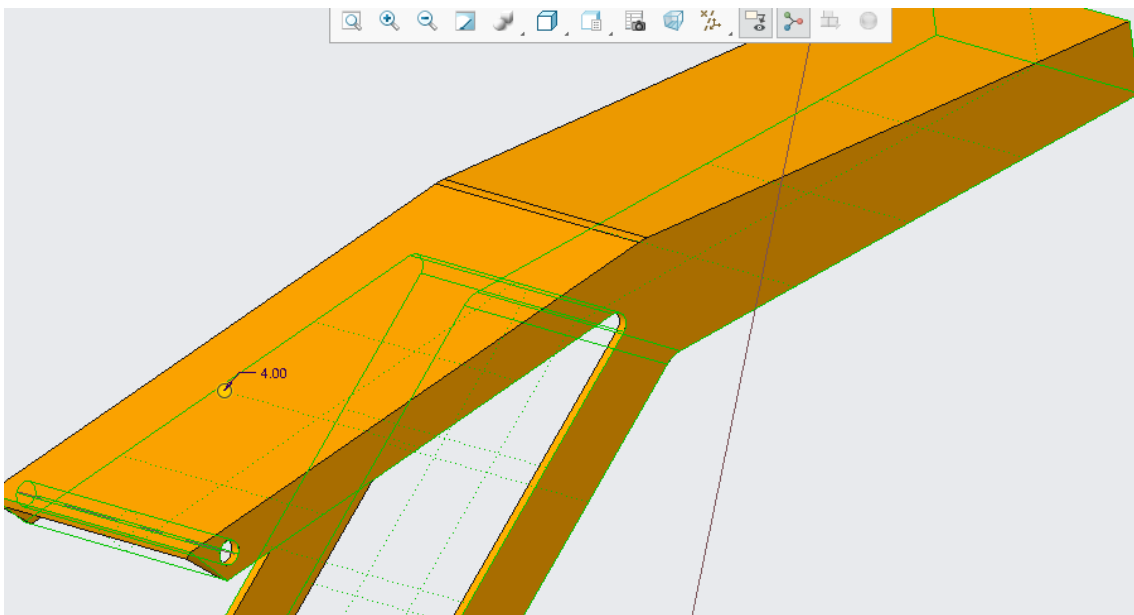


Figura 2-29 Semichasis antes de eliminar la superficie de chapa delantera

En conclusión, la superficie causante del problema, es debido al proceso de diseño del componente y no se contempla en el prototipo final. Por lo tanto, podemos deducir que el pico de tensión de 194 MPa no existe en nuestro prototipo y que el diseño es válido.

2.4.2.2. Semichasis tubular

Respecto al estado tensional del semichasis tubular, salvo en una orejeta, la tensión se mantiene en todo momento por debajo de 100Mpa, por lo que se cumplirían las condiciones impuestas de diseño. Sin embargo, en la orejeta se concentran tensiones de 182,23 Mpa de máxima.

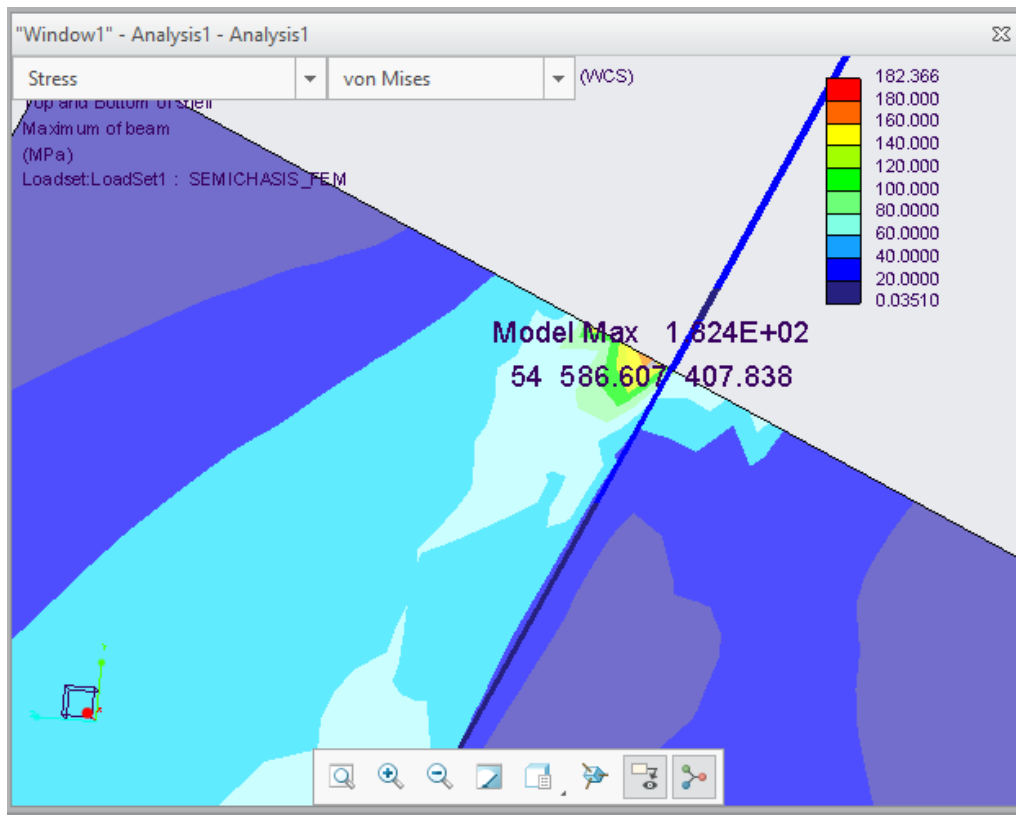


Figura 2-30 Tensión máxima del semichasis tubular

Vemos como se genera un concentrador de tensiones en la zona de unión entre los elementos tipo viga y elementos tipo cascara. Realmente, este estado tensional no existe, ya que lo que se ve representado, es fruto de una interacción entre elementos en una zona muy reducida, zona que en la realidad es más grande.

Para comprobar que se debe a este motivo, hemos realizado un análisis general del componente sin recurrir a elementos tipo viga ni elementos tipo cascara. Naturalmente este análisis es más costoso, por lo que hemos limitado su uso a esta comprobación, ya habiendo validado previamente el resto del diseño.

En este caso, se da un maximo tambien muy elevado, con un valor de 168 Mpa. Este maximo se da en el extremo de la unión entre la orejeta y el tubo, fruto de las aristas que componen esa unión. Estas aristas generan que el programa calcule tensiones mucho mas elevadas a las reales, ya que debido al proceso de soldadura, esas zonas quedan redondeadas, disminuyendo mucho el valor maximo.

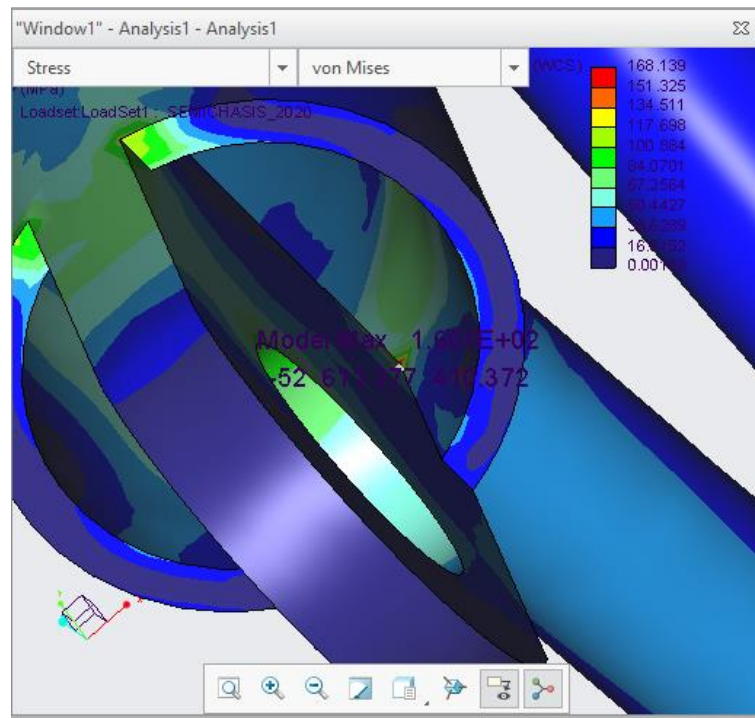


Figura 2-31 Valor máximo del análisis global

A pesar de ello, observamos como en la zona central de la orejeta, donde previamente estaba el máximo, las tensiones han caído considerablemente. Por lo que nuestra hipótesis era válida. Las tensiones en el resto de la orejeta se mantienen por encima de 100 Mpa debido al efecto del concentrador de tensiones, por lo que estas en realidad serán más bajas, cumpliendo con el límite para zonas de no soldadura de 115 Mpa.

Podemos concluir entonces, que nuestro semichasis tubular cumple los límites tensionales impuestos, validándose así su diseño.

2.4.3. Cálculo de ciclos totales de carga

Para concluir este apartado, sabiendo el estado tensional de los elementos, vamos a concretar la vida útil aproximada de los componentes. Este dato puede resultar interesante de cara a que el cliente pueda ahorrarse reemplazar el componente, en caso de poseer un presupuesto muy limitado.

El procedimiento será el siguiente, comenzaremos concretando las tensiones máximas a tracción de cada componente, tanto en las soldaduras como en la estructura, para finalizar concretando el número de ciclos que de carga que la estructura podría resistir antes de que se produzca el fallo.

2.4.3.1. Semichasis de chapa

El semichasis de chapa, al igual que el tubular, son estructuras sometidas a esfuerzos de tracción. Por lo tanto, la tensión máxima a analizar se encuentra en la parte superior del componente. Ya que la parte de abajo, aun teniendo valores más elevados, va a transmitir esfuerzos de compresión, los cuales son más beneficiosos para la fatiga.

En el caso del semichasis de chapa, contemplamos por un lado la tensión máxima en torno a las soldaduras, valor que hemos obtenido contemplando las zonas fuera del efecto del concentrador de tensiones.

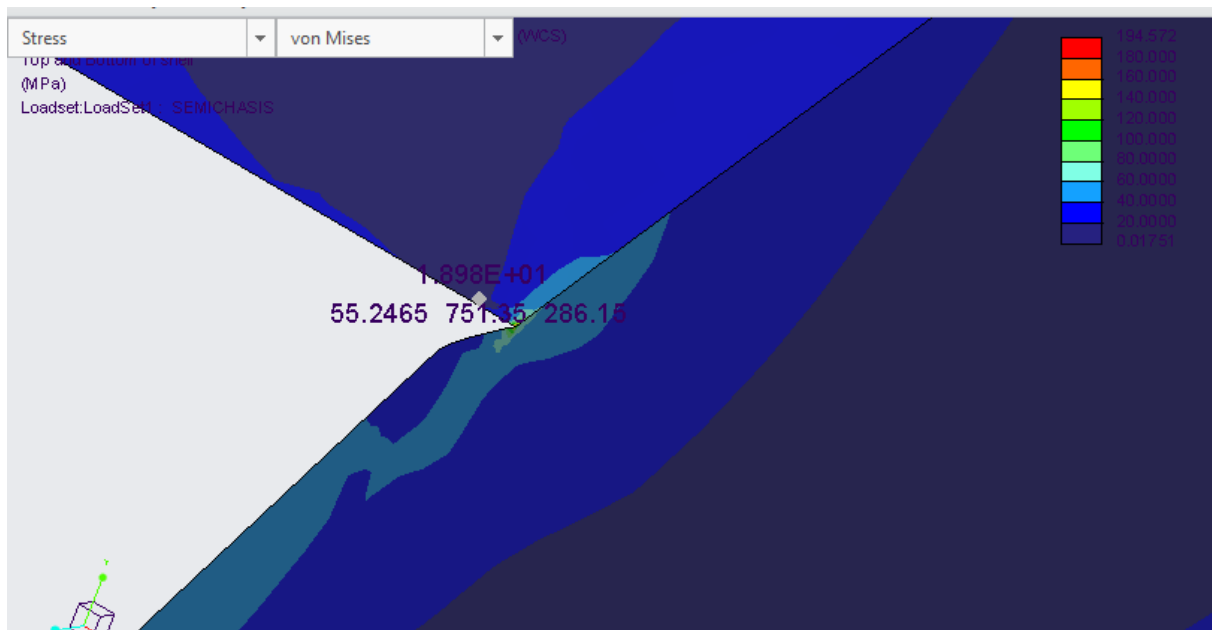


Figura 2-32 Tensión máxima de las soldaduras semichasis de chapa

Observamos como en el entorno, se mantienen las tensiones de manera constante hasta que el efecto del concentrador de tensiones aparece. Escogiendo un valor próximo al concentrador, fuera de su influencia de 18,98 Mpa como observamos en la figura. Teniendo en cuenta el gradiente desde la zona central hasta el extremo, podemos deducir una tensión máxima de unos 25 Mpa, siendo conservadores.

Volviendo a la figura, 2-20 si seguimos la curva correspondiente hasta 25 Mpa obtenemos la siguiente cantidad de ciclos de carga hasta el fallo, $6e6$ ciclos de carga.

Por otro lado, la estructura en si tiene el valor tensional máximo de tracción en los tirantes superiores.

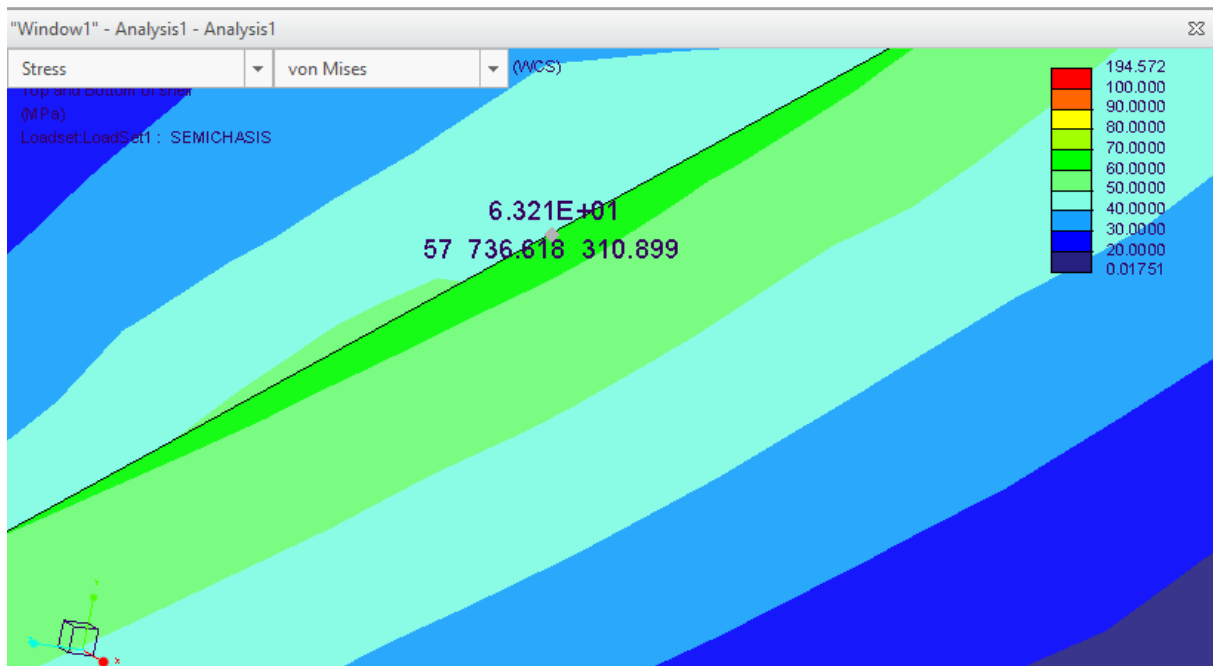


Figura 2-33 Valor máximo tensional del semichasis de chapa a tracción

En este caso, el valor máximo es de 63,2 Mpa. Introduciendo este valor en el gráfico de la figura 2-19, no podemos concretar un valor de ciclos de carga para esa tensión, ya que excede el valor de $1e7$ ciclos de carga y el gráfico no lo contempla.

Por ende, para el semichasis de chapa, podemos deducir que la cantidad de ciclos de carga que el componente puede aguantar antes de su fractura es de $6e6$ ciclos de carga. Teniendo en cuenta, los ciclos de carga que soporta por temporada, obtenemos una vida útil de 1.731,6 temporadas, o lo que es lo mismo, vida infinita.

2.4.3.2. Semichasis tubular

En cuanto al semichasis tubular, podemos observar dos zonas tensionales elevadas a tracción, ambas en zonas de soldaduras, por lo que no contemplaremos otras zonas. Las zonas en cuestión son las siguientes: La unión entre tubo-orejeta superior y la unión entre tubos superior.

Con respecto a la unión entre tubo-orejeta, apreciamos una tensión máxima de unos 60 Mpa en la base de la soldadura. Esta tensión realmente no es tan elevada, ya que como hemos comentado anteriormente, nuestra soldadura va a generar superficies redondeadas, eliminando el tipo de unión en arista que apreciamos en el análisis. Sin embargo, de cara a la seguridad escogeremos esta tensión para calcular la cantidad de ciclos de carga.

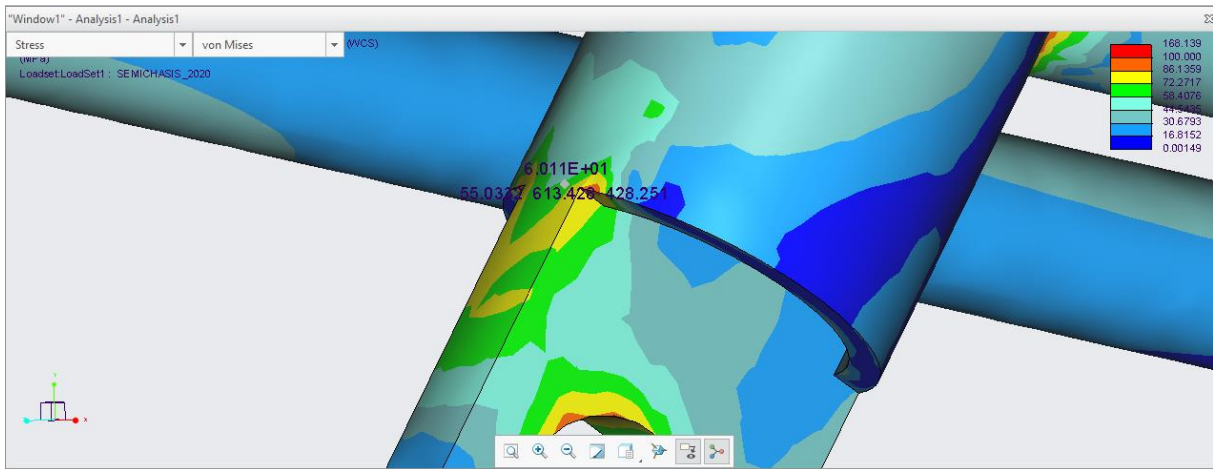


Figura 2-34 Tensión máxima unión tubo-orejeta

En lo que respecta a las uniones entre tubos, en el anterior apartado concluíamos una tensión máxima de aproximadamente 60 Mpa también en el montante central. Sin embargo, como podemos apreciar en la figura 2-35, ese montante trabaja a compresión.

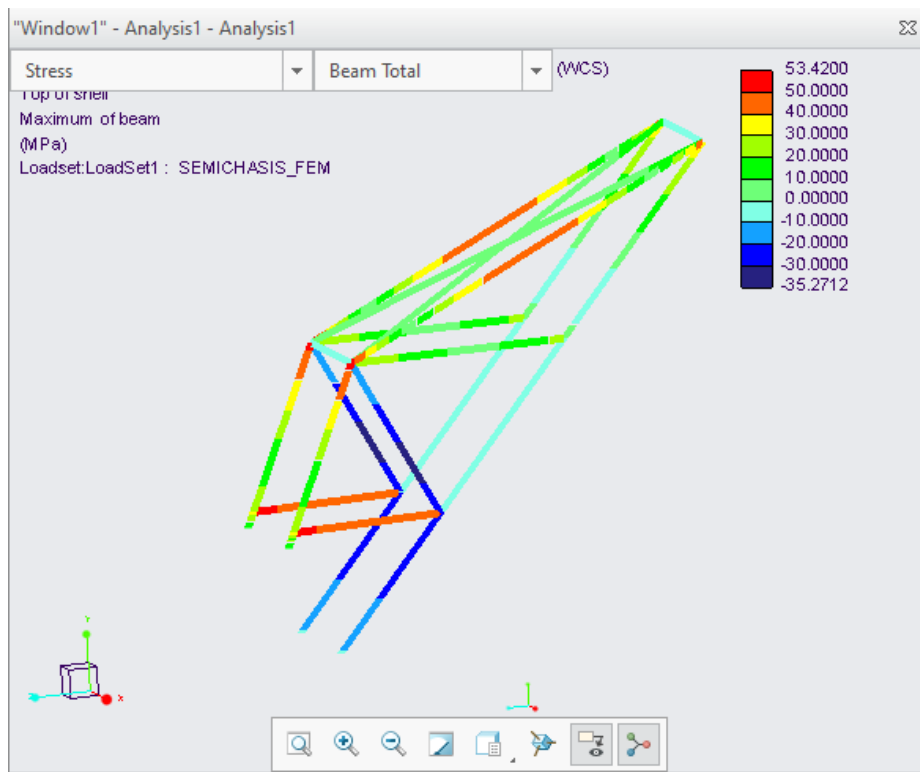


Figura 2-35 Tensiones totales de las vigas

Las tensiones de tracción máximas entonces, son de 53,42 Mpa, valor inferior al calculado anteriormente.

Finalmente, prosiguiendo el procedimiento del apartado anterior para obtener los ciclos de carga máximos en las zonas de soldadura, obtenemos el siguiente valor en la correspondiente curva para una tensión de 60 Mpa, 50.000 ciclos de carga.

Este valor es significativamente inferior al calculado para el semichasis de placas, 14,43 años. Esto se debe a que el tipo de soldaduras utilizadas en el semichasis tubular, son mucho más débiles que las del semichasis de chapa. Sin embargo, las mejoras de peso y de rigidez, así como la vida útil del componente, mucho más elevada de la que va a tener en la real, validan un diseño que es más exigente y competitivo que el anterior.

2.5.Fabricación

Como hemos comentado anteriormente, en este apartado se detalla el proceso de fabricación específico para cada semichasis.

2.5.1. Semichasis de chapa

El proceso de fabricación del semichasis de chapa comienza mediante unas preformas de corte por láser. El proceso para obtener preformas por corte por láser es sencillo, barato y preciso. Se comienza realizando un plano para cada componente necesario en escala 1:1. Respecto a las cotas del plano, tan solo es necesario proporcionar el espesor de la misma, ya que el archivo que se le proporciona al proveedor encargado del corte por láser se introduce directamente en la máquina, de ahí el bajo coste de este proceso. En este tipo de procesos, suele ser necesario modificar las dimensiones críticas de las piezas, dimensiones que se piden con un sobre espesor para acabar mecanizándolas y obtener una precisión aún mayor de la proporcionada en el corte por láser. Ya que no es necesario mecanizar nada posteriormente y que la precisión proporcionada para los espesores requeridos es alta, no se precisa ninguna modificación de las dimensiones críticas de las piezas.

Una vez obtenidas las preformas, en nuestro caso tres, se procede a soldarlas entre sí. Para ello, se ajusta la distancia entre las caras interiores del semichasis mediante varillas roscadas y tuercas. De esta manera, con la ayuda de un calibre se puede definir la distancia de manera precisa. Cabe decir que la precisión no debe de ser muy elevada, siendo la tolerancia de un par de décimas. Esto se debe a que el mismo proceso de fabricación deforma las piezas, por ende, un ajuste de centésimas sería trabajo en vano teniendo en cuenta que el gradiente térmico va a deformar el elemento. Aun así, ya que el semichasis va anclado al chasis mediante uniones atornilladas, cualquier deformación que se dé a la hora de soldar no va a generar una incompatibilidad de montaje.

Aseguradas la distancia entre las caras interiores del semichasis, mediante la ayuda de escuadras y sargentos se posiciona la superficie que compone el asiento y se suelda la misma. Gracias a ello, la estructura principal del semichasis quedaría soldada.

Posteriormente se procede a la colocación y soldadura de los amarres para el colín y los distintos componentes eléctricos. En el caso del colín, se posiciona el mismo con la motocicleta ya montada y se marca el lugar en el que deben de ir los amarres, valiéndose de las marcas que tiene el mismo para realizar los agujeros de montaje. Posteriormente se procede a la soldadura manualmente, quedando los amarres de la siguiente manera.



Figura 2-36 Amarres del semichasis de chapa

Los amarres para el sistema eléctrico, en este caso, al ser un semichasis compuesto por chapas, se realizan de forma sencilla mediante agujeros en el mismo con un taladro. Estos elementos se atornillan al semichasis quedando anclados al mismo de esa manera.

Para la comprobación de las dimensiones finales se procede al montaje de todos los elementos. En caso de no haber incompatibilidades de montaje y que las dimensiones principales y requerimientos geométricos se cumplan (ángulo de inclinación, longitud del colín, etc.) se valida el componente para su uso.



Figura 2-37 Comprobación del ángulo de inclinación del semichasis

2.5.2. Semichasis tubular

El semichasis tubular se compone por tubos soldados y cortados entre sí y orejetas. El proceso para la obtención de las orejetas se realiza mediante corte por láser, mediante el mismo procedimiento detallado en el apartado anterior. Los tubos, se obtienen directamente de un proveedor, el cual suministra barras de la longitud suficiente para realizar los componentes.

El tratamiento de los tubos comienza mediante el corte de los mismos a través de sierras de cinta y manuales. Para ello, el primer paso es la obtención de los planos en escala 1:1 en formato físico. Ya que el ajuste de los mismos se realiza manualmente. Este proceso no cuenta con una alta precisión, pero el método de unión entre tubos se realiza mediante soldadura y en caso de que el ajuste no sea perfecto se puede rellenar con soldadura. Esto genera a su vez una mayor debilidad en la zona de la soldadura, pero como posteriormente se explicará en el apartado de los cálculos, se ha tenido en cuenta la debilidad a fatiga proporcionada por las soldaduras.

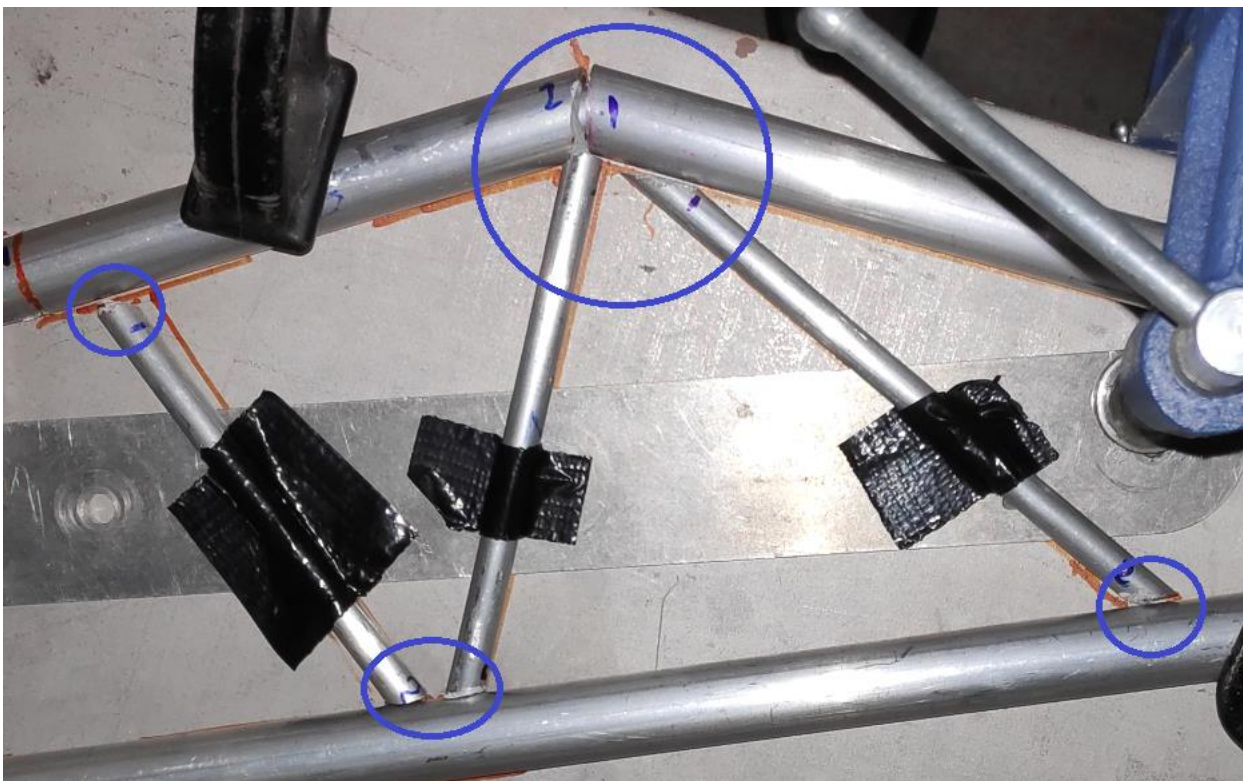


Figura 2-38 Detalle de la separación entre elementos previo a la soldadura

Una vez están listos los tubos, se comienza con el proceso de soldadura. En este caso, se sueldan primero los tubos que componen los laterales del semichasis y posteriormente los montantes transversales y rigidizadores. Este proceso es significativamente más complejo que en el caso del semichasis de placas, por lo que se procede a la fabricación de un útil de soldadura para facilitar el montaje y asegurar la calidad del proceso.

El utillaje, lo compone una placa metálica, con el objetivo de poder amarrar en la misma la pinza de corriente de la maquina TIG. En esta placa, se dibuja la estructura del semichasis, la cual guiará el posicionamiento de los distintos elementos a soldar entre sí. Una vez en posición, se amarran los tubos principales a la estructura mediante sargentos. Aunque a simple vista parezca un método tedioso y poco preciso, se consigue un posicionamiento rápido de precisión adecuada. Ya que dicho posicionamiento, solo se va a usar para puntear la estructura, por lo que teniendo en cuenta que el material se va a deformar al realizar el cordón, no es tan crítico un ligero desalineamiento. Para las orejetas, estas se atornillan a la estructura en la posición adecuada de manera aún más precisa. Cabe decir que las orejetas son los componentes que requieren de mayor precisión, ya que un desalineamiento de estos elementos conllevaría a una posible incompatibilidad de montaje o a una vida útil menor, al no apoyar el elemento de manera correcta o por tensiones derivadas por el montaje. Finalmente, los montantes se posicionan simplemente a la altura correspondiente.

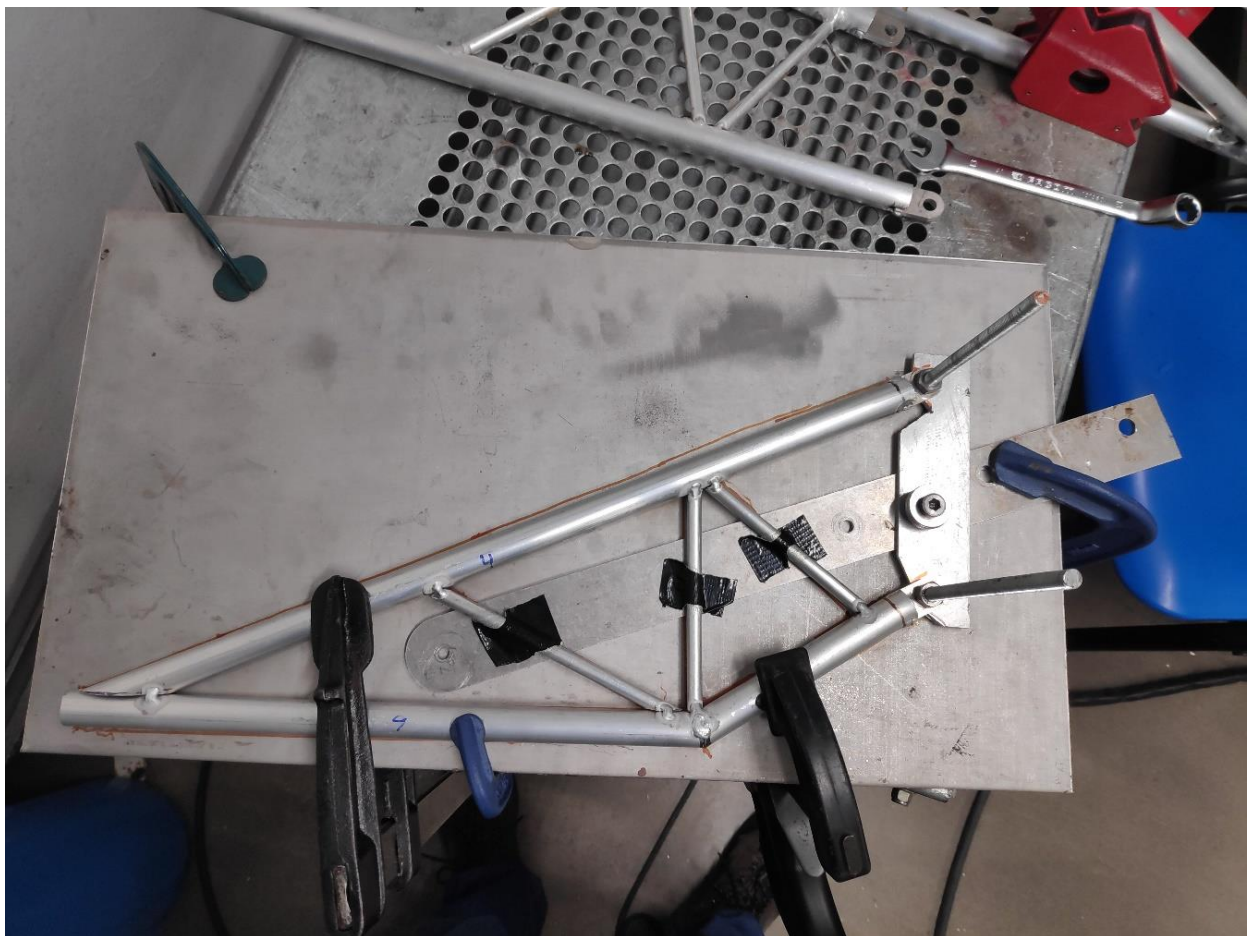


Figura 2-39 Semichasis tubular punteado

Una vez posicionados todos los elementos de un lateral del semichasis, se comienza el proceso de soldadura. Para ello, se puntean todas las uniones entre elementos. Gracias a esto, se obtiene una estructura débil pero manipulable, que permite al soldador colocarla en la posición más cómoda para realizar el cordón de soldadura, siendo este el último paso.

Para terminar la fabricación de la estructura del semichasis, se sueldan los rigidizadores laterales y los montantes finales. Este proceso comienza con el posicionamiento de ambos laterales del semichasis gracias al uso de barras roscadas. Una vez posicionadas, se colocan los montantes y rigidizadores y se procede a su soldadura.



Figura 2-40 Posicionamiento de los montantes y rigidizadores

Llegados a este punto, la fabricación del semichasis concluiría con la adición de los elementos que posibilitan el anclaje del colín, así como el resto de elementos electrónicos. Estos elementos se posicionan de manera manual, pero cumpliendo rigurosamente las cotas del modelo, ya que un mal posicionamiento de estos elementos conllevaría a que no fuera posible montar el colín, invalidando la funcionalidad del mismo componente.



Figura 2-41 Semichasis terminado montado en la motocicleta

2.5.3. Soldadura

En el punto 1.2.2 se detalla que el taller cuenta con un equipo de soldadura por arco TIG. Este método de soldadura se caracteriza por tener un electrodo de tungsteno no consumible y una varilla de aportación con la que se aplica el material correspondiente en la unión. El proceso de soldadura TIG aporta el calor necesario mediante un arco eléctrico, el cual está protegido por un gas inerte, en nuestro caso argón. Gracias a ello, se pueden realizar soldaduras de gran calidad incluso sin varilla de aportación, siempre que se den las condiciones apropiadas para ello. El equipo de soldadura es capaz de proporcionar tanto corriente continua, utilizada en la soldadura del acero, como alterna, cuyo uso está relegado al aluminio, para realizar el proceso de soldadura.

El proceso de soldadura, como ya hemos comentado, se realiza mediante un arco eléctrico entre el electrodo y la pieza. Dicho esto, el primer paso del proceso de soldadura sería el de conectar el elemento a soldar a la máquina mediante una pinza. Esto permite que la corriente genere un circuito cerrado, posibilitando la generación del arco eléctrico. Antes de comenzar a soldar, es necesario también afilar y dotar al electrodo de la forma correcta para que la penetración del arco eléctrico en el material tenga las características adecuadas. En nuestro caso, como es necesario utilizar corriente alterna, la punta del electrodo debe de tener una forma troncocónica. Al contrario que en la corriente continua, que precisa de un afilado de electrodo muy elevado, en corriente alterna se generan temperaturas muy altas en la punta del mismo, por lo que correríamos el riesgo de que el electrodo se fundiese. Para generar el arco, se acerca la antorcha a la zona de la soldadura y se acciona el interruptor. Este interruptor, generalmente colocado en la antorcha, también puede ser accionado mediante un pedal, aumentando así la comodidad del operario.

Cuando se acciona el interruptor, se genera una diferencia de potencial de entre 6000V y 7000V entre la punta del electrodo y la pieza a soldar. Cabe decir, el operario solo puede regular la corriente eléctrica, siendo la tensión ajustada por la máquina automáticamente. A su vez, la antorcha comienza a expulsar el gas inerte de protección, cuyo objetivo es el de expulsar el oxígeno y conferir de estabilidad al arco eléctrico.

Una vez generado el arco, se calientan zonas poco a poco a la vez que se aporta material con la varilla correspondiente. Al completar la soldadura del cordón, el proceso se detiene soltando primero el interruptor y después separando la antorcha de la zona de soldadura. Es de extrema importancia realizarlo de esta manera, ya que, en caso contrario, el arco se rompería por separación y esto podría generar pequeñas marcas en la superficie de la pieza.

El tipo de corriente eléctrica que es necesario aplicar en nuestro caso, como ya se ha comentado anteriormente, es la corriente alterna. Esto se debe a que el aluminio se oxida rápidamente y para realizar la soldadura es necesario eliminar la capa de óxido primero. La temperatura de fusión del óxido que se genera es mucho mayor que la del aluminio, por lo tanto, no se podría eliminar la capa fundiéndola de manera convencional, ya que el proceso fundiría primero el aluminio que precisamente se quiere soldar. La corriente alterna aplicada en una máquina de soldadura TIG, genera pulsos en los que los electrones varían la dirección de movimiento. Gracias a esto, es posible eliminar la capa de óxido y a su vez soldar el material. Como podemos observar en la figura 2-42, la corriente es sinusoidal con unos picos causados por el dispositivo de cebado continuo para arcos de alta frecuencia. Este elemento es imprescindible, ya que es el que posibilita que el arco no se apague al pasar por el punto de corriente nula.

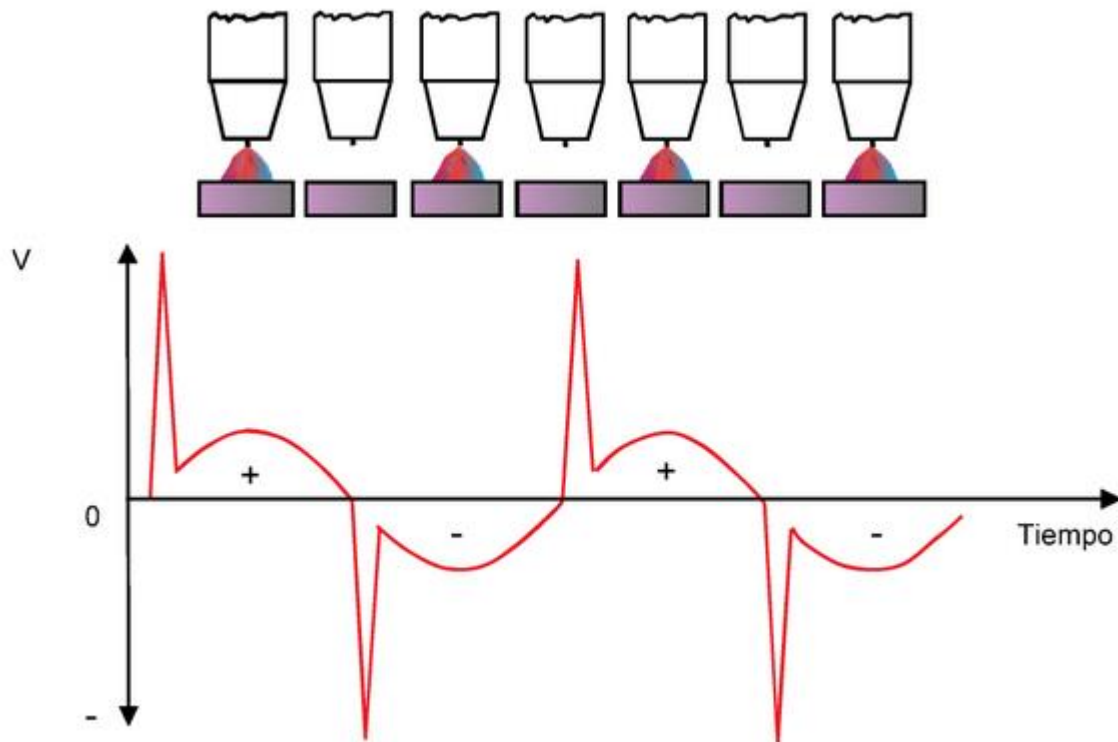


Figura 2-42 Diagrama de corriente alterna, cortesía de (Cueto, 2003)

Cuando la corriente eléctrica viaja desde el elemento a soldar hacia el electrodo, se rompe la capa de óxido que recubre el aluminio. Esta capa se regeneraría por si sola por la velocidad a la que el aluminio se oxida. Por ello, las máquinas de soldadura TIG cuentan con un chorro de argón que genera una película protectora alrededor de la superficie a soldar. Gracias a ello, se impide que el oxígeno penetre en la zona de la soldadura y vuelva a oxidar la zona. El caudal de argón empleado, también influye en la soldadura, posibilitando la realización de cordones más anchos y alcance de una profundidad mayor a medida que se aumenta el mismo. En el momento en el que la corriente se invierte, se proporciona el calor necesario para poder soldar el aluminio, consiguiendo de esta manera soldaduras de gran calidad.

A continuación, se exponen los parámetros de soldadura a aplicar para los distintos espesores de aluminio que se van a proceder a soldar:

Parámetros de soldadura	
Espesor (mm)	Intensidad-AC (A)
4	160
1	50
1.5	60

Tabla 2-9 Parámetros de soldadura

2.6. Validación

Hasta este punto, todos los cálculos efectuados han sido realizados mediante modelos que utilizaban elementos finitos creados a través de los modelos CAD diseñados. Debido a errores de discretización, aproximación y solución, es posible que los resultados obtenidos no se asemejen a los del prototipo real. Por esta razón, es necesario validar el modelo teórico que se ha utilizado en los cálculos. Para ello se puede realizar el mismo experimento (o semejante) en el prototipo real y virtual y comparar los dos resultados obtenidos. Así mismo, como ya hemos comentado previamente, este experimento sirve para realizar un NDT (Nondestructive Test), que sirva para validar la calidad de las soldaduras realizadas.

2.6.1.1. Frecuencias naturales del semichasis

En este caso, se ha decidido corroborar el semichasis del prototipo con el semichasis diseñado. Para ello, se estudiarán las vibraciones naturales de los dos en una situación sin restricciones. Una vez obtenidas las frecuencias naturales de ambos, se comparan para contrastarlos y comprobar si el modelo real se asemeja al de diseño. La principal ventaja de esta prueba es que se pueden comparar múltiples resultados en un solo experimento. Es decir, en la misma prueba se obtienen varias frecuencias y estas deben coincidir tanto en el prototipo como en el modelo. Asimismo, la prueba en sí es simple: consisten en golpear el chasis con un martillo y medir la respuesta obtenida. Por otro lado, aunque hacer un análisis de rigidez en el ordenador sea sencillo, realizar el mismo experimento de rigidez en la pieza real puede ser considerablemente más complicado por la dificultad de ejercer las mismas fuerzas actuantes y restricciones de movimiento. Además, en estas pruebas de rigidez solo se valida un resultado, mientras que en la anterior se pueden validar varios a la vez. Por esta razón se efectúa una validación mediante frecuencias naturales del semichasis.

2.6.1.1.1. Obtención de las frecuencias naturales del semichasis

En primer lugar, se obtienen las frecuencias naturales del modelo del semichasis en un análisis modal sin aplicar ninguna restricción de movimiento. En esta simulación mediante elementos finitos se ha decidido calcular los primeros 38 modos de vibración del semichasis, con lo cual se han obtenido frecuencias naturales de hasta 2 kHz.

A continuación, se deben obtener las frecuencias del prototipo final del semichasis. Para ello se requiere la siguiente instrumentación:

- Superficie de apoyo para el semichasis con la menor cantidad de apoyos posibles.
- Martillo para la realización del impacto.
- Analizador o procesador de señales.
- Acelerómetro para medir la respuesta.
- Micrófono para la grabación del impacto.

Se dispone de dos métodos para obtener las frecuencias naturales: el estudio de la respuesta conseguida por el acelerómetro y procesada por el analizador de señales y el estudio de una grabación de audio. Ambos métodos tienen sus ventajas y desventajas. El análisis de la grabación de audio requiere menos instrumentación, pero sus resultados son susceptibles de ruido de fondo y la calidad del micrófono. El otro método exige instrumentos más específicos para la prueba, pero se elimina el efecto del ruido de fondo. Sin embargo, si se coloca el acelerómetro en un nodo de un modo de vibración, no se obtendrá la frecuencia de este. Es decir, cabe la posibilidad de no conseguir los resultados adecuados. Por otro lado, en el análisis de la grabación de audio se abarca un espectro más amplio, obteniendo un resultado más completo. Por estas razones, se ha decidido primar la grabación de audio frente al acelerómetro y complementar el primero con el segundo. No obstante, debido a que no se han podido conseguir un acelerómetro y procesador de señales adecuados, solo se realizara el análisis de la grabación de audio.

Para realizar el experimento, primero se sitúa el semichasis sobre un alambre que lo sostenga en el aire. De esta manera, se evitan excitaciones diferentes al impacto del martillo y el semichasis puede vibrar libremente, sin restricciones. A continuación, se golpea el semichasis con el martillo. En este impacto es muy importante evitar los rebotes entre el semichasis y el martillo, asegurándose de que la lectura no presente oscilaciones características de estos rebotes. Con un micrófono se graba el sonido del impacto hasta que este se atenúe completamente. Por último, este audio se analiza en el software libre Audacity.



Figura 2-43 Ensayo de medida de las frecuencias naturales del chasis

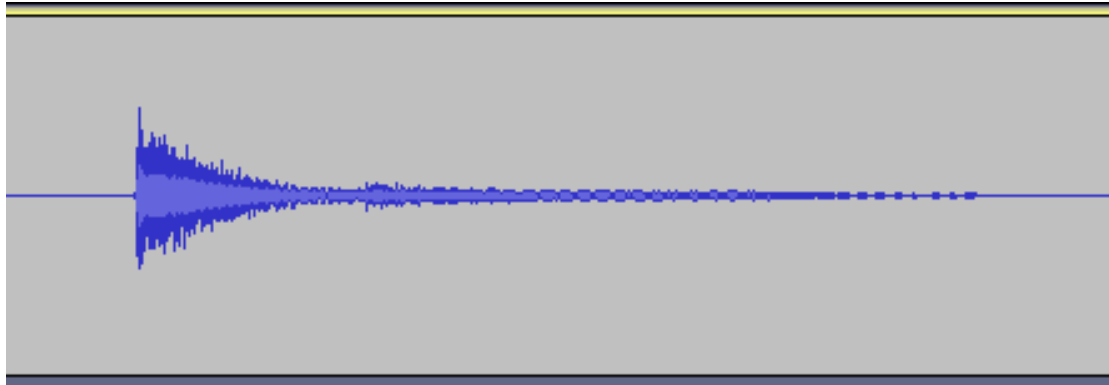


Figura 2-44 Onda de sonido generada por el impacto (Audacity)

2.6.1.2. Resultados experimentales y comparación con los obtenidos con el MEF

Audacity dispone de diferentes métodos para analizar los audios introducidos. Para esta validación se han utilizado la vista del espectrograma y análisis de espectro de onda. Como hemos comentado anteriormente, se procede a analizar frecuencias de hasta 2 kHz, en total 38 modos de vibración. Cabe decir, que el programa PTC Creo indica hasta 44 modos, siendo los seis primeros de movimiento de sólido rígido.

En las siguientes dos imágenes se muestran los espectrogramas del sonido de 0 a 1 kHz y de 1 a 2 kHz. Las zonas rojas corresponden a las frecuencias del sonido grabado, es decir, a las frecuencias naturales del chasis. Analizando cada rango en mayor exactitud (saltos de 100 Hz) se obtienen las frecuencias naturales.

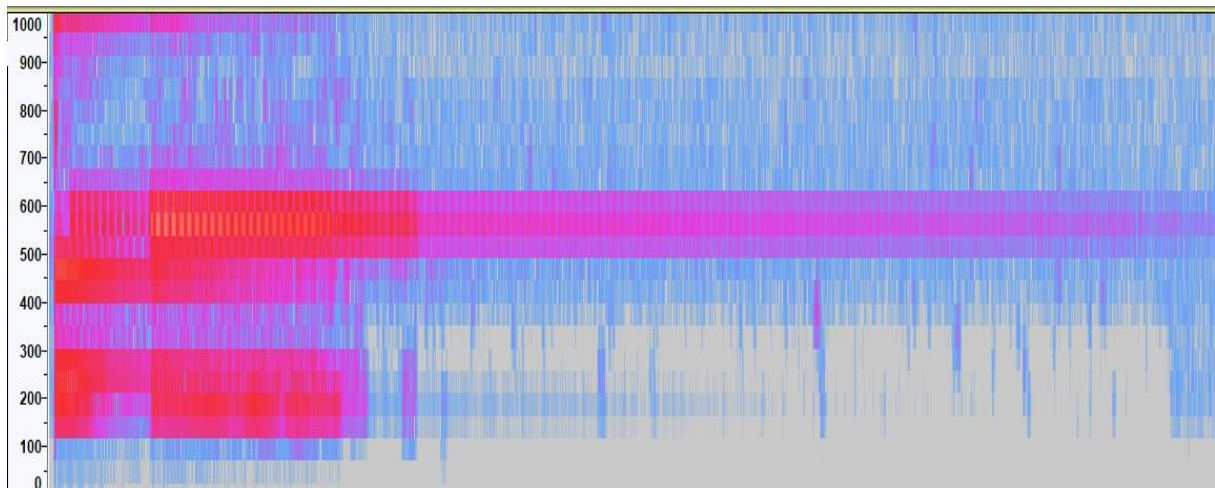


Figura 2-45 Espectrograma de 0 a 1kHz

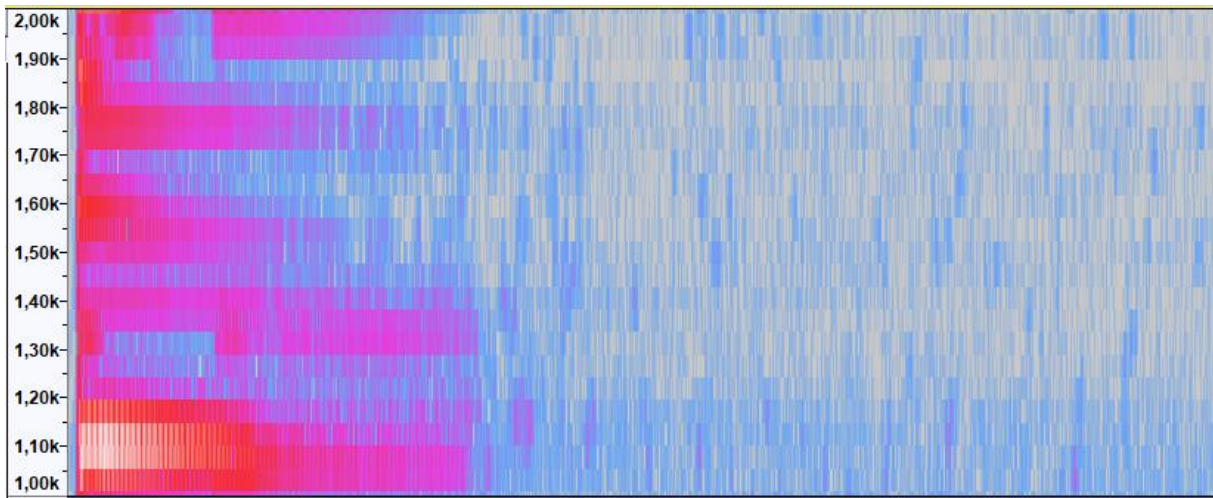


Figura 2-46 Espectrograma de 1 a 2 kHz

Junto con los espectrogramas también se ha utilizado el analizador de espectros del programa. En esta se han obtenido el espectro (transformada de Fourier) y la autocorrelación mejorada de la parte de la onda que interesa: después del impacto hasta antes de atenuarse completamente.

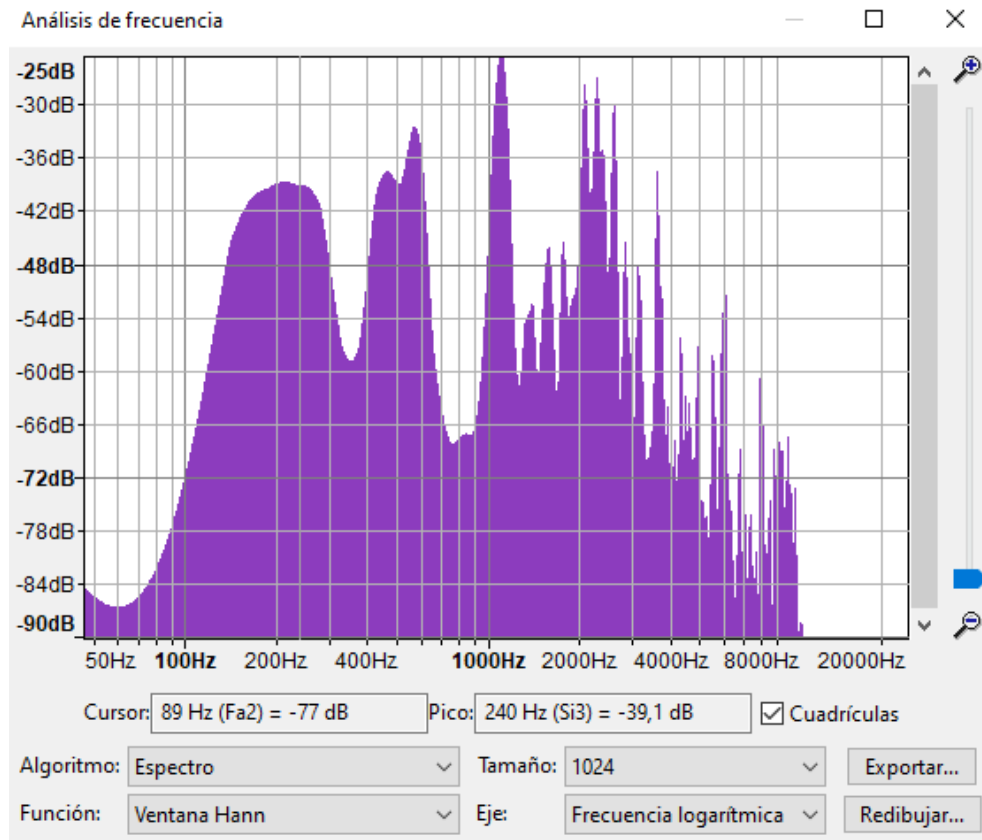


Figura 2-47 Espectro de la onda

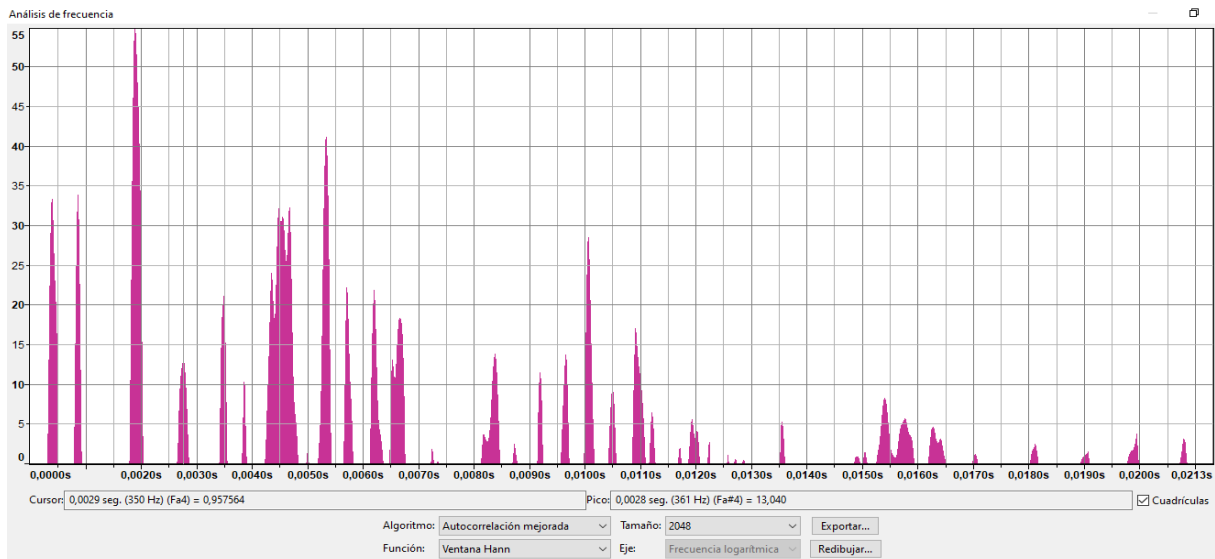


Figura 2-48 Autocorrelación mejorada

En la siguiente tabla se muestran las frecuencias naturales obtenidas del diseño y procederemos a analizarlas detenidamente en comparación con los resultados obtenidos del experimento.

Frecuencias naturales del modelo EF			
Modo	Frecuencia	Modo	Frecuencia
1	85,32	20	886,54
2	178,38	21	942,41
3	235,22	22	943,72
4	295,47	23	982,278
5	303,84	24	1208,38
6	309,34	25	1274,99
7	322,38	26	1341,2
8	329,04	27	1358,98
9	380,07	28	1535,6
10	398,61	29	1596,15
11	443,65	30	1604,9
12	498,52	31	1663,51
13	516,61	32	1670,03
14	653,5	33	1696,37
15	820,09	34	1836,6
16	852,88	35	1879,19
17	869,58	36	1879,73
18	873,77	37	1921.21
19	885,91	38	1981.23

Tabla 2-10 Frecuencias naturales del modelo EF

Procedemos ahora a analizar las frecuencias naturales obtenidas experimentalmente.

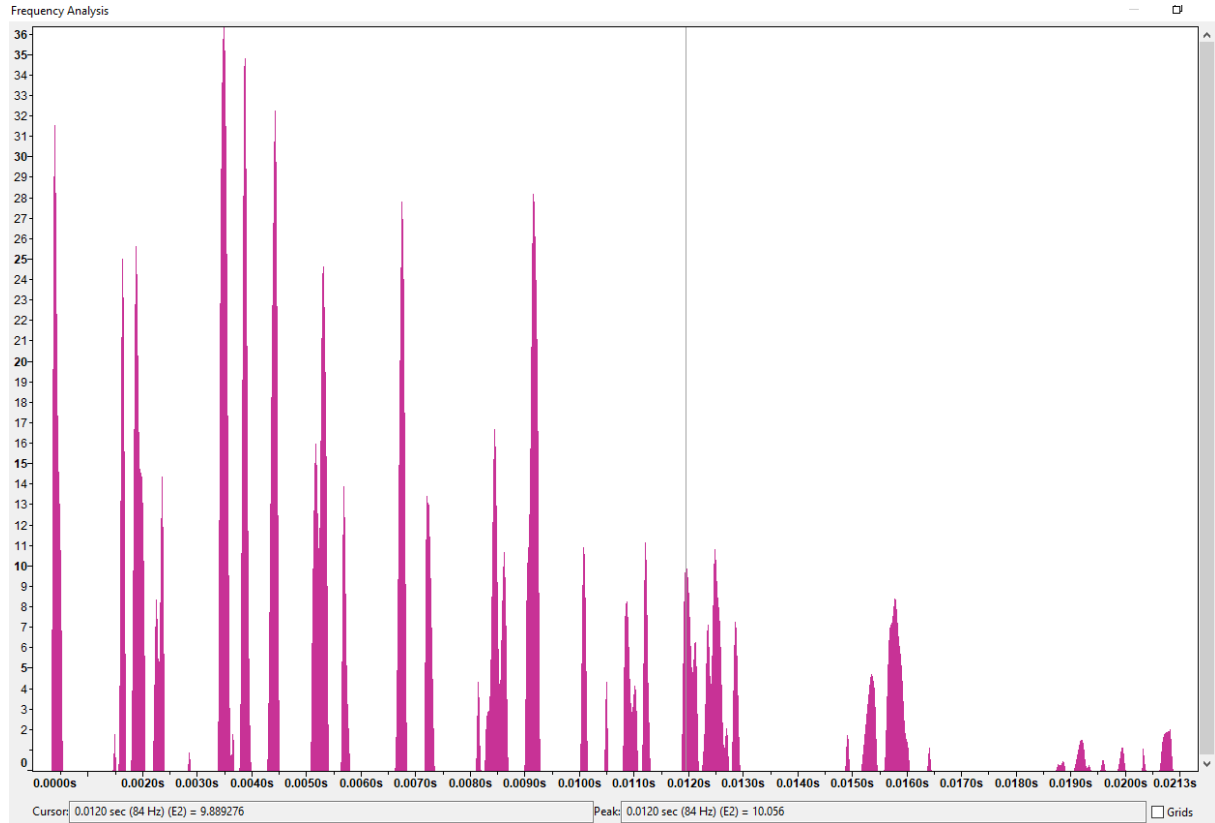


Figura 2-49 Obtención experimental de la primera frecuencia natural del semichasis

En la figura 2-49 podemos observar la primera frecuencia natural del sistema, la representa la línea vertical del gráfico y tiene un valor de 84 Hz, valor muy cercano al teórico. Podemos observar como el pico está bastante acentuado, por lo que la excitación del modo ha sido correcta. También podemos observar, una serie de picos en frecuencias inferiores a las de nuestro resultado (las que están a la derecha de la línea vertical). Esto se debe a que el mismo material del componente, aluminio, tiene una rigidez muy baja. Por lo que esto, unido a que las soldaduras no son como en el diseño CAD, ya que son de mayor tamaño que las representadas, induce una serie de ruidos en nuestra medición, los cuales es necesario despreciar.

Si aplicamos el mismo criterio de cara a obtener la segunda frecuencia, nos encontramos igualmente con una serie de picos intermedios, generados por las razones anteriormente expuestas. La segunda frecuencia natural obtenida de manera experimental, en este caso de 188 Hz, es también muy similar al dato teórico, estando el pico de esta a su vez acentuado de manera notable.

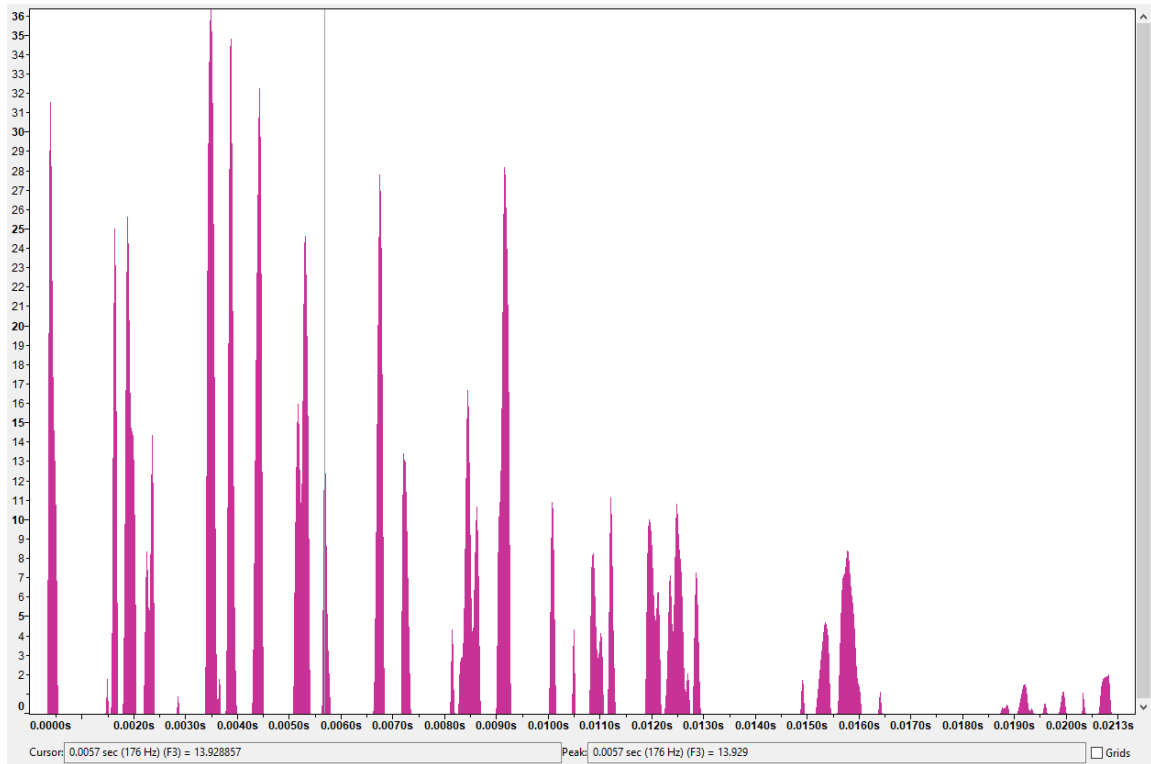


Figura 2-50 Obtención experimental de la segunda frecuencia natural del semichasis

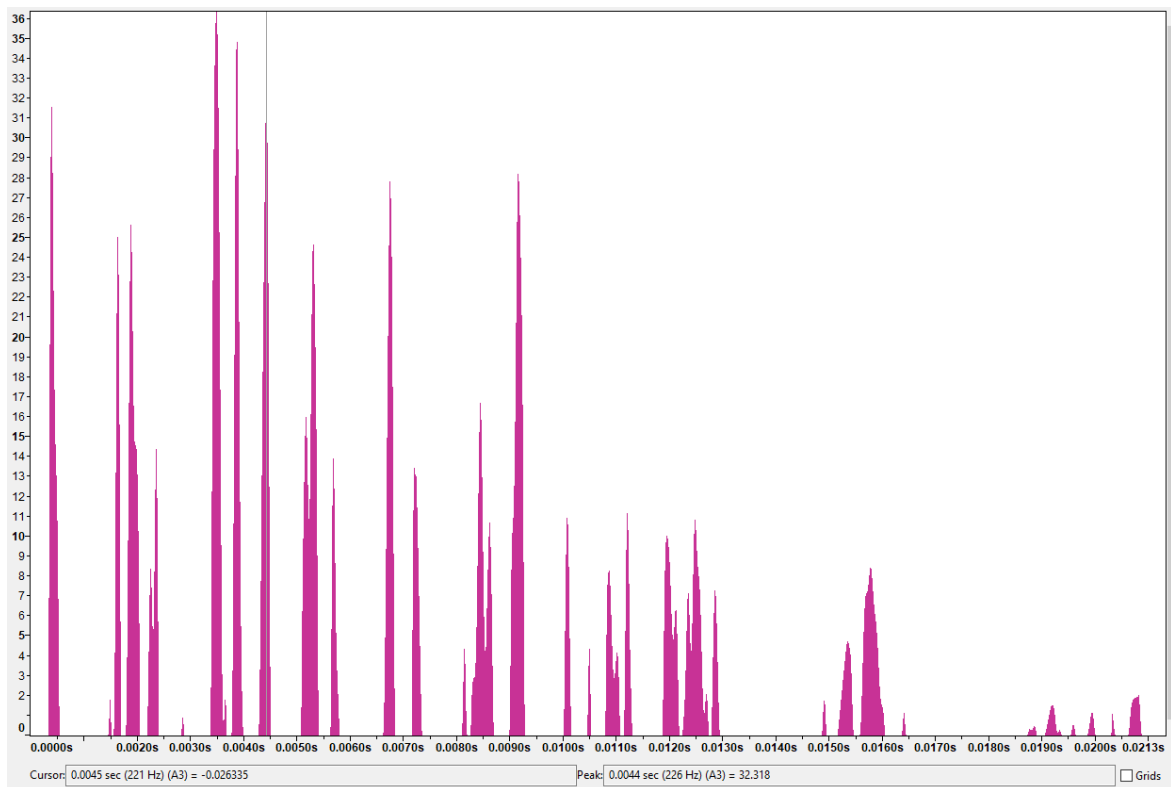


Figura 2-51 Obtención experimental de la tercera frecuencia natural del semichasis

En este caso, la frecuencia natural obtenida es de 226 Hz, 90 Hz de diferencia con respecto a la calculada mediante MEF. Aunque la diferencia sea pequeña, empezamos a apreciar como a medida que aumentan los modos, es más complicado que la diferencia entre el valor de las frecuencias sea estrecha. Esto se debe por un lado a que a medida que aumentamos los modos, estos pueden requerir de determinadas uniones para poder excitar el modo de manera adecuada. Así mismo, al aumentar la cantidad de modos, es necesario proporcionar una mayor energía de excitación para obtener el mismo desplazamiento que en modos bajos. Todo esto, unido a los problemas descritos anteriormente, dificultan encontrar los modos.

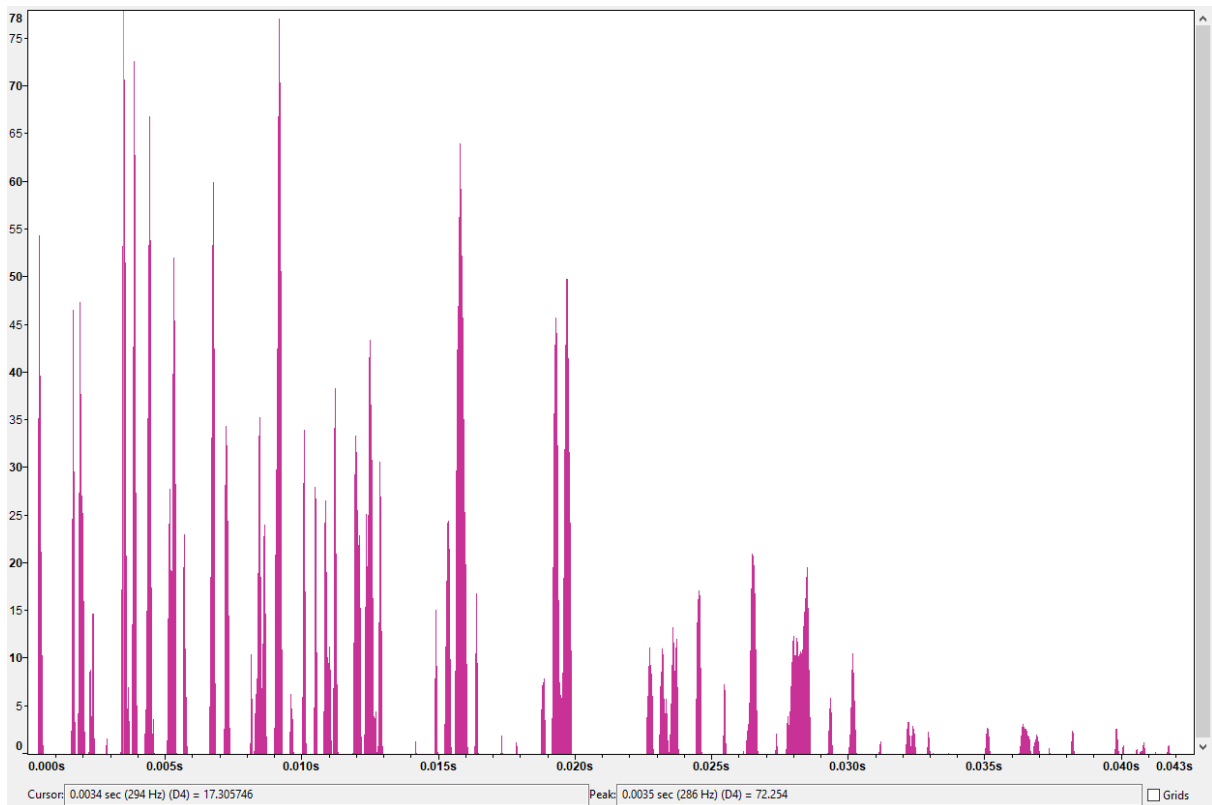


Figura 2-52 Obtención experimental de la cuarta frecuencia natural del semichasis

La cuarta frecuencia natural obtenida, de nuevo posee una diferencia de 9 Hz respecto al valor teórico calculado. En este caso, el quinto y sexto modos, se encuentran representados en torno al cuarto. Como podemos ver en la figura 2-53, todos estos modos excitan la cruz de San Andrés rigidizadora de la parte central, por lo que es posible que solo se represente experimentalmente uno y el valor de los demás quede eclipsado al ser la diferencia tan ínfima. Sin embargo, tal y como se observa en la figura 2-52, el pico está acentuado de forma notable, por lo que podría decirse que incluye el efecto de los tres modos.

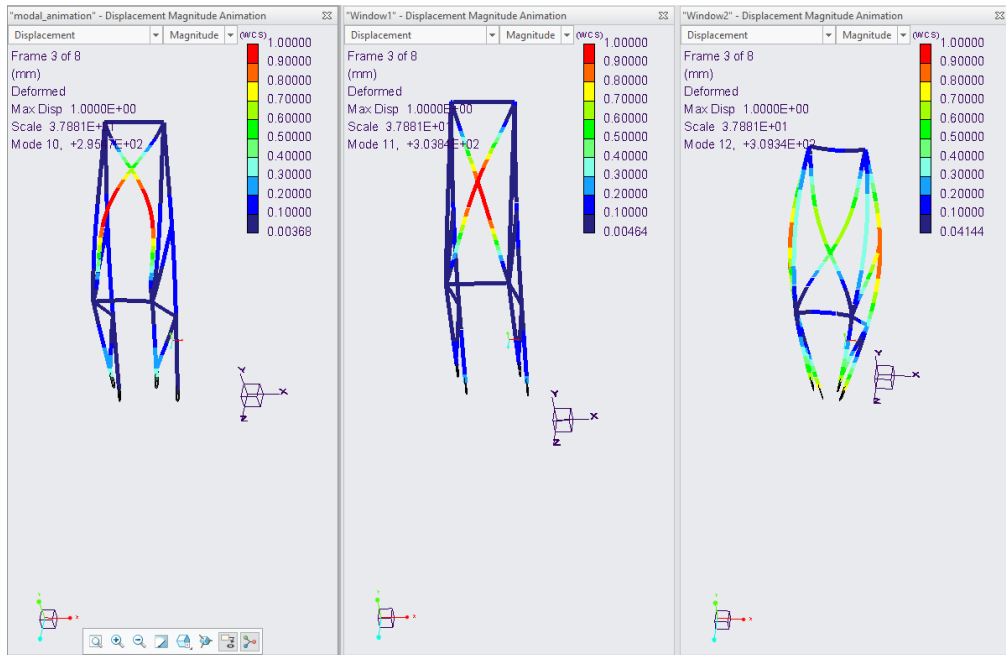


Figura 2-53 Modos de vibración 4º, 5ºy 6º

Respecto a los 4 modos restantes que podemos encontrar en el rango de 300-400 Hz, solo podemos atisbar un pequeño pico de 350 Hz en el análisis de espectro.

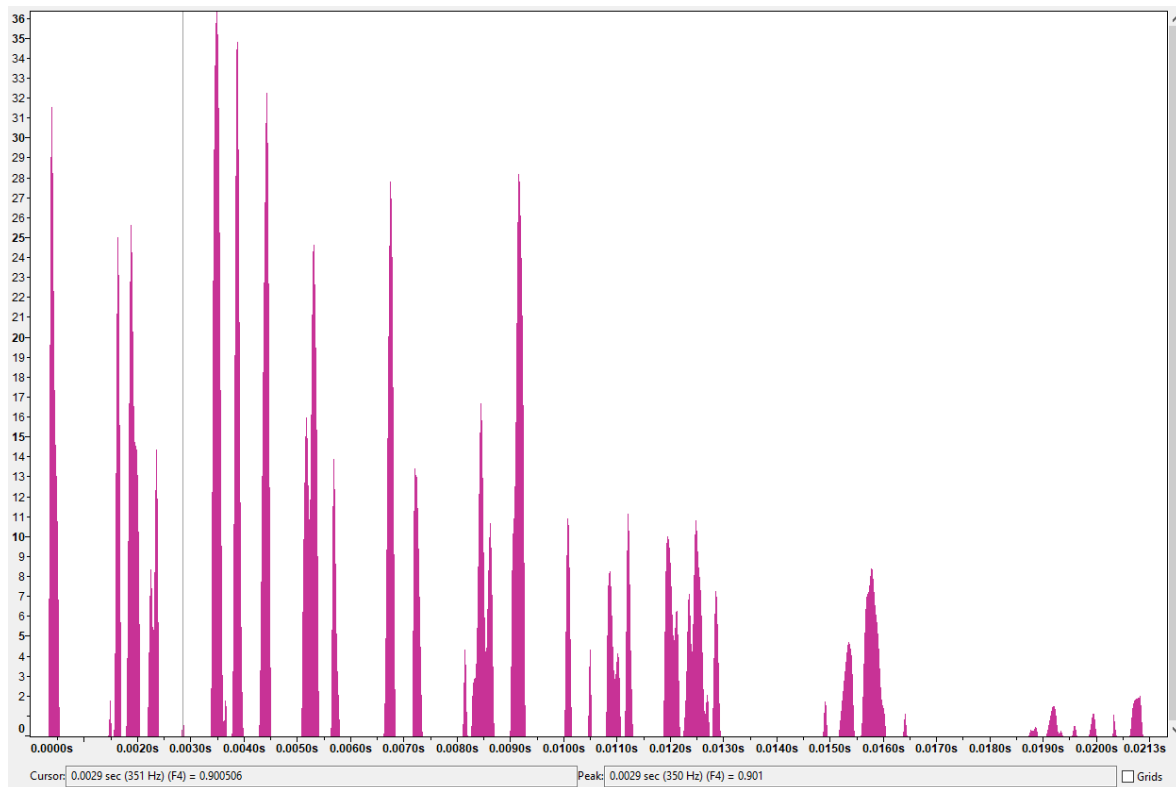


Figura 2-54 Pico de 350 Hz

Si observamos los resultados del modelo CAD, podemos observar cómo excitar los modos correspondientes a ese rango de frecuencias, requieren un tipo de uniones y excitaciones que no hemos podido reproducir mediante nuestro experimento.

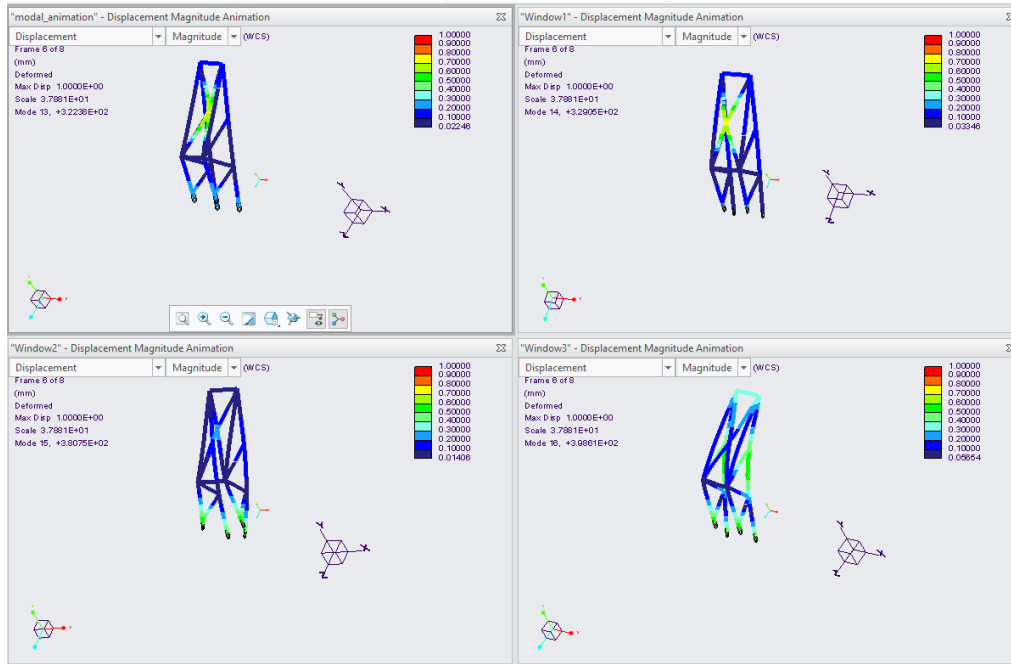


Figura 2-55 Modos correspondientes al rango de frecuencias entre 300 y 400 Hz

Para el octavo modo de vibración, sin embargo, el resultado es muy preciso como podemos observar.

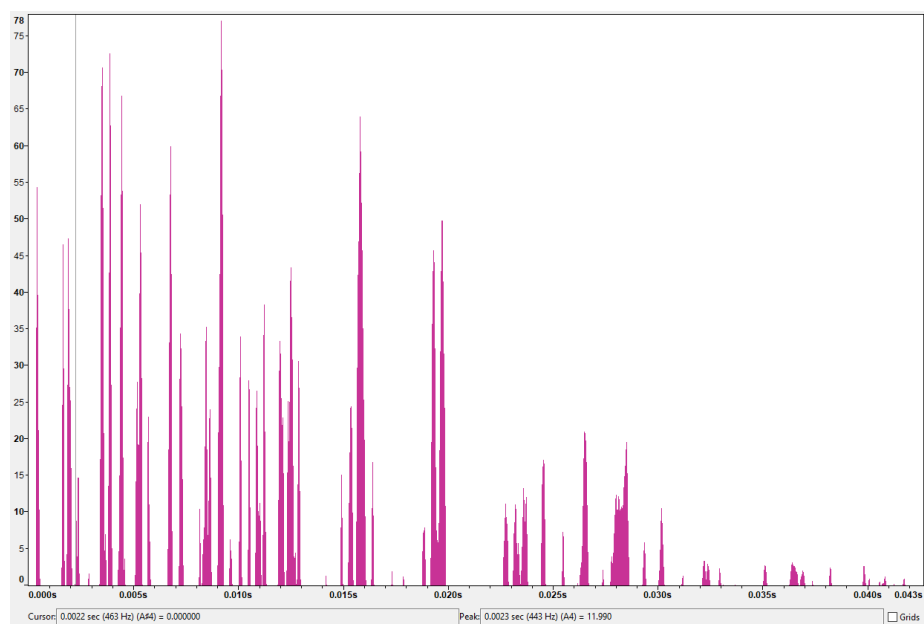


Figura 2-56 Obtención experimental de la octava frecuencia natural del semichasis

Para finalizar el análisis, vamos a comparar los valores relativos a la novena y décima frecuencia. En este caso, obtenemos una frecuencia natural de 506 Hz, valor intermedio entre ambas.

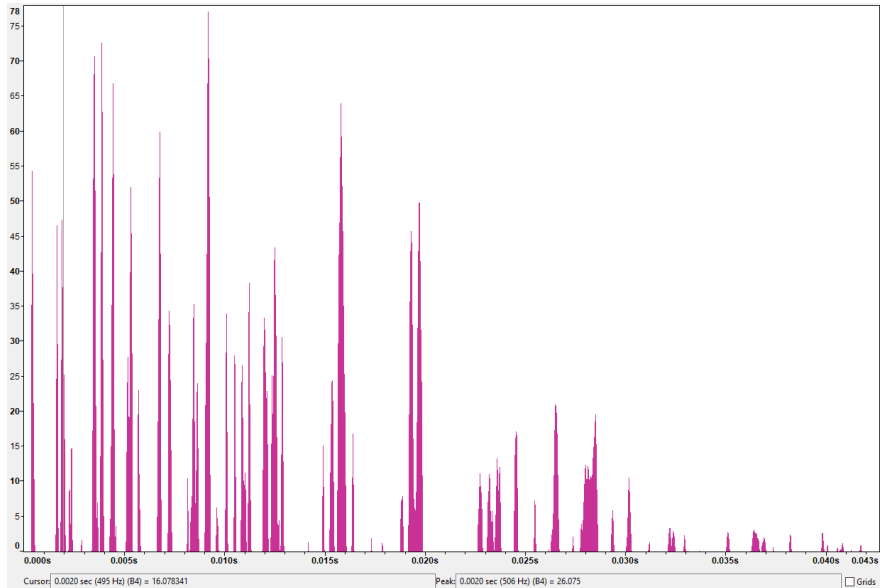


Figura 2-57 Pico de 506 Hz

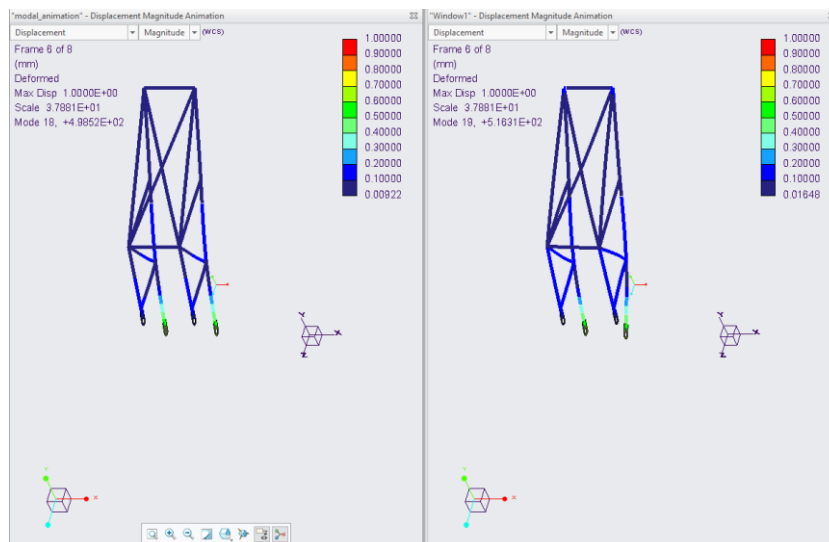


Figura 2-58 Modos de vibración noveno y decimo

Observamos como en este caso también, existe una similitud entre los modos de vibración.

En conclusión, tras realizar el análisis de 10 modos de vibración y observar contemplar valores muy parecidos a los obtenidos mediante MEF. Podemos concretar que el modelo y el prototipo se corresponden entre sí. Así mismo, quedan validadas las soldaduras gracias al resultado positivo del informe de validación.

3. Aspectos económicos

Los aspectos económicos principales a tratar en este proyecto son el presupuesto del mismo, para los distintos modelos de semichasis. Por lo general, en el proyecto MotoStudent solo interesan los costes de adquisición, ya que, la universidad proporciona tanto herramientas, como el suministro eléctrico. Sin embargo, si se quiere realizar una comparativa de los costes entre semichasis, es necesario la consideración de estos aspectos. Por ende, se tendrán en cuenta para complementar este apartado. A su vez, la compra de las piezas carece de IVA, ya que la fundación Euskolker, de la que el equipo forma parte, devuelve todo el IVA que se le cobre al equipo.

3.1.Descripción del presupuesto

En este apartado, concretaremos el presupuesto del proyecto para cada semichasis. Se contemplan dos semichasis fabricados para cada proyecto. Equiparando así el coste de haber participado en las categorías “Petrol” y “Electric” en ambos proyectos.

3.1.1. Semichasis de chapa

Horas internas			
Concepto	Horas(h)	Coste horario(€/h)	Coste
Ingenieria	120	80	9.600,00 €
Oficial 1ª soldador	1	25	25,00 €
Total		-	9.625,00 €

Costes adquisicion			
Componente	Precio (€)	Cantidad	Coste
Preformas	45	2	90,00 €
Total		-	90,00 €

Costes indirectos			
Control de calidad	Horas	Coste horario	Coste
	2	17	34,00 €

Figura 3-1 Horas internas, Costes de adquisición y costes indirectos para el semichasis de placas

Consumo electrico				
Maquina	Potencia (kw)	Uso (h)	Precio (€/kWh)	Coste
Maquina de soldadura	6	0,33333333	0,14	0,28 €
Total		-		0,28 €

Amortizaciones				
Concepto	Uso(h)	Vida util(h)	Coste(€)	Amortización
PTC Creo 5.0.2	64	2000	500	16,00 €
Maquina de soldadura	0,33333333	58400	3000	0,017 €
Equipos informaticos	120	29200	1000	4,11 €
Total		-		20,13 €

Figura 3-2 Consumo eléctrico y amortizaciones para el semichasis de chapa

Horas internas	9.625,00 €
Consumo electrico	0,28 €
Costes de adquisicion	90,00 €
Amortizaciones	20,13 €
Costes indirectos	34,00 €
Total	9.769,41 €

Figura 3-3 Coste total del proyecto

El coste total del proyecto del semichasis de chapa es de 9.769,41 €. Si realizamos un análisis detallado del presupuesto, podemos observar que el mayor coste del proyecto son las horas internas, siendo entre estas las horas de ingeniería las de mayor peso, siendo su coste de 9.600€. Sin embargo, en lo respectivo a los costes del proceso de fabricación del componente, el cual incluiría el resto de los gastos salvo gran parte de las amortizaciones, es significativamente inferior.

3.1.2. Semichasis tubular

Horas internas			
Concepto	Horas(h)	Coste horario(€/h)	Coste
Ingenieria	160	80	12.800,00 €
Oficial 1ª Soldador	10	25	250,00 €
Total		-	13.050,00 €

Costes adquisicion			
Componente	Precio (€)	Cantidad	Coste
Preformas	40	2	80,00 €
Total		-	80,00 €

Costes indirectos			
Control de calidad	Horas	Coste horario	Coste
	4	17	68,00 €

Figura 3-4 Horas internas, Costes de adquisición y costes indirectos para el semichasis tubular

Consumo electrico				
Maquina	Potencia (kw)	Uso (h)	Precio (€/kWh)	Coste
Maquina de soldadura	5	2,5	0,14	1,75 €
Sierra de cinta	0,37	0,08333333		0,00 €
Total		-		1,75 €

Amortizaciones				
Concepto	Uso(h)	Vida util(h)	Coste(€)	Amortización
PTC Creo 5.0.2	96	2000	500	24,00 €
Maquina de soldadura	2,5	58400	3000	0,13 €
Sierra de cinta	0,08333333	58400	750	0,001 €
Equipos informaticos	160	29200	1000	5,48 €
Total		-		29,61 €

Figura 3-5 Consumo eléctrico y amortizaciones para el semichasis de tubular

Presupuesto	
Horas internas	13.050,00 €
Consumo electrico	1,75 €
Costes de adquisicion	80,00 €
Amortizaciones	29,61 €
Costes indirectos	68,00 €
Total	13.229,36 €

Figura 3-6 Coste total del proyecto

En este caso el coste total del proyecto asciende a 13.299,36€. En el siguiente apartado analizaremos las diferencias entre los costes de cada proyecto y componente.

3.2.Diferencia de costes

Si comparamos la diferencia total en costes entre proyectos, obtenemos una diferencia de 3459,95€. Esta diferencia se debe principalmente a la diferencia en costes de ingeniería entre proyectos, ya que el semichasis tubular, precisa de 40 horas más de ingeniería para realizar el proyecto, al ser un componente más complejo.

Comparativa de costes	
Semichasis de chapa	74,65 €
Semichasis tubular	199,94 €
Diferencia	125,29 €

Figura 3-7 Comparativa de costes

En la figura 3-7 podemos apreciar la diferencia de coste de componente entre el semichasis tubular y el de chapa. En este caso, obtenemos una diferencia en costes de fabricación de 125,29€ por cada componente. Vemos en este caso también, que los costes de fabricación son superiores para el semichasis tubular, siendo casi el doble que para el semichasis de chapa.

4. Conclusiones

En este apartado, contemplaremos los siguientes aspectos del proyecto, los cuales son los objetivos principales del mismo: compatibilidad de montaje, posibilidad de amarre de componentes electrónicos, peso total de los semichasis, coste de producción de cada elemento.

Con respecto a la compatibilidad de montaje, ambos semichasis deben poder anclarse al mismo anclaje del chasis, así como tener un anclaje válido para el colín en los dos elementos. Esta condición se cumple, ya que para el diseño del semichasis tubular, se ha partido de la geometría del semichasis de chapa. Así mismo, un colín podría anclarse en ambos elementos, ya que la posición de los amarres es exactamente igual en ambos semichasis.

En lo respectivo al peso de los semichasis, el equipo impuso la condición de que el peso de los mismos fuera inferior a 800 g. Si contemplamos el peso final de diseño de cada modelo, obtenemos un peso de 780 g para el semichasis de chapa, así como un peso de 568 g para el semichasis tubular.

Como podemos observar, no solo ambos componentes cumplen con el requerimiento impuesto, sino que, además, podemos apreciar una diferencia de 212 g entre el semichasis de chapa y el semichasis tubular. Este dato es indicativo de la ventaja competitiva entre elementos, ya que como hemos estudiado, ambos semichasis cumplen con los requisitos de diseño impuestos, siendo más rígido el tubular.

Finalmente, compararemos el coste de producción de ambos componentes. El equipo impuso un coste de producción máximo de 300€ por componente. De nuevo, vamos a analizar cada semichasis en base a esta característica. En este caso, el semichasis de chapa posee un coste de producción de 71,15€, mientras que para el semichasis tubular el coste es de 164,94€. Por ende, se cumplen también los objetivos para este apartado.

Vemos que existe una diferencia entre componentes, siendo el semichasis tubular más ligero y el semichasis de chapa más barato. Gracias a ello, el equipo puede elegir entre adquirir un componente u otro en base a sus necesidades. Siendo en todo momento ambos componentes de la mayor calidad, ya que cumplen con unos requerimientos de diseño, fabricación y validación a nivel de las exigencias del mundo de la competición.

Podemos concluir entonces, que el proyecto cumple con los objetivos, alcance y requerimientos impuestos inicialmente. El equipo Motostudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, ha obtenido dos componentes, de peso ligero, fáciles de montar y con un coste dentro de lo establecido. Materializándose de esta manera la construcción de una parte del prototipo.

5. Bibliografía

Bradley, J. (1999). *The Racing Motorcycle. A technical guide for constructors.*

Carburos Metálicos. (2018). Manual del Soldador.

Cossalter, V. (2005). *Motorcycle Dynamics.*

Cueto, J. (2003). *Manual de Soldadura TIG.*

Hobbacher, A. (1996). *Fatigue design of welded joints and components.*

Moto Engineering Foundation. (2019). VI Competición Internacional de Motostudent.
Normativa de la competición.

Nanninga, N. E. (2008). High Cycle Fatigue of AA6082 and AA6063 Aluminum Extrusions.

RFEA. (2018). Normativa para la homologación de circuitos de automovilismo.

6. Anexo I: Pliego de condiciones

Mediante el siguiente pliego de condiciones, se concretarán las condiciones técnicas mínimas a cumplir por el diseño de los semichasis, con el objetivo de obtener un funcionamiento adecuado. Para ello se exponen las regulaciones impuestas por la competición.

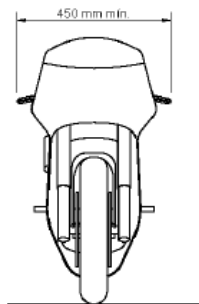


ARTÍCULO 2: REQUISITOS GENERALES DE DISEÑO

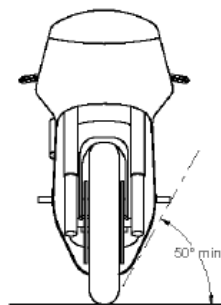
B.2.1 Dimensiones

Las dimensiones del prototipo son libres exceptuando los requisitos básicos expuestos a continuación.

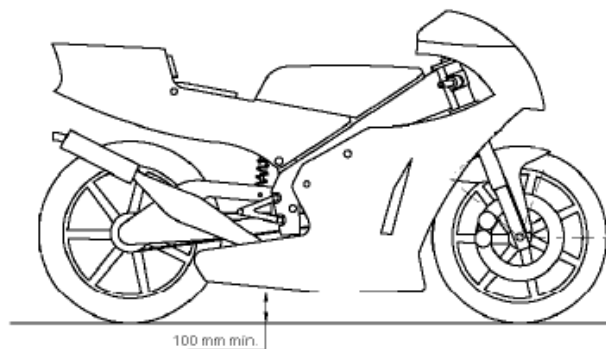
B.2.1.1 La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares debe ser de 450mm.



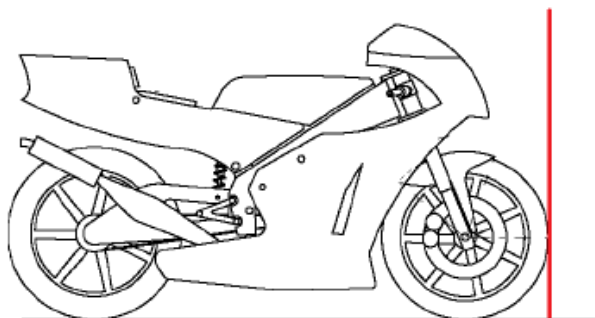
B.2.1.2 El ángulo mínimo de inclinación lateral del prototipo sin que ningún elemento del mismo (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realizará con el prototipo descargado (es decir, sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.



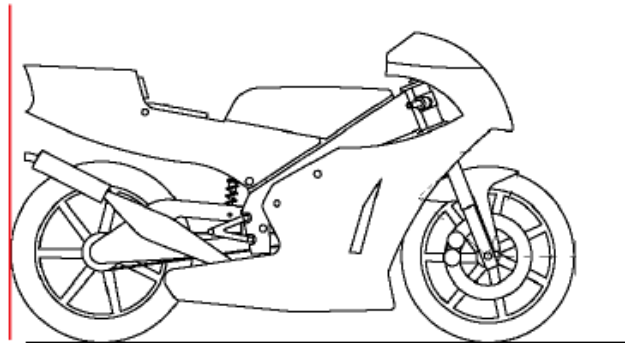
B.2.1.3 La distancia libre al pavimento con el prototipo en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100mm en situación de reposo. Esta medición se realizará con el prototipo descargado (es decir, sin piloto), pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.



B.2.1.4 Límite frontal: Ningún elemento del prototipo podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.

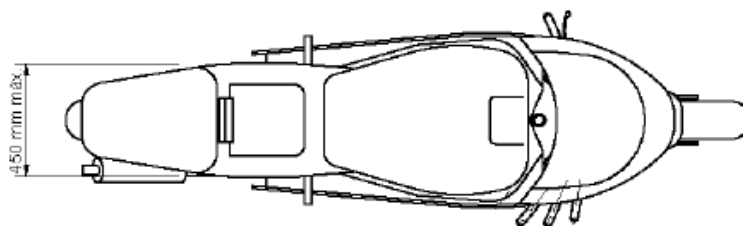


B.2.1.5 Límite posterior: Ningún elemento del prototipo podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.

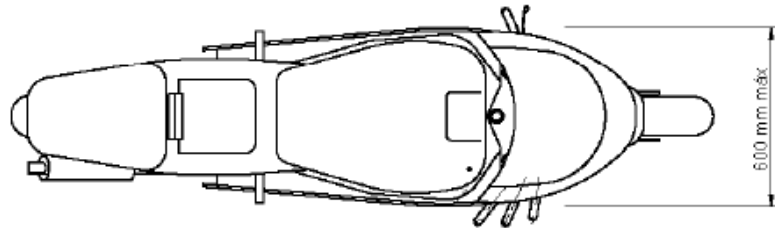


B.2.1.6 La banda de rodadura de los neumáticos deberá presentar una distancia libre mínima de 15mm a lo largo de toda su superficie a cualquier elemento del prototipo, en cualquier posición del mismo y para cualquier reglaje de geometrías.

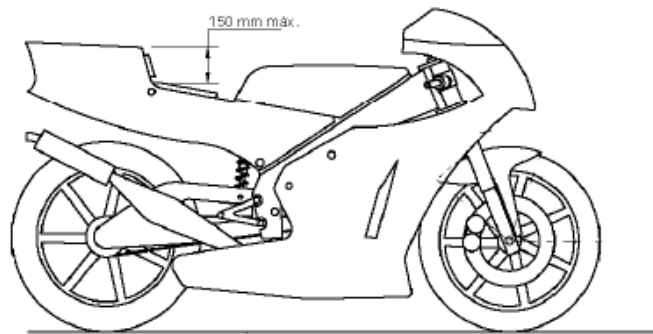
B.2.1.7 La anchura máxima del asiento no debe rebasar los 450mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento del prototipo del asiento hacia atrás, excepto el sistema de escape para motos de la categoría "MotoStudent Petrol".



B.2.1.8 La anchura máxima del carenado será de 600mm.



B.2.1.9 Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150mm.



B.2.2 Peso

B.2.2.1 El peso mínimo total del prototipo sin piloto será de 95 Kg para ambas categorías, incluyendo todos los líquidos que pudieran ser necesarios para el funcionamiento del prototipo.

B.2.2.2 En cualquier momento del Evento Final, el peso total de la motocicleta debe estar por encima del peso mínimo indicado en el Art. B.2.2.1.

B.2.2.3 El uso de lastre está permitido para alcanzar el peso mínimo. Dicho lastre debe ser declarado al Cuerpo Técnico durante las verificaciones.

B.2.2.4 En caso de instalar lastre desmontable, éste deberá ir correctamente sujeto al chasis, de forma que no pueda desprenderse del conjunto en caso de choque o caída. Puede ser instalado mediante bridas o atornillado.

ARTÍCULO 3: CHASIS

B.3.1 Diseño

No se permite el uso de un chasis comercial, ni tan siquiera una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo de diseño y fabricación propia.

Se engloba en este artículo el chasis principal, el subchasis y el basculante.

B.3.1.1 No hay limitaciones en el tipo de diseño o materiales utilizados para la fabricación de chasis, basculante o subchasis, siempre y cuando el resultado cumpla con la normativa impuesta en el presente Reglamento.

B.3.1.2 En caso de duda sobre la seguridad del diseño de chasis presentado, la Organización podrá solicitar un informe justificativo de seguridad que incluya análisis por el método de elementos finitos, simulaciones u otros ensayos demostrativos.

B.3.1.3 El chasis deberá diseñarse de forma que todos los elementos del motor, admisión de combustible y comburente, y sistemas eléctricos y electrónicos de control y seguridad queden protegidos en caso de caída.

B.3.2 Soldaduras y uniones

Está permitida la soldadura de elementos estructurales por cualquier medio, pero deberá resultar una estructura consistente.

B.3.2.1 En las estructuras de tipo celosía se deberá buscar la correcta triangulación en los nodos de la estructura.



Ejemplo de triangulación correcta

ARTÍCULO 3: STATIC SCRUTINEERING – VERIFICACIONES TÉCNICAS GENÉRICAS

E.3.1 Aplicación

La etapa Static Scrutineering consiste en una serie de verificaciones sobre el prototipo para comprobar el correcto cumplimiento del Reglamento Técnico de la Competición y la seguridad del mismo. Además, se verificará que la equipación del piloto es apta para su participación en la Fase MS2.

- E.3.1.1 Las verificaciones técnicas descritas en el presente artículo afectan a los prototipos presentados tanto para las Categorías "MotoStudent Petrol" y "MotoStudent Electric".

E.3.2 Procedimiento

El prototipo y la equipación del piloto serán examinados por el Cuerpo Técnico siguiendo todas las normas descritas en el Reglamento Técnico de la Competición.

- E.3.2.1 Los equipos pueden disponer de los elementos de recambio (cualquier componente o parte del prototipo) que consideren oportunos. Estos recambios deberán ser presentados a la Organización simultáneamente con el prototipo para su verificación.

- E.3.2.2 El Static Scrutineering se llevarán a cabo en el Technical Control Area.

- E.3.2.3 El prototipo deberá presentarse en condiciones apropiadas para participar en las pruebas MS2, es decir, cumpliendo estrictamente toda la normativa reflejada en el Reglamento Técnico de la Competición.

- E.3.2.4 La utilización de componentes no verificados por la Organización en el Static Scrutineering significará la expulsión inmediata de la Competición.

- E.3.2.5 Para el Static Scrutineering deberán asistir al Technical Control Area únicamente 2 Team Members (integrantes del equipo), que serán los encargados de transportar el prototipo y algún tipo de sujeción o soporte que permita presentarlo en posición estática para su examen.

E.3.3 Banco de ensayo de parte ciclo

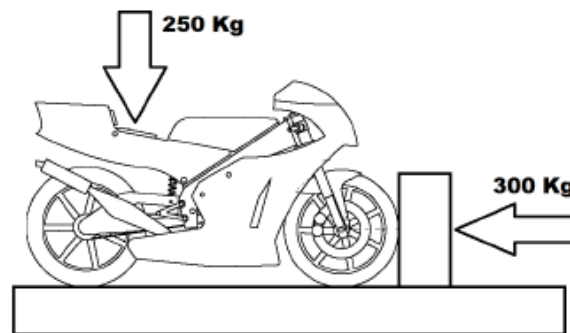
Si la Organización lo estimara necesario, se podrá someter al prototipo a una serie de fuerzas horizontales y verticales en un banco de ensayos para comprobar rigidez del chasis, correcto ensamblaje, geometrías y trabajo de suspensiones.

E.3.3.1 Se aplicarán sobre el prototipo las siguientes fuerzas:

- Carga horizontal progresiva en rueda delantera: 300kg
- Carga vertical progresiva sobre el asiento: 250kg

E.3.3.2 Estas cargas se aplicarán de forma alternativa y progresiva, verificando que en situación de compresión no se producen interferencias entre elementos, así como que todos los sistemas que integran la parte ciclo del prototipo trabajan adecuadamente. Al retirar el esfuerzo se verificará que la geometría original no ha sufrido deformaciones, así como que no haya aparecido ninguna fisura en los componentes estructurales o elementos de unión. Para que el prototipo se considere apto en esta prueba deberá cumplir las disposiciones descritas.

E.3.3.3 Descripción gráfica de la prueba:



Esquema de aplicación de cargas

E.3.4 Comprobación de frenos

Se examinará el correcto funcionamiento de los frenos delantero y trasero en un frenómetro de rodillos.



Prueba de Comprobación de Frenos

E.3.4.1 Para que el prototipo se considere apto en esta prueba deberá rendir por encima de los siguientes valores de fuerza de frenada:

- Eje delantero: 0,30 kN
- Eje trasero: 0,25 kN

E.3.4.2 Para que el prototipo pueda cumplir los valores de frenada se recomienda realizar la prueba de comprobación de frenos con las pastillas y discos de freno con un ligero rodaje previo. Ciertos conjuntos de discos y pastillas pueden dar problemas de eficacia recién montadas debido a los recubrimientos, adaptaciones entre superficies, etc.

E.3.5 Validación

- E.3.5.1 Si el prototipo se considera apto tras el Static Scrutineering, se marcará con el adhesivo correspondiente y podrá acceder a la etapa Dynamic Safety Check.



Ejemplo orientativo de adhesivo de verificación

ARTÍCULO 4: STATIC SCRUTINEERING – VERIFICACIONES TÉCNICAS ESPECÍFICAS DE LA CATEGORÍA “MOTOSTUDENT PETROL”

El presente artículo afecta exclusivamente a los prototipos participantes en la Categoría “MotoStudent Petrol” de la Competición, con motor de combustión interna. La prueba descrita en el presente artículo se realizará durante el Static Scrutineering.

E.4.1 Verificación de volumen sonoro de escape

Se realizará una medición de sonoridad de escape.

- E.4.1.1 La sonoridad de escape máxima permitida viene reflejada en el Art. C.6.2. del Reglamento Técnico.

- E.4.1.2 La sonoridad se medirá a 50 cm (aprox.) de la salida de escape, en la dirección de flujo de salida de gases de escape, y en una zona en la que no haya ninguna pared, muro, u obstáculo grande en 3m alrededor de la salida de escape.

7. Anexo II: Planos

A continuación, se exponen los planos respectivos a cada componente.

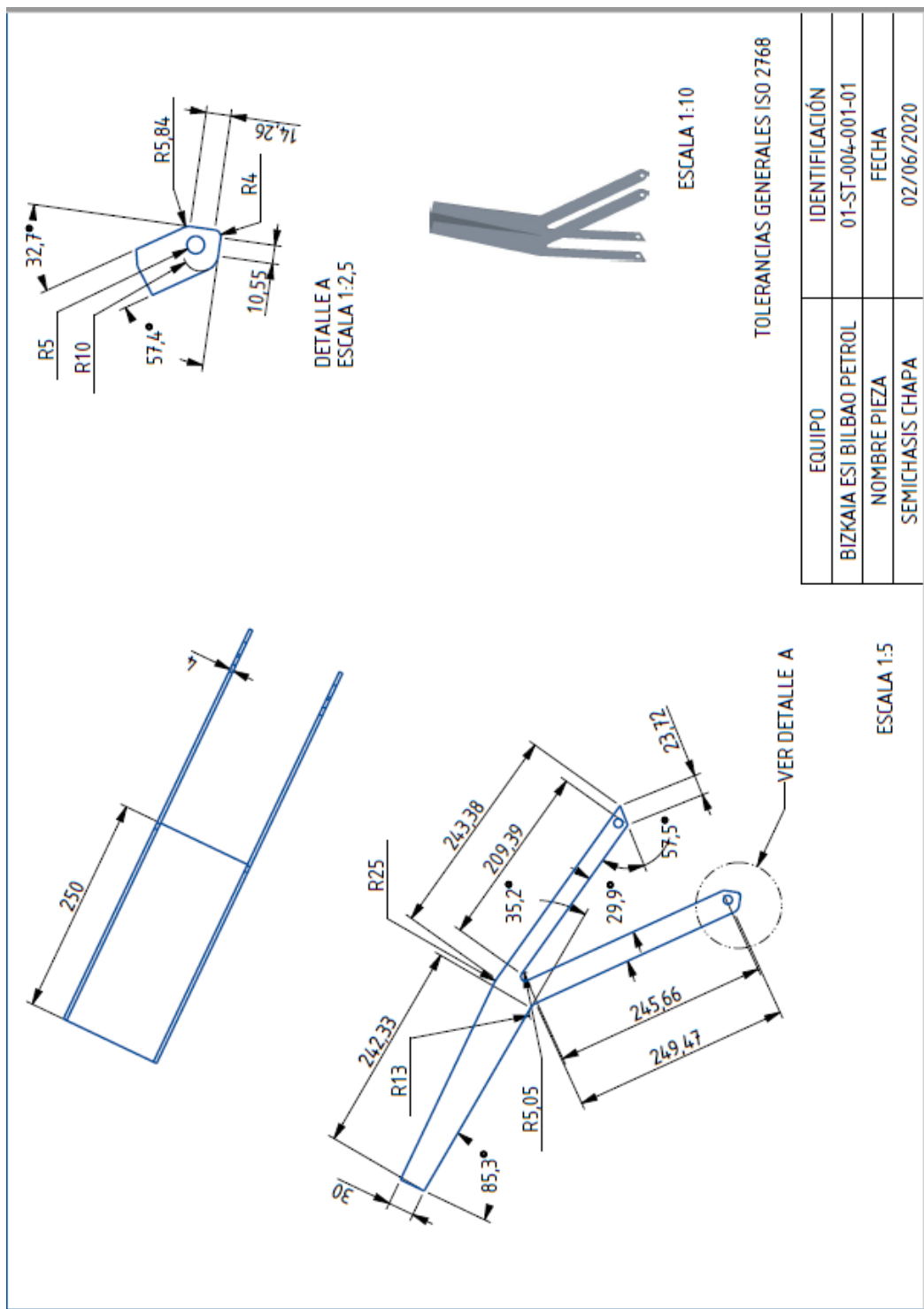


Figura 7-1 Semichasis de chapa - plano

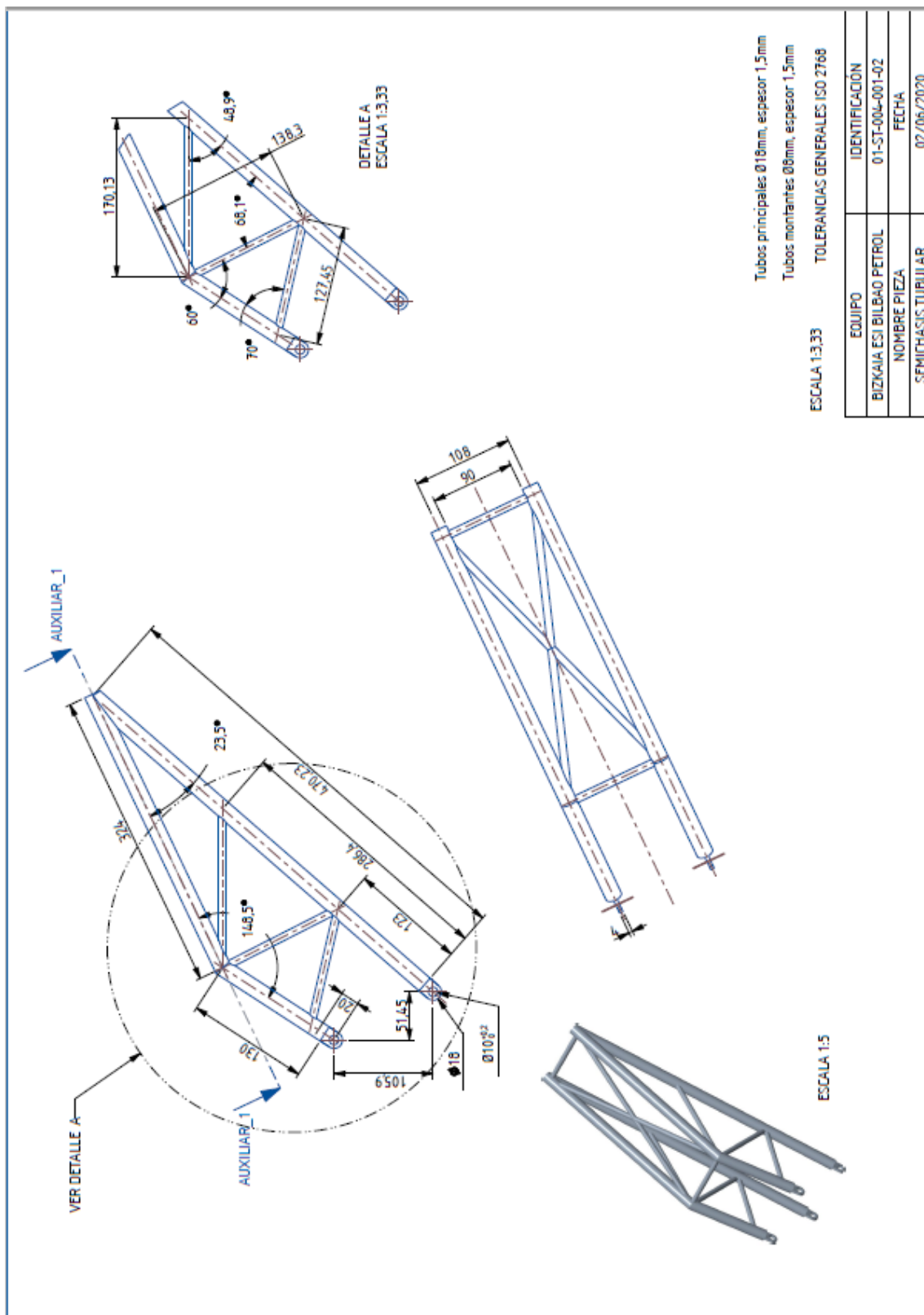


Figura 7-2 Semichasis tubular - plano

8. Anexo III: Normativa de circuitos - Pianos

En este anexo, quedan recogidos los diferentes tipos de pianos recogidos en la normativa de la Real Federación Española de Automovilismo.



CAPÍTULO 2 - CIRCUITOS

ARTÍCULO 2.1 TRAZADO

La forma del recorrido, tanto en planta como en perfil, no está sujeta a restricciones en esta Normativa, ya que viene dictada por ciertos factores variables: los tipos de competiciones a los que está destinado el recorrido, el carácter del terreno, consideraciones de economía, estética, tradición, etc. No obstante, la construcción debe ajustarse a las normas técnicas especificadas en los artículos [2.2] a [2.5].

ARTÍCULO 2.2 PLANTA

El trazado del circuito planificado no está sujeto a restricciones, aunque la RFEdeA puede recomendar cambios en interés de la calidad de la competición y por necesidad práctica.

Si el circuito va destinado a competiciones de Campeonato, Trofeo o Copa de la RFEdeA, la longitud debe calcularse para cumplir el mínimo establecido en el Complemento 2. Se recomienda que la longitud de cualquier circuito nuevo no supere los 7 km.

La longitud de un circuito para el cálculo de las distancias, récords de carrera y clasificaciones se considera la del eje central de la pista.

La línea central de la pista es la línea mediana entre los bordes derecho e izquierdo del asfalto de la pista delimitados por las líneas blancas reglamentadas; debe prestarse especial atención a esto en el caso de circuitos urbanos.

La longitud debe medirse preferiblemente sobre el terreno (media de las mediciones de los bordes derecho e izquierdo), pero si no es posible puede calcularse. A tal efecto, se propone el siguiente método de cálculo: Se definirá la forma geométrica del trazado en términos de planta y perfil longitudinal a lo largo de la línea central de la pista, y este trazado se utilizará para calcular la longitud oficial del circuito.

La definición de la planta debe incluir la longitud de la línea central horizontal de todas las rectas y curvas, el radio de todas las curvas circulares y la descripción matemática de todas las curvas de transición.

El perfil longitudinal deberá determinarse en términos de las curvas circulares verticales o bien una serie de grados en la línea central a intervalos no inferiores a 10 m, con una precisión de 0,01 m.

La longitud oficial de la pista se calculará con una precisión de 1 m combinando la longitud horizontal de la pista con el perfil longitudinal.

A menos que se indique de otro modo, todas las referencias a curvas y rectas en esta Normativa se refieren a la trayectoria real seguida por los vehículos con el máximo rendimiento y no a la forma geométrica del trazado. La trayectoria, situada sobre el plano, generalmente tendrá el efecto de reducir las rectas y prolongar las curvas: al planificar o modificar un recorrido, el diseñador debe basar sus cálculos en esto.

2.2.1 Rectas

La RFEdeA establece una longitud máxima de **2 km** para las secciones rectas de la pista. Otras especificaciones relacionadas con las rectas hacen referencia a la anchura – ver el punto [2.2.3] – y el gradiente, puntos [2.3.1] y [2.3.2]

2.2.2 Curvas

Además de cumplir las indicaciones sobre anchura del punto [2.2.3], una curva, o serie de curvas ininterrumpida por una recta, que se aborde a velocidades superiores a 125 km/h, debe tener un radio creciente o al menos constante. Las curvas que se tomen a velocidades inferiores pueden tener un radio decreciente, a condición de que se prevea para cumplir como mínimo los requisitos de zonas de escapatoria



Figura 8-1 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018)



del punto [3.2.3]. A menos que se desee para aumentar la velocidad en la entrada o la salida, no es necesario incluir transiciones de perfil al entrar o salir de las curvas.

La aproximación a una curva debe estar señalizada mediante señales de distancia situadas, por regla general, a intervalos de **50 m** antes de la curva geométrica y que se extiendan hasta antes del punto de deceleración. Su número y posición se determinarán de acuerdo con el trazado del circuito y deben indicar la distancia hasta el comienzo geométrico de la curva. Para consultar las especificaciones detalladas, ver el Anexo [4].

2.2.3 Anchura

La anchura mínima de la pista (anchura de referencia) para circuitos permanentes no será inferior a **10 m**, siendo recomendable un mínimo **12 m** en la recta de salida.

Cuando cambie la anchura de la pista, la transición debe hacerse del modo más gradual que sea posible, en una proporción no superior a 1 metro en 20 de anchura total. La anchura de la recta de salida debe mantenerse hasta la salida de la primera curva - ver también [Fig. 8] para la zona de salida.

ARTÍCULO 2.3 ELEVACIÓN

2.3.1 Perfil longitudinal

Cualquier cambio de gradiente debe realizarse usando un radio vertical mínimo calculado mediante la fórmula: $R = V^2 / K$

donde R es el radio en metros, V es la velocidad en km/h y K es una constante igual a 20 en el caso de un perfil cóncavo o a 15 en el caso de un perfil convexo. El valor de R debe aumentarse debidamente a lo largo de las secciones de aproximación, deceleración, frenada y curva. Cuando sea posible, deben evitarse los cambios de gradiente en estas secciones.

El gradiente de la recta de salida no debe superar el **2 %**.

2.3.2 Inclinación transversal

En las rectas, la inclinación transversal, con fines de drenaje, entre los dos bordes de la pista o entre la línea central y el borde (caída), no debe superar el **3 % (1,7°)** ni ser inferior al **1,5 % (0,9°)**.

En las curvas, el peralte (pendiente hacia abajo desde el exterior hacia el interior de la pista) no debe superar el **10 % (5,7°)** (con posibles excepciones en casos especiales, como pistas ovaladas). En general no se acepta una inclinación negativa a menos que así lo indiquen circunstancias especiales.

Cualquier variación en la inclinación transversal, en particular a lo largo de las secciones de entrada y salida de una curva planimétrica, deberá contar con transiciones altimétricas adecuadas en función de la trayectoria (ver el artículo [2.2]) y teniendo en cuenta el punto [2.3.1].

ARTÍCULO 2.4 ARCENES - ZONAS DE ESCAPATORIA - PIANOS

2.4.1 Arcenes

La pista debe estar delimitada en toda su longitud en ambos lados por líneas blancas continuas marcadas claramente con pintura antideslizante, de **10 cm de ancho** como mínimo, y arcenes compactos, normalmente entre **1 y 5 metros de ancho**, con superficie uniforme. Cualquier reducción de la anchura deberá hacerse del modo más gradual que sea posible, con la parte exterior del arcén aproximándose a la pista en una proporción no superior a 1 en 20.

Los arcenes deben estar libres de piedras sueltas, residuos o cualquier otro obstáculo. Deberán ser una continuación del perfil transversal de la pista, sin transiciones entre la pista y el arcén: cualquier transición deberá ser muy gradual.

En los lugares donde se sepa que se acumula agua sobre la pista, puede cortarse una serie de ranuras



transversales en el asfalto para dirigir el agua fuera de la pista (ver la figura 24).

El proyectista debe aportar pruebas a la RFEdeA de que se ha prestado la debida consideración al flujo de agua en la superficie, en particular para circuitos nuevos, en especial cuando existan secciones con uniones en el asfalto.

Cuando se instale un piano, el arcén deberá estar nivelado con la superficie superior del piano.

2.4.2 Zonas de escapatoria

Una zona de escapatoria es la zona de terreno entre el arcén y la primera línea de protección y, a menos que se especifique de otro modo, ver el punto [3.2.3], deberá tener las mismas características básicas que el arcén, aunque puede estar menos estabilizada. La zona de escapatoria debe estar nivelada con el arcén; si tiene una pendiente, no debe superar el 25 % (14°) **hacia arriba**, con una transición suave de la pista a la zona de escapatoria, o del 3 % (1.7) **hacia abajo** en relación con la proyección lateral de la superficie de la pista. Este párrafo no se aplica a lechos de grava, ver el punto [3.2.3].

En determinadas circunstancias, una zona de escapatoria puede incluir una sección pavimentada adyacente a la superficie de la pista. En tales casos, la superficie pavimentada debe estar construida según los mismos estándares, compuesta de material similar y estar en el mismo plano que la superficie de la pista adyacente, libre de ondulaciones que podrían desestabilizar un vehículo.

Cuando una zona de escapatoria pavimentada esté situada de forma que circular fuera de los límites de la pista podría permitir a los pilotos reducir sus tiempos de vuelta o adelantar, será necesario instalar elementos disuasorios.

Cuando la zona de escapatoria esté pavimentada, debe prestarse especial atención para asegurarse de que el drenaje sea adecuado para evitar que el agua se acumule en la superficie y provoque aquaplaning o fluya hacia la pista. Esto podrá hacerse normalmente mediante ranuras de drenaje permanente apropiadas integradas en la superficie. Deben preverse rejillas para los residuos, que deben vaciarse periódicamente, así como mantener las tuberías limpias mediante su limpieza regular. También deberá aumentarse la capacidad de drenaje del arcén de la pista en caso necesario.

2.4.3 Planos

En las partes del circuito donde la trayectoria de los vehículos coincida con el borde de la pista en el vértice o la salida de una curva, puede ser necesario un piano de hormigón. Normalmente no se requieren planos en la entrada de una curva (a menos que forme el vértice anterior en una combinación de curvas).

Los planos deben instalarse nivelados con el borde de la pista con segmentos finales de transición gradual apropiados a lo largo de al menos 2,5 m para planos en el vértice de una curva y 5 m para planos en la salida de una curva. El arcén debe estar siempre enlazado, nivelado con la superficie superior del piano, que en caso necesario debe ampliarse en su parte posterior con asfalto u hormigón debidamente estabilizado para obtener una transición suave al margen sin escalones ni roderas.

Deberá preverse drenaje allí donde la presencia del piano pueda ocasionar la acumulación de agua sobre la pista, por ejemplo, en el vértice de las curvas.

Tanto los modelos de planos Tipo 1 Vallelunga (positivo) y Tipo 2 Melbourne (negativo) que se describen a continuación deben incorporar, durante toda su longitud en el extremo del arcén, una franja plana de hormigón, al menos con 15 cm de ancho y nivelada con los puntos superiores del piano, para evitar dañar los neumáticos y para estabilizar el arcén. Debe cuidarse de eliminar cualquier saliente pronunciado. Deberá preverse suficiente drenaje para los planos negativos.

La tabla del Anexo [8] y las figuras [Fig-1A], [Fig-1B], [Fig-1C] y [Fig-1D] muestran planos apropiados para todos los tipos de vehículos y curvas:



Tipo 1 Vallelunga o Positivo, [Fig-1A], un plano gradual con nervaduras anchas para los vértices de curvas lentas, moderadas o combinadas, que se eleva hasta la altura «H» sobre el nivel de la pista en la parte posterior, que puede ser 5 cm o 10 cm en función de los requisitos;

Tipo 2 Melbourne o Negativo, [Fig-1B], un plano gradual con nervaduras anchas que desciende hasta 2,5 cm o 5 cm bajo el nivel de la pista en la parte posterior, para la salida de todas las curvas. La versión de 2,5 cm debe instalarse en combinación con una franja de césped artificial detrás con una anchura de al menos 2 m.

Tipo 3 Biselado, [Fig-1C], un plano liso inclinado con una superficie trasera plana a 5 cm sobre el nivel de la pista, para vértices de curvas de velocidad media y alta.

Tipo 4 Combinado, [Fig-1D], un plano de perfil liso, con 80 cm de anchura, que asciende hasta 12 cm sobre el nivel de la pista, para el vértice de todas las curvas. Debe instalarse detrás de un plano Tipo 1 Vallelunga de 5 cm o Tipo 3 Biselado.

Pueden modificarse en función de la categoría de las competiciones celebradas y también complementarse con planos adicionales aprobados por la RFEdeA.

ARTÍCULO 2.5 SUPERFICIE DE LA PISTA

Debe ser lisa y drenante, que ayudará a evitar la formación de una lámina de líquido debido a la lluvia, aceite o combustible. Preferiblemente la superficie debe ser la misma durante toda la longitud de la pista. Si es posible, debe asegurarse de que no se produzcan cambios de superficie en secciones de frenada o aceleración intensa, en cambios importantes del perfil longitudinal ni en curvas. No debe realizarse una renovación del firme menos de 60 días antes de un evento.

Si es necesario realizar reparaciones locales, en particular antes o durante un evento, debe consultarse el Anexo [8] «Guía práctica de técnicas de reparación de la superficie de circuitos para carreras automovilísticas».

El plano de la pista depende de la forma geométrica de la calzada, tanto en sentido longitudinal como lateral. Las diferencias entre el perfil real de la capa superficial y la línea que representa el perfil medio real son irregularidades geométricas.

La uniformidad del plano de la superficie debe cumplir los siguientes requisitos:

- Estar libre de ondulaciones cumpliendo con los valores de regularidad longitudinal y transversal establecidos en proyecto.
- Las propiedades de resistencia al deslizamiento cumplirán los parámetros establecidos en proyecto.
- No se permite publicidad ni decoración en la superficie de la pista (las zonas de escapatoria pavimentadas están exentas según se describe en el punto [3.2.3.c]).

Nota para carreras de aceleración: la preparación o utilización de cualquier parte del circuito para carreras de aceleración modificará las características antes mencionadas y, en particular, las propiedades de resistencia al deslizamiento en mojado. Para los circuitos de nueva construcción, se evitará la inclusión de la zona de salida y/o sección cronometrada de una pista de aceleración en cualquier parte de la superficie de la pista o zonas de escapatoria asfaltadas, así como la inclusión de dichas zonas en un circuito existente.

Los circuitos existentes que incorporen pistas de aceleración deben demostrar al inspector de la RFEdeA que todas las superficies se han limpiado de depósitos de goma excesivos antes de poder concederse una licencia y esta seguirá siendo una condición de validez continua de la licencia para las carreras en el circuito.

Las zonas preparadas habitualmente con productos químicos para las salidas de carreras de aceleración



normalmente necesitarán reasfaltarse o reubicarse fuera de la pista y sus zonas de escapatoria antes de la aprobación de la RFEdeA.

Figure 1a  **BORDURE TYPE 1 VALLELUNGA / TYPE 1 VALLELUNGA KERB**

- BORDURE POSITIVE DE 5 CM OU 10 CM DE HAUT POUR CORDE DE VIRAGE
- POSITIVE KERB 5 CM OR 10 CM HIGH FOR CORNER APEX

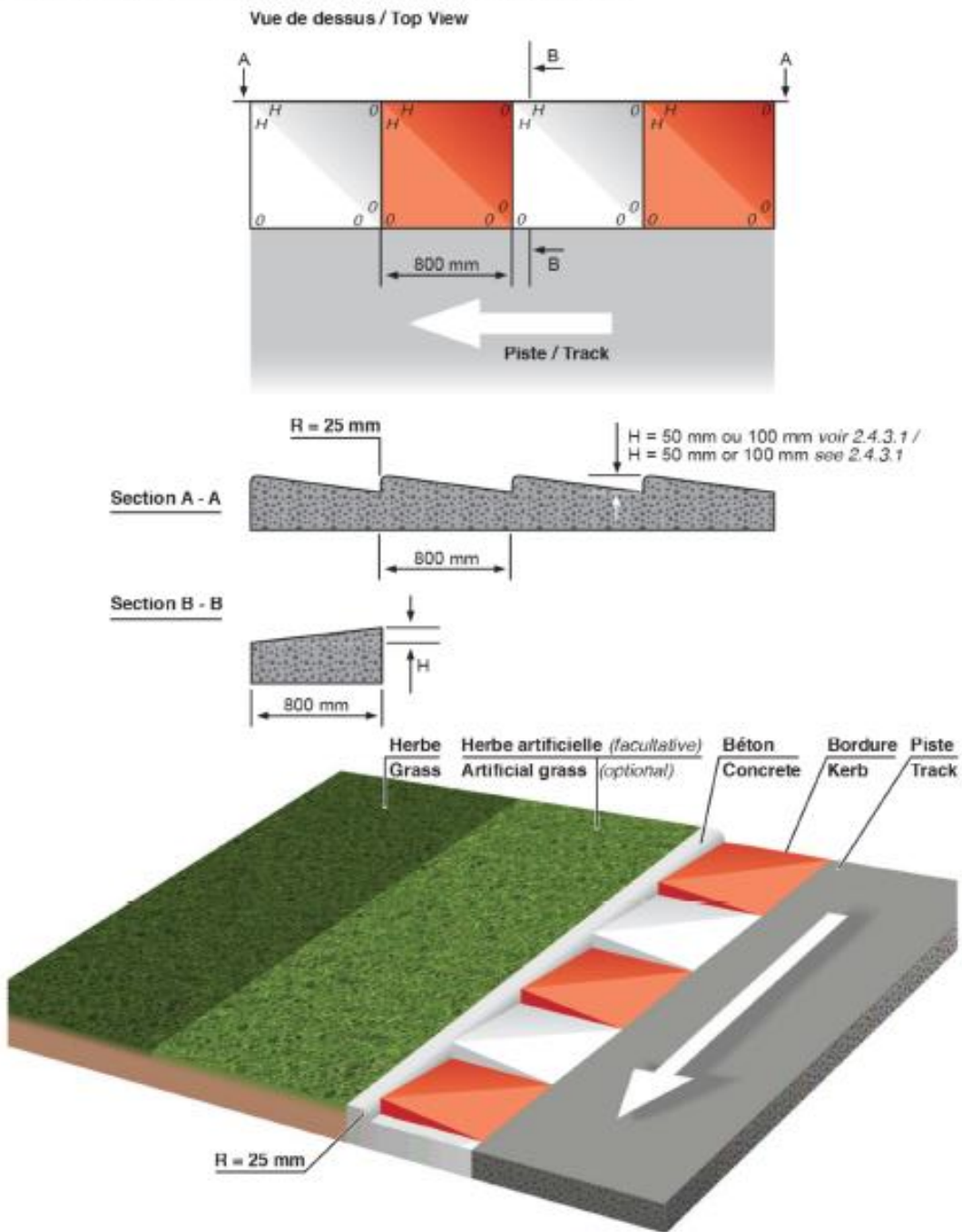


Figura 8-6 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018)

Figure 1b  **BORDURE TYPE 2 MELBOURNE / TYPE 2 MELBOURNE KERB**

- BORDURE NEGATIVE DE 2,5 CM OU 5 CM DE PROFONDEUR POUR SORTIE DE VIRAGE
 - NEGATIVE KERB 2.5 CM OR 5 CM DEEP FOR CORNER EXIT

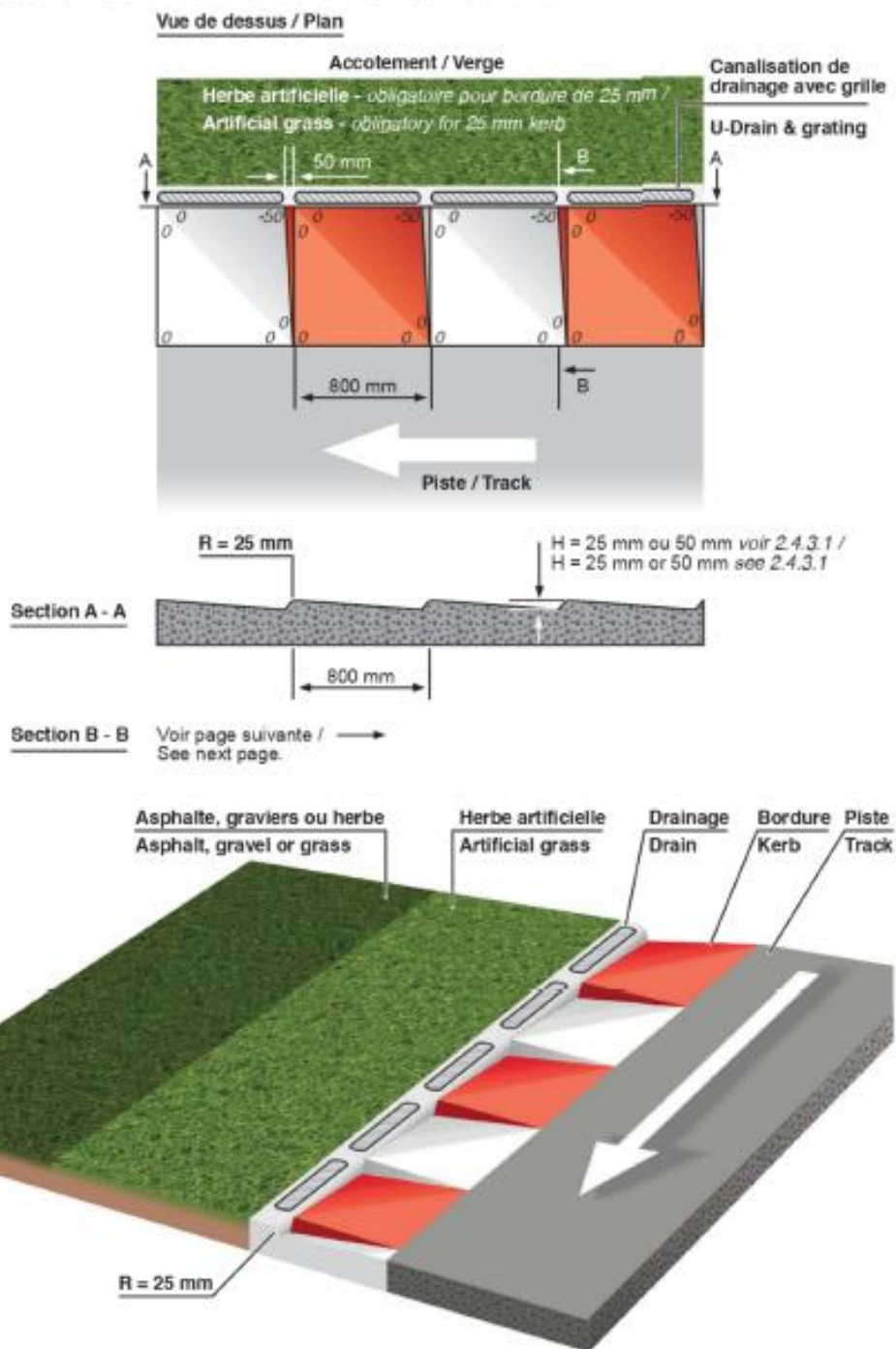


Figura 8-7 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018)

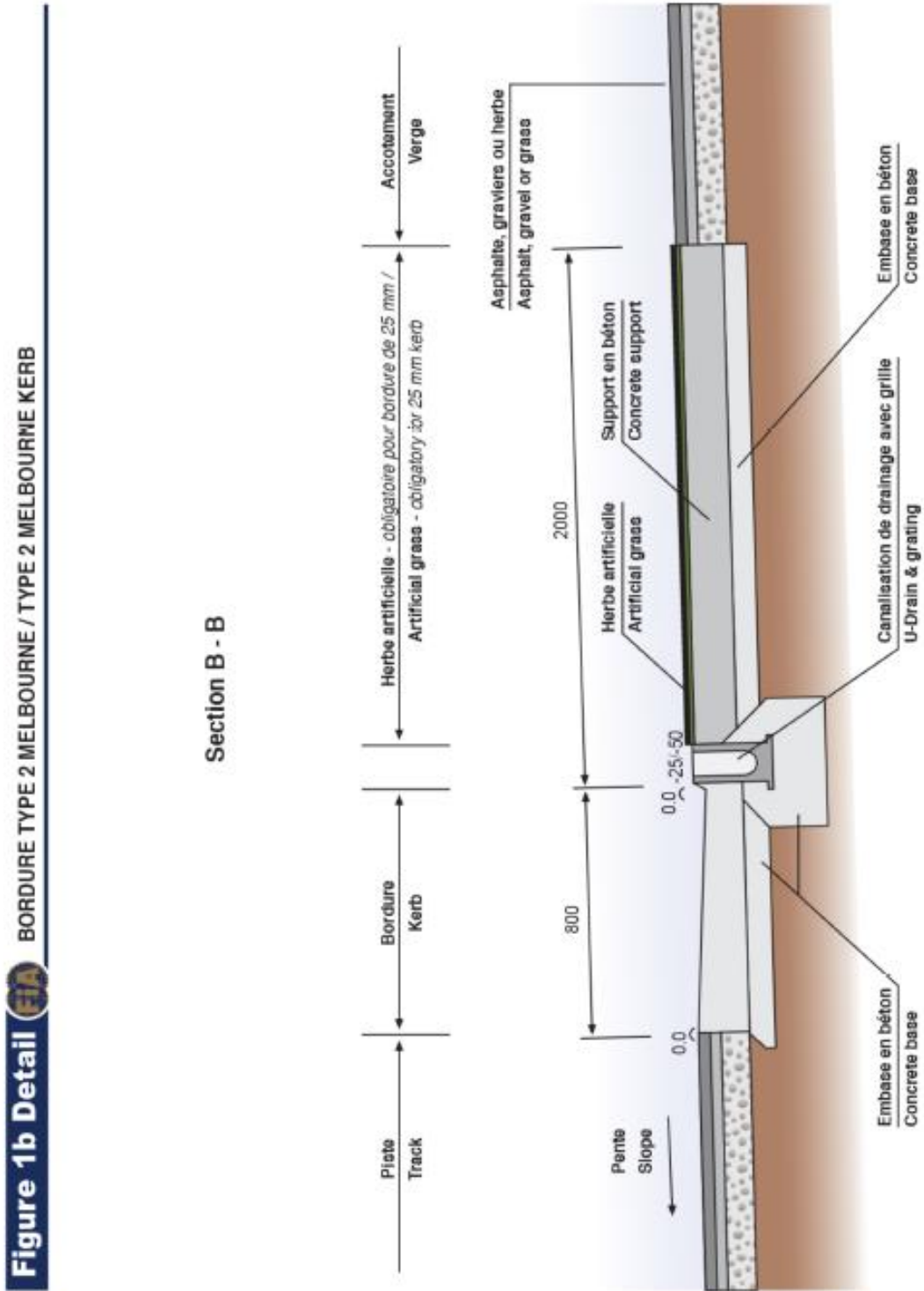


Figura 8-8 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018)

Figure 1c  **BORDURE TYPE 3 BISEAUTÉE/ TYPE 3 BEVELLED KERB**

- HAUTE DE 5 CM POUR CORDE DE VIRAGE
- 5 CM HIGH FOR CORNER APEX

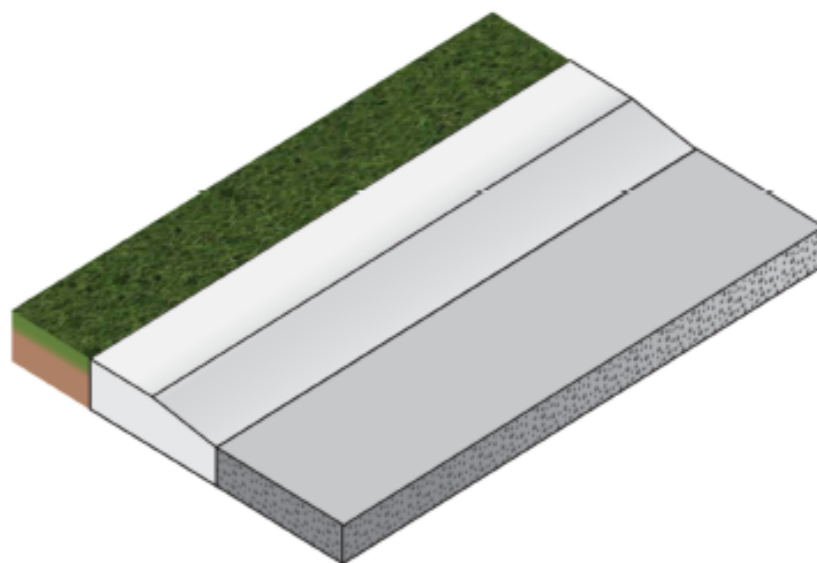
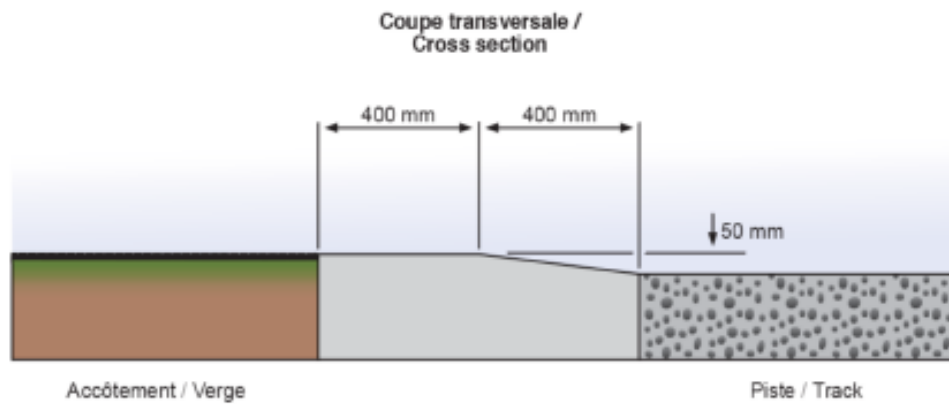


Figura 8-9 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018)

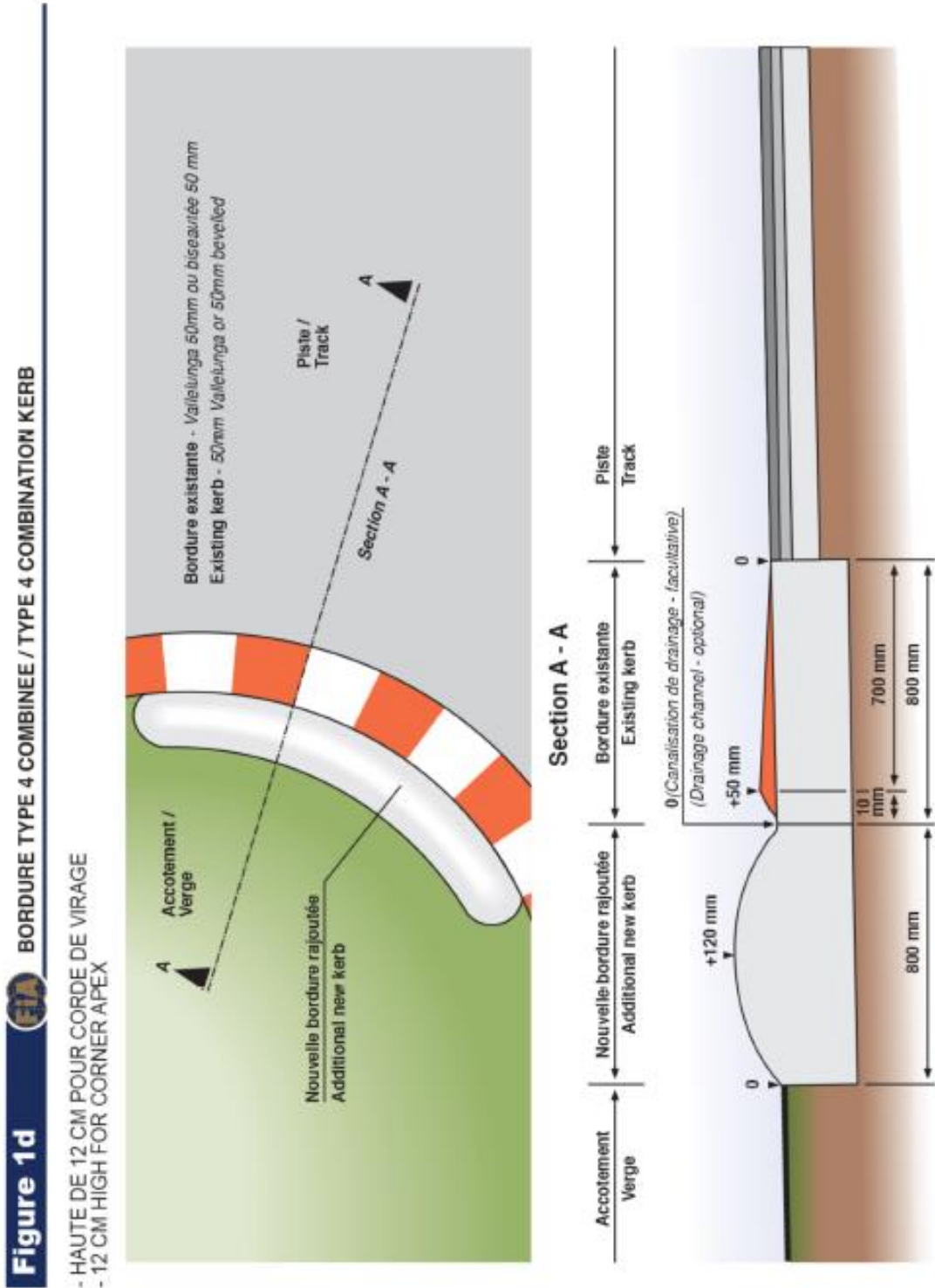


Figura 8-10 Normativa de circuitos, cortesía de (RFEA, 2018)






9. Anexo IV: Soldadura

En este anexo, quedan recogidas tanto las tablas de tensiones máximas de fatiga, como las de parámetros de soldadura.

3.2 Fatigue Resistance of Classified Structural Details

43







Table 3.1 Fatigue resistance values for structural details in steel and aluminium assessed on the basis of nominal stresses

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
100	Unwelded parts of a component				
111		Rolled or extruded products, components with machined edges, seamless hollow sections $m = 5$ Steel: A higher FAT class may be used if verified by test or specified by applicable code Al.: AA 5000/6000 alloys AA 7000 alloys	160	71 80	No fatigue resistance of any detail to be higher at any number of cycles Sharp edges, surface and rolling flaws to be removed by grinding. Any machining lines or grooves to be parallel to stresses
121		Machine gas cut or sheared material with subsequent dressing, no cracks by inspection, no visible imperfections $m = 3$	140	—	All visible signs of edge imperfections to be removed. The cut surfaces to be machined or ground, all burrs to be removed No repair by welding, refill Notch effects due to shape of edges shall be considered
122		Machine thermally cut edges, corners removed, no cracks by inspection $m = 3$	125	40	Notch effects due to shape of edges shall be considered
123		Manually thermally cut edges, free from cracks and severe notches $m = 3$	100	—	Notch effects due to shape of edges shall be considered
124		Manually thermally cut edges, uncontrolled, no notch deeper than 0.5 mm $m = 3$	80	—	Notch effects due to shape of edges shall be considered

(continued)

Figura 9-1 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT AL.	Requirements and remarks
200	Butt welds, transverse loaded				
211		Transverse loaded butt weld (X-groove or V-groove) ground flush to plate, 100 % NDT	112	45	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment <5 % of plate thickness Proved free from significant defects by appropriate NDT
212		Transverse butt weld made in shop in flat position, NDT weld reinforcement <0.1 A thickness	90	36	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment <5 % of plate thickness
213		Transverse butt weld not satisfying conditions of 212, NDT Al.: Butt weld with toe angle ≤ 50° Butt welds with toe angle > 50°	80	32 25	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment <10 % of plate thickness
214		Transverse butt weld, welded on non-fusible temporary backing, root crack	80	28	Backing removed, root visually inspected Misalignment <10 % of plate thickness
215		Transverse butt weld on permanent backing bar	71	25	Misalignment <10 % of plate thickness
216		Transverse butt welds welded from one side without backing bar, full penetration Root checked by appropriate NDT including visual inspection NDT without visual inspection No NDT	71 63 36	28 20 12	Misalignment <10 % of plate thickness


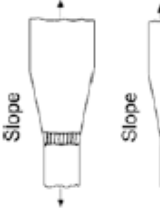
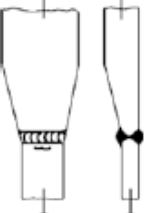
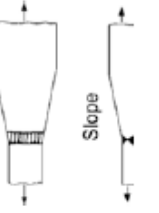
(continued)

Figura 9-2 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

3.2 Fatigue Resistance of Classified Structural Details

45



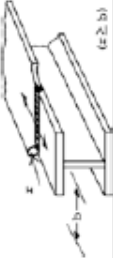

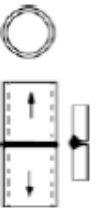
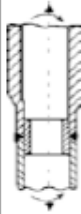
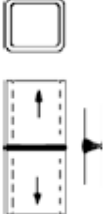
Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
217		Transverse partial penetration butt weld, analysis based on stress in weld throat sectional area, weld overflow not to be taken into account	36	12	The detail is not recommended for fatigue loaded members Assessment by notch stress or fracture mechanics is preferred
221		Transverse butt weld ground flush, NDT, with transition in thickness and width Slope 1:5 Slope 1:3 Slope 1:2	112 100 90	45 40 32	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of loading. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges to be ground flush in direction of stress Misalignment due to deliberate thickness step to be considered, see Sect. 3.8.2. Additional misalignment due to fabrication imperfection < 5 % of plate thickness
222		Transverse butt weld made in shop, welded in flat position, weld profile controlled, NDT, with transition in thickness and width: Slope 1:5 Slope 1:3 Slope 1:2	90 80 72	32 28 25	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress Misalignment due to deliberate thickness step to be considered, see Sect. 3.8.2. Additional misalignment due to fabrication imperfection < 5 % of plate thickness
223		Transverse butt weld, NDT, with transition on thickness and width Slope 1:5 Slope 1:3 Slope 1:2	80 71 63	25 22 20	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress Misalignment due to deliberate thickness step to be considered, see Sect. 3.8.2. Additional misalignment due to fabrication imperfection < 10 % of plate thickness

(continued)

Figura 9-3 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Table 3.1 (continued)

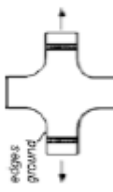
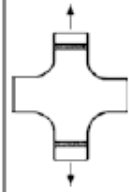
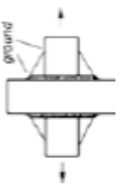
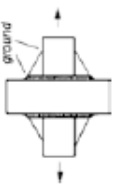

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
224		Transverse butt weld, different thicknesses without transition, centres aligned In cases, where weld profile is equivalent to a moderate slope transition, see no. 222	71	22	Misalignment < 10 % of plate thickness If centers are deliberately misaligned, this misalignment has to be considered, see Sect. 3.8.2
225		Three plate connection, potential cracking from root	71	22	Misalignment < 10 % of plate thickness
226		Transverse butt weld flange splice in built-up section welded prior to the assembly, ground flush, with radius transition, NDT	100	40	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress
231		Transverse butt weld splice in rolled section or bar besides flats, ground flush, NDT	80	28	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress
232		Transverse butt weld splice in circular hollow section, welded from one side, full penetration, potential failure from root root inspected by NDT no NDT	71 36	28 12	Welded in flat position Axial misalignment < 5 % of wall thickness
233		Tubular joint with permanent backing	71	28	Full penetration weld
234		Transverse butt weld splice in rectangular hollow section, welded from one side, full penetration, root crack root inspected by NDT, t >= 8 mm root inspected by NDT, t < 8 mm no NDT	71 56 36	28 25 12	Welded in flat position

(continued)

Figura 9-4 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

3.2 Fatigue Resistance of Classified Structural Details








47

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
241		Transverse butt weld ground flush, weld ends and radius ground, 100 % NDT at crossing flanges, radius transition	100	40	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress
242		Transverse butt weld made in shop at flat position, weld profile controlled, NDT, at crossing flanges, radius transition	90	36	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress Welded from both sides. Misalignment < 5 % of plate thickness
243		Transverse butt weld at intersecting flange, weld ground flush, NDT, at crossing flanges with welded triangular transition plates, weld ends ground Crack starting at butt weld For crack of continuous flange see details 525 and 526	80	32	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Plate edges ground flush in direction of stress Welded from both sides. Misalignment < 10 % of plate thickness
244		Transverse butt weld at intersecting flange, NDT, at crossing flanges, with welded triangular transition plates, weld ends ground Crack starting at butt weld For crack of continuous flange see details 525 and 526	71	28	Plate edges ground flush in direction of stress Welded from both sides. Misalignment < 10 % of plate thickness
245		Transverse butt weld at intersecting flange Crack starting at butt weld For crack of continuous flange see details 525 and 526	50	20	Welded from both sides. Misalignment < 10 % of plate thickness

(continued)

Figura 9-5 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Table 3.1 (continued)

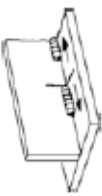

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
Longitudinal load-carrying welds					
300		Automatic longitudinal seam welds without stop/start positions in hollow sections with stop/start positions	125	50	
311		Automatic longitudinal seam welds without stop/start positions in hollow sections with stop/start positions	90	36	
312		Longitudinal butt weld, both sides ground flush parallel to load direction, or continuous automatic longitudinal butt weld without start/stop positions proved free from significant defects by appropriate NDT	125	50	
313		Longitudinal butt weld, without stop/start positions, NDT with stop/start positions	112	45	
321		Continuous automatic longitudinal fully penetrated K-butt weld without stop/start positions (based on stress range in flange) NDT	90	36	No stop-start position is permitted except when the repair is performed by a specialist and inspection is carried out to verify the proper execution of the weld
322		Continuous automatic longitudinal double sided fillet weld without stop/start positions (based on stress range in flange)	112	45	
323		Continuous manual longitudinal fillet or butt weld (based on stress range in flange)	90	36	

(continued)

Figura 9-6 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

3.2 Fatigue Resistance of Classified Structural Details

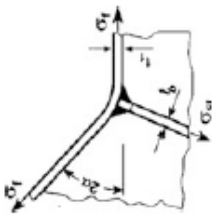
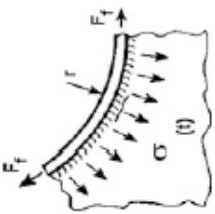
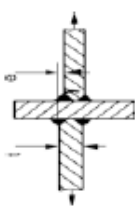
Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
324		Intermittent longitudinal fillet weld (based on normal stress in flange σ and shear stress in web τ at weld ends) $\tau/\sigma = 0$ 0.0-0.2 0.2-0.3 0.3-0.4 0.4-0.5 0.5-0.6 0.6-0.7 >0.7	80 71 63 56 50 45 40 36	32 28 25 22 20 18 16 14	Analysis based on normal stress in flange and shear stress in web at weld ends Representation by formula: Steel: FAT = $80 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 36 Alum.: FAT = $32 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 14
325		Longitudinal butt weld, fillet weld or intermittent weld with cope holes (based on normal stress in flange σ and shear stress in web τ at weld ends), cope holes not higher than 40 % of web $\tau/\sigma = 0$ 0.0-0.2 0.2-0.3 0.3-0.4 0.4-0.5 0.5-0.6 >0.6	71 63 56 50 45 40 36	28 25 22 20 18 16 14	Analysis based on normal stress in flange and shear stress in web at weld ends Representation by formula: Steel: FAT = $71 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 36 Alum.: FAT = $28 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 14

(continued)

Figura 9-7 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

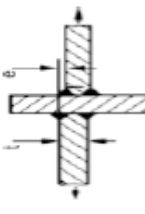
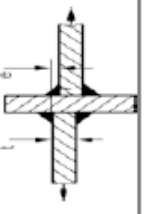
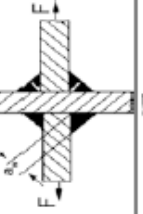
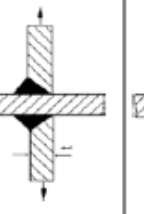
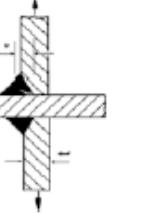
Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
331		Joint at stiffener knuckle of a flange to be assessed according to no. 411-414, depending on type of joint Stress in stiffener plate: $\sigma = \sigma_f \cdot \frac{A_f}{\sum A_{st}} \cdot 2 \cdot \sin \alpha$ $A_f = \text{area of flange}$ $A_{st} = \text{area of stiffener}$ Stress in weld throat: $\sigma = \sigma_f \cdot \frac{A_f}{\sum A_w} \cdot 2 \cdot \sin \alpha$ $A_w = \text{area of weld throat}$	—	—	
332		Unstiffened curved flange to web joint, to be assessed according to no. 411-414, depending on type of joint Stress in web plate: $\sigma = \frac{F_f \cdot r}{r \cdot t}$ Stress in weld throat: $\sigma = \frac{F_f \cdot \sum a}{r \cdot \sum a}$ F_f axial force in flange t thickness of web plate a weld throat	—	—	The resulting force of F_r -left and F_r -right will bend the flange perpendicular to the plane of main loading. In order to minimize this additional stressing of the welds, it is recommended to minimize the width and to maximize the thickness of the flange Stress parallel to the weld is to be considered. For additional shear, principal stress in web is to be considered (see 321-323)
400	Cruciform joints and/or T-joints				
411		Cruciform joint or T-joint, K-butt welds, full penetration, weld toes ground, potential failure from weld toe Single sided T-joints	80	28	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing Misalignment < 15 % of primary plate thickness in cruciform joints

(continued)

Figura 9-8 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

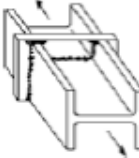
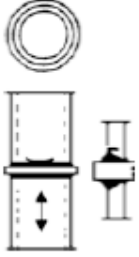
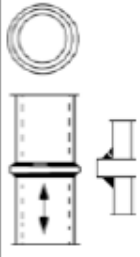
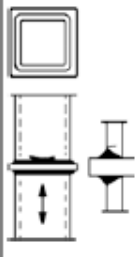
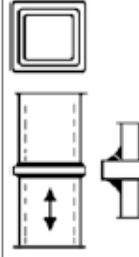
3.2 Fatigue Resistance of Classified Structural Details

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT AL.	Requirements and remarks
412		Cruciform joint or T-joint, K-butt welds, full penetration, potential failure from weld toe Single sided T-joints	71 80	25 28	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing Misalignment < 15 % of primary plate thickness in cruciform joints
413		Cruciform joint or T-joint, fillet welds or partial penetration K-butt welds, potential failure from weld toe Single sided T-joints	63 71	22 25	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing Misalignment < 15 % of primary plate thickness in cruciform joints Also to be assessed as 414
414		Cruciform joint or T-joint, fillet welds or partial penetration K-butt welds including toe ground failure from weld root For a/t <= 1/3	36 40	12 14	Analysis based on stress in weld throat $\sigma_w = F / \sum (a_w \cdot l)$ l = length of weld, a _w = load carrying weld throat. Also to be assessed as 413
415		Cruciform joint or T-joint, single-sided arc or laser beam welded V-butt weld, full penetration, potential failure from weld toe. Full penetration checked by inspection of root If root is not inspected, then root crack	71 36	25 12	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing Misalignment < 15 % of primary plate thickness in cruciform joints
416		Cruciform joint or T-joint, single-sided arc welded fillet or partial penetration Y-butt weld, no lamellar tearing, misalignment of plates e < 0.15 · t, stress at weld root. Penetration verified Attention: Bending by eccentricity e must be considered!	71	25	Analysis based on axial and bending stress in weld throat. Eccentricity e to be considered in analysis. Stress at weld root: $\Delta \sigma_{w, root} = \Delta \sigma_{w, nom} \cdot (1 + 6e/a)$ e = eccentricity between midpoints plate and weld throat a (inclusive penetration), rotated into vertical leg plane using root tip as pivot An analysis by effective notch stress procedure is recommended

(continued)

Figura 9-9 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
421		Splice of rolled section with intermediate plate, fillet welds, potential failure from weld root	36	12	Analysis based on stress in weld throat
422		Splice of circular hollow section with intermediate plate, single-sided butt weld, potential failure from toe wall thickness > 8 mm wall thickness < 8 mm	56 50	22 20	NDT of welds in order to ensure full root penetration
423		Splice of circular hollow section with intermediate plate, fillet weld, potential failure from root Analysis based on stress in weld throat wall thickness > 8 mm wall thickness < 8 mm	45 40	16 14	
424		Splice of rectangular hollow section, single-sided butt weld, potential failure from toe wall thickness > 8 mm wall thickness < 8 mm	50 45	20 18	NDT of welds in order to ensure full root penetration
425		Splice of rectangular hollow section with intermediate plate, fillet welds, potential failure from root wall thickness > 8 mm wall thickness < 8 mm	40 36	16 14	

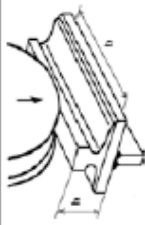

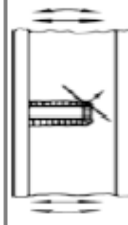
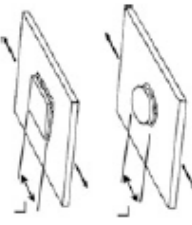
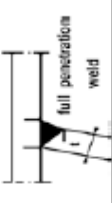
(continued)

Figura 9-10 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

3.2 Fatigue Resistance of Classified Structural Details

53

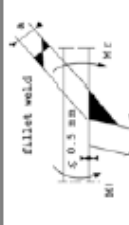
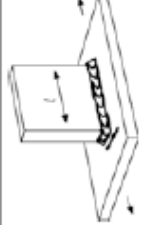
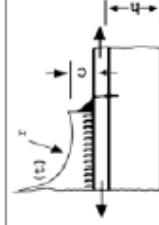
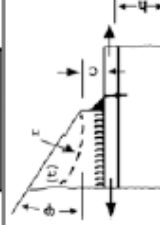
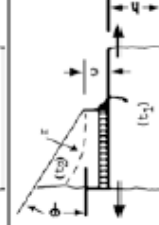
Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
431		Weld connecting web and flange, loaded by a concentrated force in web plane perpendicular to weld. Force distributed on width $b = 2 \cdot h + 50 \text{ mm}$. Assessment according to no. 411–414. A local bending due to eccentric load should be considered	–	–	
500	Non-load-carrying attachments				
511		Transverse non-load-carrying attachment, not thicker than main plate K-butt weld, toe ground Two sided fillets, toe ground Fillet weld(s), as welded thicker than main plate	100 100 80 71	36 36 28 25	Grinding marks normal to weld toe An angular misalignment corresponding to $k_m = 1.2$ is already covered
512		Transverse stiffener welded on girder web or flange, not thicker than main plate K-butt weld, toe ground Two-sided fillets, toe ground fillet weld(s): as welded thicker than main plate	100 100 80 71	36 36 28 25	
513		Non-load-carrying rectangular or circular flat studs, pads or plates $L \leq 50 \text{ mm}$ $L > 50$ and $\leq 150 \text{ mm}$ $L > 150$ and $\leq 300 \text{ mm}$ $L > 300 \text{ mm}$	80 71 63 50	28 25 20 18	
514		Trapezoidal stiffener to deck plate, full penetration butt weld, calculated on basis of stiffener thickness, out of plane bending	71	25	

(continued)

Figura 9-11 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Table 3.1 (continued)




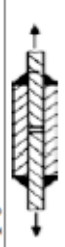
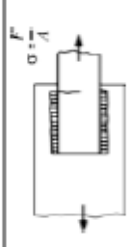
No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
515		Trapezoidal stiffener to deck plate, fillet or partial penetration weld, out of plane bending	71	25	Calculation based on maximum out-of-plane bending stress range in weld throat or stiffener
521		Longitudinal fillet welded gusset of length l . Fillet weld around end $l < 50$ mm $l < 150$ mm $l < 300$ mm $l > 300$ mm	80 71 63 50	28 25 20 18	For gusset on edge: see detail 525 Particularly suitable for assessment on the basis of structural hot spot stress approach
522		Longitudinal fillet welded gusset with radius transition, fillet weld around end and toe ground, $c < 2t$, max 25 mm $r > 150$ mm	90	32	t = thickness of attachment Particularly suitable for assessment on the basis of structural hot spot stress approach
523		Longitudinal fillet welded gusset with smooth transition (sniped end or radius) welded on beam flange or plate, fillet weld around end. $c < 2t$, max 25 mm $r > 0.5h$ $r < 0.5h$ or $\phi > 20^\circ$	71 63	25 20	t = thickness of attachment If attachment thickness $< 1/2$ of base plate thickness, then one step higher allowed (not for welded on profiles!) Particularly suitable for assessment on the basis of structural hot spot stress approach
524		Longitudinal flat side gusset welded on plate edge or beam flange edge, with smooth transition (sniped end or radius), fillet weld around end. $c < 2t_2$, max. 25 mm $r > 0.5h$ $r < 0.5h$ or $\phi > 20^\circ$	50 45	18 16	t = thickness of attachment For $t_2 < 0.7t_1$, FAT rises 12 % Particularly suitable for assessment on the basis of structural hot spot stress approach

(continued)

Figura 9-12 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

3.2 Fatigue Resistance of Classified Structural Details

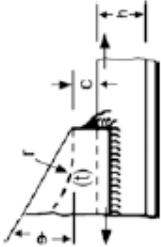

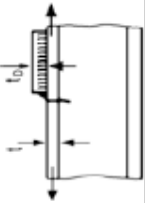
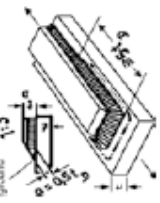
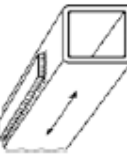
Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
525		In-plane or out-of-plane longitudinal gusset welded to plate or beam flange edge, gusset length l : $l < 150$ mm $l < 300$ mm $l > 300$ mm	50 45 40	18 16 14	For $t_2 < 0.7 t_1$, FAT rises 12 % t_1 is main plate thickness t_2 is gusset thickness
526		Longitudinal flat side gusset welded on edge of plate or beam flange, radius transition ground $r > 150$ or $r/w > 1/3$ $1/6 < r/w < 1/3$ $r/w < 1/6$	90 71 50	36 28 22	Smooth transition radius formed by grinding the weld area in transition in order to remove the weld toe completely. Grinding parallel to stress
531		Circular or rectangular hollow section, fillet welded to another section. Section width parallel to stress direction < 100 mm, else like longitudinal attachment	71	28	Non load-carrying welds. Width parallel to stress direction < 100 mm
600	Lap joints				
611		Transverse loaded lap joint with fillet welds Fatigue of parent metal Fatigue of weld throat	63 45	22 16	Stresses to be calculated in the main plate using a plate width equal to the weld length Buckling avoided by loading or design!
612		Longitudinally loaded lap joint with side fillet welds Fatigue of parent metal Fatigue of weld (calc. on max. weld length of 40 times the throat of the weld)	50 50	18 18	Buckling avoided by loading or design For verification of parent metal, the higher stresses of the two members must be taken

(continued)

Figura 9-13 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Table 3.1 (continued)

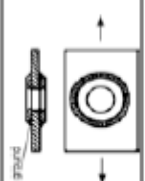

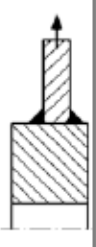
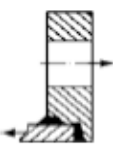

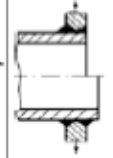

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
613		Lap joint gusset, fillet welded, non-load-carrying, with smooth transition (sniped end with $\phi < 20$ or radius), welded to loaded element $c < 2At$, but $c \leq 25$ mm to flat bar to bulb section to angle section	63 56 50	22 20 18	t = thickness of gusset plate
614		Transverse loaded overlap joint with fillet welds Stress in plate at weld toe (toe crack) Stress in weld throat (root crack)	63 36	22 12	Stresses to be calculated using a plate width equalling the weld length For stress in plate, eccentricity to be considered, as given in chapters 3.8.2 and 6.3 Both failure modes have to be assessed separately
700	Reinforcements				
711		End of long doubling plate on I-beam, welded ends (based on stress range in flange at weld toe) $t_b \leq 0.8 t$ $0.8 t < t_b \leq 1.5 t$ $t_b > 1.5 t$	56 50 45	20 18 16	End zones of single or multiple welded cover plates, with or without transverse welds If the cover plate is wider than the flange, a transverse weld is needed. No undercut at transverse welds
712		End of long doubling plate on beam, reinforced welded ends ground (based on stress range in flange at weld toe) $t_b \leq 0.8 t$ $0.8 t < t_b \leq 1.5 t$ $t_b > 1.5 t$	71 63 56	28 25 22	Grinding parallel to stress direction
721		End of reinforcement plate on rectangular hollow section wall thickness: $t < 25$ mm	50	20	No undercut at transverse weld!

(continued)

Figura 9-14 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

3.2 Fatigue Resistance of Classified Structural Details

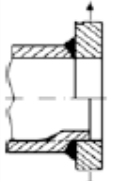
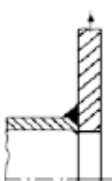
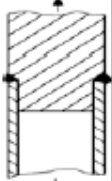
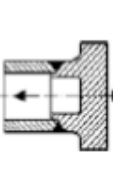
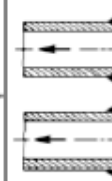
Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
731		Fillet welded reinforcements Toe ground As welded	80 71	32 25	Grinding in direction of stress! Analysis based on modified nominal stress, however, structural hot spot stress approach recommended
800	Flanges, branches and nozzles				
811		Stiff block flange, full penetration weld	71	25	
812		Stiff block flange, partial penetration or fillet weld toe crack in plate root crack in weld throat	63 36	22 12	
821		Flat flange with > 80 % full penetration butt welds, modified nominal stress in pipe, toe crack	71	25	Assessment by structural hot spot is recommended
822		Fillet welded pipe to flat flange joint. Potential fatigue failure from weld toe in pipe	63	22	Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended
831		Tubular branch or pipe penetrating a plate, K-butt welds	80	28	If diameter > 50 mm, stress concentration of cutout has to be considered Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended
832		Tubular branch or pipe penetrating a plate, fillet welds. Toe cracks Root cracks (analysis based on stress in weld throat)	71 36	25 12	If diameter > 50 mm, stress concentration of cutout has to be considered Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended

(continued)

Figura 9-15 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
841		Nozzle welded on plate, root pass removed by drilling	71	25	If diameter >50 mm, stress concentration of cutout has to be considered Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended
842		Nozzle welded on pipe, root pass as welded	63	22	If diameter > 50 mm, stress concentration of cutout has to be considered Analysis based on modified nominal stress. However, structural hot spot stress recommended
900	Tubular joints				
911		But welded circular tube or pipe to solid bar joint. Potential fatigue failure from weld toe or root in tube or pipe	63	22	Analysis based on stress in tube or pipe Full penetration of weld to solid has is required
912		Butt welded joint between circular tube or pipe and flange with integral backing. Potential fatigue failure from weld root	63	22	Analysis based on stress in tube or pipe Full penetration of weld to solid has is required
913		Fillet or partial penetration welded joint between circular tube or pipe and flange. Potential fatigue failure from weld root	50	18	Impairment of inspection of root cracks by NDT may be compensated by adequate safety considerations (see Sect. 3.5) or by downgrading by two FAT classes

(continued)

Figura 9-16 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

3.2 Fatigue Resistance of Classified Structural Details

Table 3.1 (continued)


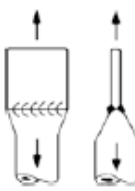
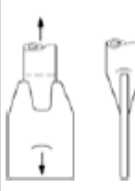
No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
921		Circular hollow section with welded on disc, potential fatigue failure from toe in hollow section K-butt weld, toe ground Fillet weld, toe ground Fillet welds, as welded	90 90 71	32 32 25	
931		Tube-plate joint, tubes flattened, butt weld (X-groove) Tube diameter < 200 mm and plate thickness < 20 mm	63	18	
932		Tube-plate joint, tube slitted and welded to plate tube diameter < 200 mm and plate thickness < 20 mm tube diameter > 200 mm or plate thickness > 20 mm	63 45	18 14	

Figura 9-17 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Table 3.2 Fatigue resistance values for structural details on the basis of shear stress

No	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.
1	Parent metal or full penetration butt weld; m = 5 down to 1E8 cycles	100	36
2	Fillet weld or partial penetration butt weld; m = 5 down to 1E8 cycles	80	28

Figura 9-18 Valores de resistencia a fatiga para distintos tipos de soldadura, cortesía de (Hobbacher, 1996)

Ajustes prácticos para soldadura TIG

Parámetros típicos para soldadura TIG con máquinas de soldar no pulsadas

Juntas a tope (posición PA)



Espesor del metal (mm)	Diámetro del electrodo (mm)	Diámetro de la varilla de aportación (mm)	Intensidad de soldadura (A)	Caudal del gas de protección (l/min)
------------------------	-----------------------------	---	-----------------------------	--------------------------------------

Aluminio - corriente alterna - electrodo dopado con zirconio

2,0	2,4	1,6	60 - 80	6
3,0	3,2	2,4	125 - 145	7
5,0	4,0	3,2	180 - 220	10
6,0	4,8	4,8	235 - 275	12

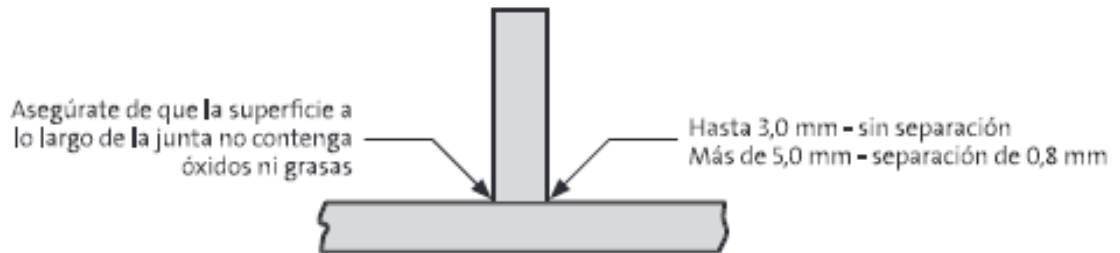
Acero inoxidable - corriente continua - electrodo negativo - electrodo dopado con lantano

2,0	1,6	1,6	60 - 70	5
3,0	2,4	2,4	70 - 95	6
5,0	2,4	3,2	100 - 120	7
6,0	3,2	4,0	135 - 160	8

Acero al carbono - corriente continua - electrodo negativo - electrodo dopado con lantano

2,0	1,6	1,6	60 - 70	5
3,0	2,4	2,4	75 - 95	6
5,0	2,4	3,2	110 - 130	7
6,0	3,2	4,8	155 - 175	8

Juntas en T - soldaduras en ángulo (posición PB)



Espesor del metal (mm)	Diámetro del electrodo (mm)	Diámetro de la varilla de aportación (mm)	Intensidad de soldadura (A)	Caudal del gas para el proceso de soldadura (l/min)
------------------------	-----------------------------	---	-----------------------------	---

Aluminio - corriente alterna - electrodo dopado con zirconio

2,0	2,4	1,6	60 - 80	5
3,0	3,2	2,4	125 - 145	6
5,0	3,2 o 4,0	3,2	195 - 230	7
6,0	4,0 o 4,8	4,8	260 - 295	10

Acero inoxidable - corriente continua - electrodo negativo - electrodo dopado con lantano

2,0	1,6	1,6	50 - 70	5
3,0	2,4	2,4	85 - 105	5
5,0	2,4	3,2	120 - 145	6
6,0	3,2	4,0	165 - 180	7

Acero al carbono - corriente continua - electrodo negativo - electrodo dopado con lantano

2,0	1,6	1,6	50 - 70	5
3,0	2,4	2,4	90 - 120	5
5,0	2,4	3,2	135 - 175	6
6,0	3,2	4,8	170 - 200	7

Figura 9-20 Parámetros para soldadura TIG, cortesía de (Carburos Metálicos, 2018)