

Trabajo Fin de Máster

Diseño, simulación por elementos finitos y
optimización del bastidor de una grúa hidráulica
articulada sobre camión

Design, finite element simulation and optimization of
a base from an hydraulic articulated truck-mounted
crane

Autor/es

Francisco Javier Pérez Górriz

Director/es

Óscar Paseta Martínez

EINA
2021/2022

RESUMEN

Este Trabajo de Fin de Máster tiene como objetivo el rediseño del bastidor de una grúa hidráulica articulada montada sobre camión, definir su estado tensional y optimizarlo. Primero se determinarán las normativas aplicables al proyecto, se fijarán las cargas a utilizar y se realizará el modelo de Elementos Finitos del bastidor.

El modelo de Elementos Finitos del bastidor actual nos indicará cuáles son sus puntos débiles. Modificaremos el modelo 3D del bastidor optimizando su diseño y eliminando los problemas del original. Una vez validado este modelo, se buscará un cambio más disruptivo sobre el bastidor diseñado, suprimiendo uno de los componentes que históricamente ha sido indispensable en los bastidores de grúas montadas sobre camión, se eliminará el apoyo oscilante. Eliminar este componente nos permitirá repartir mejor las cargas a las que es sometido el bastidor creando una estructura más resistente. Esto nos permitirá crear una estructura más optimizada para los requerimientos del mercado actual.

ÍNDICE

Tabla de contenido

1.	INTRODUCCIÓN	8
2.	OBJETIVOS Y ALCANCE.....	11
3.	NORMATIVA APLICABLE	13
4.	MODELO DE ELEMENTOS FINITOS	14
4.1.	Mallado, materiales, contactos y condiciones de contorno del modelo	14
4.2.	Definición de cargas	16
5.	ANÁLISIS DE LOS MODELOS.....	20
5.1.	Base actual con oscilante.....	20
5.1.1.	Cálculo en estático.....	20
5.1.2.	Calculo a fatiga	22
5.2.	Base nueva con apoyo oscilante	26
5.2.1.	Cálculo en estático.....	28
5.2.2.	Cálculo a fatiga	29
5.3.	Base nueva sin apoyo oscilante	31
5.3.1.	Cálculo en estático.....	32
5.3.2.	Cálculo a fatiga	34
6.	CONCLUSIONES	36
7.	DESARROLLO FUTURO.....	38
8.	BIBLIOGRAFÍA.....	39
	ANEXO I, Grupo HIAB.....	40
	ANEXO II, Control Electrónico	49
	ANEXO III, Resultados ANSYS	50

Tabla de ilustraciones

Ilustración 1, Grúa HIAB 638X plegada [1]	8
Ilustración 2, Grúa HIAB 638X desplegada [1].....	9
Ilustración 3, Grúa HIAB 638X con las principales partes identificadas [1]	9
Ilustración 4, Base actual de la grúa HIAB 638X con sus partes indicadas.....	10
Ilustración 5, Detalle de las cargas aplicadas sobre la base y de los elementos BEAM	15
Ilustración 6, Combinaciones de cargas y sus mayoraciones indicadas en la EN 12999 [4].....	16
Ilustración 7, Tablas extraídas de la norma EN 12999 [4] sobre los coeficientes dinámicos.....	17
Ilustración 8, Tabla extraída de la norma EN 13001-3-1 [3] sobre resistencia de los tornillos y sus calidades	18
Ilustración 9, Tabla extraída de la norma EN 13001-3-1 [3] sobre factores de deslizamiento de uniones roscadas	19
Ilustración 10, Detalle sobre el oscilante de la Ilustración 10	21
Ilustración 11, Tabla extraída de la norma sobre el parámetro de historia de tensiones [3].....	24
Ilustración 12, Tabla extraída de la DD001 [5] sobre las clase S	24
Ilustración 13, Tabla extraída de la norma sobre el factor de resistencia a fatiga [3] 25	
Ilustración 14, Detalle de las tensiones de Von Mises sobre el oscilante de la ilustración 36.....	28
Ilustración 15, Detalle de las tensiones de Von Mises en el cajón	33
Ilustración 16, Grúa forestal Loglift	40
Ilustración 17, Grúa de reciclaje de Jonsered	40
Ilustración 18, Cargadora montada en camión de Moffet.....	41
Ilustración 19, Gancho de contenedores de Multilift.....	41
Ilustración 20, Pataforma de Zepro.....	42
Ilustración 21, HIAB T-HiDuo 023.....	43

Ilustración 22, HIAB X-HiDuo 228.....	44
Ilustración 23, HIAB X-HiPro 858.....	44
Ilustración 24, HIAB X-HiPro 1188.....	45
Ilustración 25, HIAB X-HiPro 408.....	45
Ilustración 26, HIAB T-Duo 023	46
Ilustración 27, HIAB K-HiPro 515.....	47
Ilustración 28, HIAB Z-HiPro 191.....	47
Ilustración 29, HIAB S-HiPro 130.....	48
Ilustración 30, Detalle del mallado	50
Ilustración 31, Imagen de la parte del oscilante de las tensiones de Von Mises de la base actual	51
Ilustración 32, Imagen de la zona junto al camión de las tensiones de Von Mises de la base actual	51
Ilustración 33, Imagen inferior de las tensiones de Von Mises de la base actual	52
Ilustración 34, Imagen superior de las tensiones de Von Mises de la base actual ...	52
Ilustración 35, Imagen lateral derecha de las tensiones de Von Mises de la base actual	53
Ilustración 36, Imagen lateral izquierda de las tensiones de Von Mises de la base actual	53
Ilustración 37, Detalle de las tensiones más elevadas de la Ilustración 32	54
Ilustración 38, Detalle de las direcciones principales de las tensiones máximas de la ilustración 37.....	54
Ilustración 39, Detalle de las tensiones elevadas de la ilustración 35	55
Ilustración 40, Detalle de la chapa bajo el zuncho de la base actual	55
Ilustración 41, Detalle del rango de tensiones en la parte delantera la base actual .	56
Ilustración 42, Detalle del rango de tensiones en la parte inferior de la base actual	56
Ilustración 43, Detalle del rango de tensiones en el interior del portacolas de la base actual	57
Ilustración 44, Detalle del rango de tensiones en el zuncho de la base actual.....	57

Ilustración 45, Imagen en la que se muestran las soldaduras de la parte inferior de la base en las que han aparecido grietas de la base actual	58
Ilustración 46, Imagen en la que se muestran la soldadura del zuncho en la cual aparecen grietas de la base actual.....	58
Ilustración 47, Imagen de la parte del oscilante del nuevo diseño	59
Ilustración 48, Imagen de la parte junto al camión del nuevo diseño	59
Ilustración 49, Imagen superior del nuevo diseño	59
Ilustración 50, Imagen inferior del nuevo diseño	60
Ilustración 51, Imagen lateral derecha del nuevo diseño	60
Ilustración 52, Imagen lateral izquierda del nuevo diseño.....	61
Ilustración 53, Imagen de la parte del oscilante de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño	61
Ilustración 54, Imagen de la parte de cercana a la cabina de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño.....	62
Ilustración 55, Imagen lateral izquierda de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño	62
Ilustración 56, Imagen lateral derecha de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño	63
Ilustración 57, Imagen de la parte superior de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño	63
Ilustración 58, Imagen de la parte inferior de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño	64
Ilustración 59, Detalle de las tensiones de Von Mises sobre la parte cercana a la cabina de la ilustración 38	64
Ilustración 60, Detalle de las tensiones de Von Mises en el interior del portacolas ..	65
Ilustración 61, Detalle del rango de tensiones del apoyo oscilante del nuevo diseño	65
Ilustración 62, Detalle del rango de tensiones en el interior del portacolas del nuevo diseño	66
Ilustración 63, Detalle del rango de tensiones sobre la parte inferior del nuevo diseño	66

Ilustración 64, Detalle del rango de tensiones en la parte del zuncho del nuevo diseño	67
Ilustración 65, Detalle del rango de tensiones en la parte cercana a la cabina del nuevo diseño	67
Ilustración 66, Detalle del rango de tensiones en la parte de la envolvente del nuevo diseño	68
Ilustración 67, Imagen de la parte del oscilante del diseño sin oscilante.....	69
Ilustración 68, Imagen de la parte junto al camión del diseño sin oscilante	69
Ilustración 69, Imagen superior de la base del diseño sin oscilante.....	69
Ilustración 70, Imagen inferior de la base del diseño sin oscilante.....	70
Ilustración 71, Imagen lateral derecha de la base del diseño sin oscilante	70
Ilustración 72, Imagen lateral izquierda de la base del diseño sin oscilante.....	71
Ilustración 73, Imagen de la parte del oscilante de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante.....	71
Ilustración 74, Imagen de la parte de cercana a la cabina de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante.....	72
Ilustración 75, Imagen superior de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante	72
Ilustración 76, Imagen inferior de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante	72
Ilustración 77, Imagen lateral derecha de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante.....	73
Ilustración 78, Imagen lateral izquierda de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante.....	73
Ilustración 79, Detalle de las tensiones de Von Mises de la zona del brazo	74
Ilustración 80, Detalle de las tensiones en la zona del submodelado	74
Ilustración 81, Conjunto de imágenes del modelado de las soldaduras con radios de 1 milímetro según indica el método Effective Notch Method en la norma EN 13001-3-1 [5]...	75
Ilustración 82, Detalle 1 de las tensiones de Von Mises en la soldadura del submodelado	76
Ilustración 83 Detalle 2 de las tensiones de Von Mises en la soldadura del submodelado	76

Ilustración 84, Detalle de las tensiones de Von Mises de la parte del zuncho del diseño sin oscilante	77
Ilustración 85, Detalle de las tensiones en el radio del chapón y en la tapa del brazo	77
Ilustración 86, Detalle de las tensiones bajo el zuncho	78
Ilustración 87, Detalle del rango de tensiones de la parte del zuncho del diseño sin oscilante.....	78
Ilustración 88, Detalle del rango de tensiones de la parte interior del portacolas del diseño sin oscilante.....	79
Ilustración 89, Detalle del rango de tensiones de la tapa del brazo del diseño sin oscilante.....	80
Ilustración 90, Detalle del rango de tensiones del brazo del diseño sin oscilante	81
Ilustración 91, Detalle del rango de tensiones del cajón del diseño sin oscilante	81

Tablas

Tabla 1, Esfuerzos estáticos tomados de XJumbo	17
Tabla 2, Esfuerzos a fatiga tomados de XJumbo.....	18

1. INTRODUCCIÓN

El presente proyecto tiene como objeto rediseñar el bastidor de una grúa hidráulica articulada con la finalidad de simplificar su fabricación y montaje, e implementar cambios que mejoren su vida a fatiga y soporte las cargas estáticas.

El proyecto se ha realizado para la empresa HIAB Cranes S.L., perteneciente al grupo Cargotec. Dentro de HIAB se engloban empresas dedicadas a grúas forestales como Loglift y Jonsered, grúas de reciclaje como Jonsered, carretillas sobre camión como Moffet, elevadores de gancho como Multilift, trampillas elevadoras como Zepro y grúas de carga como HIAB y Effer.

Las grúas HIAB articuladas montadas sobre camión se clasifican por su capacidad y su geometría, se fabrican grúas ligeras, medias, pesadas y superpesadas. La fábrica de Zaragoza se centra en el diseño y fabricación de las pesadas. A su vez la clasificación según su geometría nos deja las grúas tipo X, Z, S, T y K.

En el **ANEXO I, Grupo HIAB**, podemos ver ejemplos de los productos realizados por cada una de las compañías del grupo y, de forma más específica, sobre grúas, ejemplificando en las diferentes capacidades y geometrías.

La grúa sobre la cual se va a desarrollar este trabajo es la HIAB X-HiPro 638, cuyo bastidor es compartido con otro modelo, la HIAB X-HiPro 658. Es una grúa articulada de tipo X, que son grúas con columna y brazo primero alineado y brazo segundo desalineado con respecto a estos componentes estructurales, lo que le permite plegarse en un espacio muy reducido. Esto las hace ideales para montar sobre camión, ya que su compactidad resta un mínimo espacio de carga al mismo, permitiendo que dicho camión sobre el que va montada sea capaz de transportar carga. La grúa plegada y desplegada se muestra en las imágenes que aparecen a continuación, *Ilustración 1* e *Ilustración 2*.



Ilustración 1, Grúa HIAB 638X plegada [1]



Ilustración 2, Grúa HIAB 638X desplegada [1]

Las principales partes que conforman la grúa se muestran en la siguiente imagen, *Ilustración 3*, en la que se muestra indicado el nombre de cada una de ellas.



Ilustración 3, Grúa HIAB 638X con las principales partes identificadas [1]

Dado que nos vamos a centrar en la base de la grúa, deberemos conocer con más detalle cuales son los elementos que la forman, los cuales podemos observar indicados en la siguiente *Ilustración 4*.

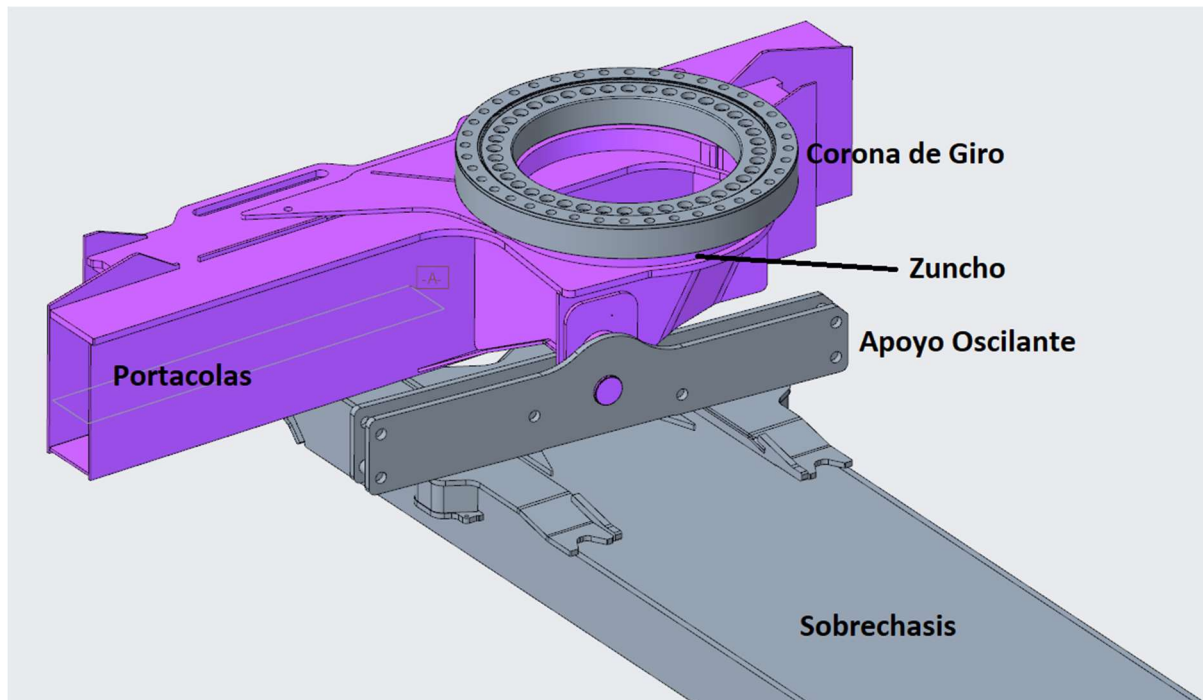


Ilustración 4, Base actual de la grúa HIAB 638X con sus partes indicadas

El sistema hidráulico (cilindros y motores) es el responsable de todos los movimientos, el giro de la grúa, el accionamiento de las extensiones de estabilizadores la elevación de los brazos primero y segundo y de la posición de las extensiones. En caso de necesitar más tomas hidráulicas para accesorios también se equipan. La grúa puede requerir de estabilizadores auxiliares, toma hidráulica para utillajes o un JIB.

La mayoría de las grúas poseen un control electrónico que nos garantiza tanto seguridad durante el tiempo de operación como funcionalidades extras que ayudan a la realización de los trabajos. Estos sistemas toman los datos necesarios de sensores de presión en los cilindros Se detallan estos sistemas en el **ANEXO II, Control electrónico**.

Centrándonos en el modelo X-HIPRO 638 sobre el cual va a tratar el proyecto, es una grúa que lleva años en venta y todos sus componentes fueron probados cuando fueron diseñados, pero la constante evolución de la forma de uso y aplicaciones de la grúa hacen necesarias mejoras en ciertos componentes. En el caso de esta grúa, la forma en la que es utilizada ha cambiado, el uso que se le da es más exigente que cuando fue concebida, y, por tanto, necesita un rediseño de su base.

2. OBJETIVOS Y ALCANCE

El proyecto tiene como objetivo el rediseño de la base de la grúa X-HIPRO 638 para optimizarla y adaptarla a los nuevos modos de usarla. También se puede usar esta base para un futuro nuevo modelo de grúa con una capacidad ligeramente superior.

Esta optimización del bastidor de la grúa nos permitirá la reducción de costes, reducción del consumo de acero, minimizar el uso de aceros de ultra alta resistencia, crear un diseño que facilite su fabricación y montaje y reducir el número de referencias para almacenaje.

En un primer lugar, se realizará el análisis de la base actual, la cual es un diseño antiguo que no se ha estudiado nunca mediante un software de Elementos Finitos y solo ha sido validada por pruebas a fatiga y a sobrecarga. Las grúas han ido creciendo en capacidad con los años y los procesos de fabricación de todos los componentes se han ido modificando, lo que nos da cierta incertidumbre por este componente que no ha sido modificado. Recientemente se ha observado la aparición de grietas en diferentes puntos de la base, las cuales casi siempre han aparecido una vez se ha superado la vida útil del producto o cerca de ella, pero aun así es un punto claro para mejorar, ya que la calidad percibida por el cliente se ve reducida, aunque no hayan sido críticas para la estabilidad estructural de la grúa.

Conociendo las tensiones y los puntos críticos a eliminar, que serán aquellos en los que se han localizado grietas, los pliegues de las chapas, las entallas debidas al diseño y las soldaduras, se realizarán las modificaciones necesarias obteniendo el segundo modelo.

Sobre el segundo modelo, una vez se hayan resuelto los problemas causantes de la aparición de grietas, se pasará a la simplificación de la base apoyándonos en la rigidez que da al conjunto de camión y grúa con nuestro sobrechasis. Esta modificación busca eliminar el apoyo oscilante de la base, elemento que mediante un eje de giro se encarga de liberar el esfuerzo a torsión del chasis del camión. Dado que nuestro sobrechasis está diseñado para soportar dicho esfuerzo podemos cargarlo con esta torsión simplificando la fabricación de la base.

Con los tres modelos de Elementos Finitos podemos comparar las tensiones producidas en ellos, tomando como puntos de referencia el primero con respecto al segundo y el segundo con respecto al tercero, para ver las mejoras progresivas entre los distintos modelos.

Para el análisis mediante Elementos Finitos se utiliza el software ANSYS Mechanical. Para facilitar su análisis deberemos de preparar la geometría del diseño actual en PTC Creo Parametric, simplificándola dentro de lo posible y dejando solo aquellos componentes estructurales. Los nuevos diseños también se han desarrollado con PTC Creo. Las cargas a aplicar se extraerán del software de cálculo cinemático-resistente de desarrollo propio de HIAB XJumbo. Para el diseño de otros elementos como extensiones o brazos de la grúa usaríamos este programa, ya que realiza un cálculo por secciones de los componentes utilizando la teoría de vigas, pero para la base dada su geometría y complejidad no es viable hacerlo de esta manera. Todavía no se ha implementado en el software un sistema válido de cálculo para bases de grúa.

A la hora de diseñar se tendrá en cuenta que esta base es el único componente de la grúa que cambiará, garantizando que es intercambiable con la base actual, por lo tanto, todos los anclajes de la hidráulica y la electrónica se mantendrán de la misma forma y posición que en la base actual. Además de estos requerimientos tampoco se pueden ampliar las cotas de la grúa plegada y los anclajes han de ubicarse en los mismos puntos marcados por el sobrechasis, de este modo, en caso de ser necesario sustituir una de las bases actuales por una nueva se podrá realizar sin ser necesaria la modificación de la caja del camión.

En principio no se han modelado las soldaduras a excepción de una la cual tenía tensiones más elevadas de lo deseable, y por lo tanto se hizo un estudio en detalle de la zona.

3. NORMATIVA APLICABLE

Los diseños realizados han sido creados de acuerdo a los requisitos que se indican tanto en las normativas europeas 13001-1, 13001-3-1 y 12999 como en las directivas internas de HIAB, las cuales son interpretaciones adaptadas al producto de las propias normativas europeas, basándose en la experiencia adquirida durante años en el diseño de estructura metálica para grúas articuladas hidráulicas.

Las normativas europeas que vamos a aplicar son las siguientes:

- EN 13001-1, Grúas. Requisitos generales de diseño. Principios generales y requisitos. [2]
- EN 13001-3-1, Grúas. Diseño general. Estados límite y prueba de aptitud de las estructuras de acero. [3]
- EN 12999, Grúas. Grúas cargadoras. [4]

Las directivas internas, denominadas Design Directives (DD), que vamos a aplicar serán las siguientes:

- Design Directive 001, Resistencia Estructura de Grúas, Principios para prueba de validación. [5]
- Design Directive 002, Grúas Cargadoras HIAB, Cargas. [6]
- Design Directive 007, Pruebas a Fatiga en Grúas Cargadoras, Procesos de Prueba y Criterios de Aceptación. [7]

Dentro de HIAB también hay una serie de directivas internas que buscan estandarizar los materiales utilizados dentro del grupo empresarial, además de fijar unas especificaciones de calidad elevadas. Estas directivas se denominan C-Standard.

En estas normativas encontraremos las cargas, los coeficientes de seguridad, las hipótesis de cálculo y límites tensionales máximos en estático y a fatiga.

4. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

4.1. Mallado, materiales, contactos y condiciones de contorno del modelo

Para comenzar a trabajar con un modelo de Elementos Finitos necesitaremos procesar la geometría diseñada en 3D eliminando todas aquellas partes no estructurales y simplificando aquellos detalles que no nos vayan a afectar a los resultados. El CAD de la base ha sido diseñado con el software PTC Creo Parametric, que es el que se utiliza en la empresa HIAB. Con este software y con el modelo original se creó un ensamblaje al cual se añadieron los componentes de la grúa adyacentes a la base, ya que aplicando las cargas sobre los componentes que van junto a la base y no directamente sobre la misma se obtiene mayor precisión y realismo en las simulaciones. Los componentes que se añadieron son el sobrechasis, la corona de giro, las pastillas de los estabilizadores y las arandelas de los pernos de anclaje.

La simulación de Elementos Finitos se realizó con ANSYS Mechanical. Este software nos permite importar las geometrías 3D directamente desde otros programas que sean compatibles, en este caso PTC Creo-

Una vez en el WorkBench de ANSYS se creó un modelo Static Structural para obtener las tensiones a las que está sometida la base.

Los aceros que constituyen la base, sobrechasis, corona de giro y arandelas fueron considerados elásticos lineales homogéneos e isotrópos con módulo elástico 210 GPa y coeficiente de Poison 0,3.

La unión de la base con el sobrechasis y la corona de giro se realiza con espárragos roscados y pernos, que se simularán como elementos BEAM del diámetro de los mismos. Sobre estos elementos se aplicaron las pretensiones que deben de tener para asegurar el correcto funcionamiento de la unión y conseguir la vida a fatiga de diseño.

Los contactos entre las chapas son generados por el software automáticamente pero es necesaria su posterior revisión, dado que no todos los elementos van soldados, sino que algunos de los contactos serán por fricción. Dentro de las uniones soldadas el software tiene diferentes modelos de cálculo, utilizando generalmente la formulación MPC.

Del software de cálculo XJumbo obtendremos las reacciones en la base, que son una fuerza y un momento, los cuales aplicaremos sobre el anillo exterior de la corona de giro ya que es la pieza que une la base con la columna. Las reacciones de XJumbo para la base están calculadas en la sección inferior de la columna, ya que este programa no tiene información sobre cómo es la base, por eso lo aplicamos sobre la corona de giro.

Para simular las extensiones de los estabilizadores sin tener que modelarlas e incrementar el número de elementos el modelo de una manera innecesaria, crearemos un punto remoto en la posición donde el estabilizador apoyaría con el suelo unido a la base a través de las pastillas, mediante un elemento BEAM con inercia similar a la de los estabilizadores. Se puede observar la representación en ANSYS de los estabilizadores sobre la *Ilustración 5*.

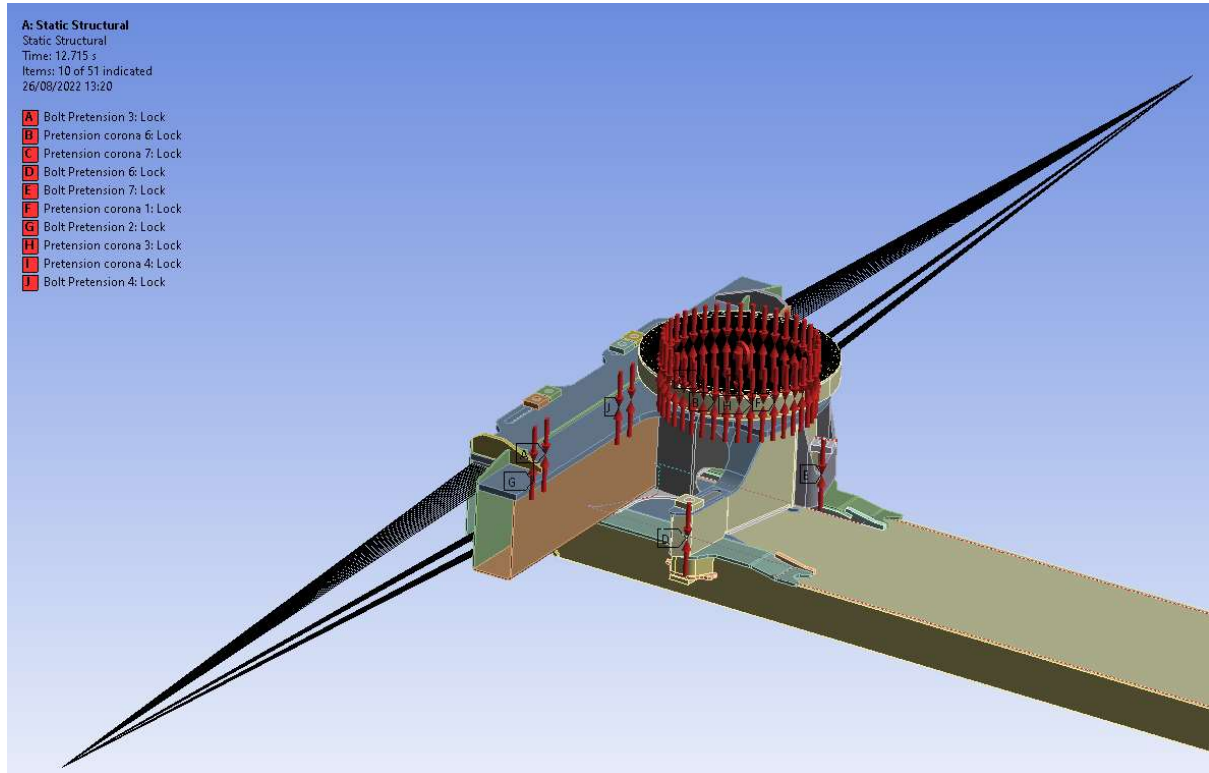


Ilustración 5, Detalle de las cargas aplicadas sobre la base y de los elementos BEAM

Para fijar todo el conjunto a una bancada buscaremos simular el amarre que se realiza durante las pruebas de fatiga, este sujeta de manera rígida el extremo más lejano a la base del sobrechasis a una bancada, dejando la totalidad del conjunto en voladizo. Para replicarlo en ANSYS se restringen los desplazamientos y los giros de la sección del sobrechasis dónde este empezaría a apoyar en el banco.

El mallado de la geometría se intenta hacer en la medida de lo posible mediante hexaedros antes que tetraedros, aunque los elementos más complejos como la corona de giro solo podrán ser mallados por tetraedros. Esta preferencia se debe a que los resultados obtenidos con los tetraedros tienden a darnos una mayor rigidez que los de hexaedros lo que conllevaría un mayor error, si bien todos los tetraedros utilizados son cuadráticos. Para las chapas más finas se utilizaron elementos SOLID SHELL, con formulación SHELL, aunque mallando sólidos.

El mallado de la base se muestra en la *Ilustración 30*, **ANEXO III, Resultados ANSYS**.

Dado que esta grúa gira en los 360° y la base no es simétrica se consideraron las reacciones en la base de la columna en intervalos de giro de 30° obteniendo un total de doce puntos de cálculo con sus doce resultados.

4.2. Definición de cargas

Las cargas que se aplicarán sobre la corona de giro son las reacciones producidas en la sección inferior de la columna de la grúa, estas reacciones son las que calcula XJumbo con la carga de la grúa y los pesos propios. También aplicaremos la pretensión de los pernos que unen la corona de giro a la base y la de los espárragos roscados que la anclan al sobrechasis.

Para la determinación de los esfuerzos para el cálculo estático, la normativa EN 13001 [5] nos indica las diferentes combinaciones de cargas que deberemos estudiar y como se mayorarán cada una de estas cargas en cada caso. Estos datos son los que recoge la siguiente *Ilustración 6*.

Categories of load	Loads		Load comb. A			Load comb. B			Load comb. C			Row
			γ_p	A1	A2	γ_p	B1	B2	γ_p	C1	C3	
Regular	Gravity, Acceleration of lifting drives	Moved masses of the crane	1,22	ϕ_1	ϕ_1	1,16	ϕ_1	ϕ_1	1,1	ϕ_1	1	1
		Mass of the gross load	1,34	ϕ_2	ϕ_3	1,22	ϕ_2	ϕ_3	1,1	ϕ_2	-	2
	Acceleration of slewing drive	Moved masses of the crane	1,22	ϕ_{Sh}	ϕ_{Sh}	1,16	ϕ_{Sh}	ϕ_{Sh}	-	-	-	3
		Mass of the gross load	1,34	ϕ_{Sh}	ϕ_{Sh}	1,22	ϕ_{Sh}	ϕ_{Sh}	-	-	-	4
	Centrifugal loads ^a	Masses of the crane	1,22	1	1	1,16	1	1	-	-	-	5
		Mass of the gross load	1,34	1	1	1,22	1	1	-	-	-	6
Occasional	Climate effects	In service wind ^b	-	-	-	1,22	1	1	-	-	-	7
	Loads due to vessel motion	All masses	-	-	-	1,22	1	1	-	-	-	8
Exceptional	Forces due to one exceptional event		-	-	-	-	-	-	1,1	-	1	9
^a Only centrifugal loads that increase the load effects shall be included.												
^b Forces acting simultaneously with wind forces shall only be applied to such an extent that the drive force in row 3 and row 4 is not exceeded.												

Ilustración 6, Combinaciones de cargas y sus mayoraciones indicadas en la EN 12999 [4]

Las combinaciones que nos muestra la norma tienen en cuenta las acciones de la gravedad, la aceleración en la rotación de la grúa y las fuerzas centrífugas sobre los pesos propios de la grúa y el peso de la carga. Además, para las combinaciones de cargas B1 y B2 tenemos cargas de viento.

Las combinaciones A2 y B2 no nos afectan, puesto que van dirigidas a grúas que tengan cambios abruptos en el peso de sus cargas. La combinación A1 y B1 buscan replicar condiciones de funcionamiento comunes elevando cargas, A1 posee una mayoración de cargas más elevada y B1 añade los efectos del viento. La combinación C1 realiza movimientos simultáneos y C3 representa las pruebas que se realizan a la grúa.

XJumbo nos da los esfuerzos transmitidos a la base para cada combinación de cargas, los más elevados aparecen para la combinación A1. Esta combinación tiene una mayoración de 1,34 para los esfuerzos provenientes de la carga útil y de 1,22 para los provenientes de los pesos propios, aplican los coeficientes dinámicos. Los coeficientes dinámicos se muestran en

la *Ilustración 7*. Dado que la grúa es H1 y HD5, y ϕ_1 es el mínimo entre 1,1, ϕ_2 , ϕ_1 y ϕ_2 es 1,05. La norma EN 12999 [4] nos indica que para trabajo con gancho el factor dinámico ϕ_{5h} será de 1,05.

Hoisting class of appliance	β_2	$\phi_{2,min}$ for HD1 and HD4	$\phi_{2,min}$ for HD5
HC1	0,17	1,05	1,05
HC2	0,34	1,10	1,05

Ilustración 7, Tablas extraídas de la norma EN 12999 [4] sobre los coeficientes dinámicos

Los esfuerzos estáticos obtenidos de XJumbo y que introduciremos a los modelos en ANSYS serán los que parecen reflejados en la siguiente tabla, *Tabla 1*. Las cargas que nos da son una fuerza y un momento, la fuerza se sitúa en el eje vertical hacia el suelo, esta se repartirá entre toda la superficie de contacto que tiene la corona de giro con la columna. El momento máximo que tenemos es de 995 kNm. Para representar las diferentes posiciones en la que va a trabajar la grúa, en los 360° grados de giro que posee se van a hacer 12 divisiones, para ello vamos orientando de 30° en 30° este momento, obteniendo los valores proyectados en los ejes X e Y mostrados en la *Tabla 1*. Estos valores se obtienen multiplicando el momento por el seno y el coseno del ángulo correspondiente. Si se calcula el módulo de ambas componentes de X y Z se obtiene siempre el valor de 995 kNm.

Tabla 1, Esfuerzos estáticos tomados de XJumbo

	F_Y [N]	M_X [Nm]	M_Z [Nm]
1	-89000	995000	0
2	-89000	862000	500000
3	-89000	500000	862000
4	-89000	0	995000
5	-89000	-500000	862000
6	-89000	-862000	500000
7	-89000	-995000	0
8	-89000	-862000	-500000
9	-89000	-500000	-862000
10	-89000	0	-995000
11	-89000	500000	-862000
12	-89000	862000	-500000

Además de los esfuerzos estáticos necesitaremos conocer los esfuerzos a fatiga. Para calcular estos esfuerzos no se mayoran las cargas, aunque si se consideran los coeficientes dinámicos comentados anteriormente. Las tensiones obtenidas en la base fruto de la aplicación de estos esfuerzos junto con el rango de fatiga admisible que calcularemos según la normativa, nos permitirá saber si los diseños de la base son capaces a cumplir los requisitos de vida a fatiga objetivo. Los esfuerzos a fatiga se muestran en la *Tabla 2*.

Tabla 2, Esfuerzos a fatiga tomados de XJumbo

	F_Y [N]	M_X [Nm]	M_Z [Nm]
1	-72300	750000	0
2	-72300	650000	374000
3	-72300	374000	650000
4	-72300	0	750000
5	-72300	-374000	650000
6	-72300	-650000	374000
7	-72300	-750000	0
8	-72300	-650000	-374000
9	-72300	-374000	-650000
10	-72300	0	-750000
11	-72300	374000	-650000
12	-72300	650000	-374000

Lo siguiente que debemos de obtener son las pretensiones de los pernos y espárragos las uniones roscadas. La tensión de precarga aplicada a pernos y espárragos se calculará según indica la norma EN 13001-3-1, esta norma nos indica que la fuerza de precarga en diseño será igual al 70% del producto de la sección del elemento roscado por el valor nominal de su límite elástico.

$$F_{p,d} = 0,7 * f_{yb} * A_s$$

El valor del límite elástico que se toma para este cálculo se obtiene dependiendo de la clase del tornillo. Si es un tornillo 12.9, f_{yb} es el 90% de 1200 MPa de resistencia, pero la norma nos da unos valores para las diferentes calidades de perno iguales o un poco más ajustados que estos que son los que usaremos, una imagen de la tabla de la norma se muestra a continuación en la *Ilustración 8*.

Property class (Bolt grade)	4.6	5.6	8.8		10.9	12.9
			d ≤ 16mm	d > 16mm		
f_{yb} (N/mm ²)	240	300	640	660	940	1100
f_{ub} (N/mm ²)	400	500	800	830	1040	1220

Ilustración 8, Tabla extraída de la norma EN 13001-3-1 [3] sobre resistencia de los tornillos y sus calidades

La sección efectiva también podríamos calcularla conociendo la métrica y el paso, pero no debería de ser necesario puesto que la norma nos da los valores ya calculados en la tabla de la siguiente *Ilustración 9*. En este caso solo necesitaremos calcular manualmente la sección efectiva para 2 de los espárragos que son de métrica 42, y la tabla solo nos indica valores hasta el de métrica 36.

	stress area A_s mm ²	Design preloading force $F_{p,d}$ in kN Bolt material			$\gamma_m = 1,1$ and $\gamma_{ss} = 1,14$											
					Bolt material											
					8.8				10.9				12.9			
					Slip factor :				Slip factor :				Slip factor :			
		8.8	10.9	12.9	0.50	0.40	0.30	0.20	0.50	0.40	0.30	0.20	0.50	0.40	0.30	0.20
M12	84,3	37,8	53,1	63,7	15,1	12,0	9,0	6,0	21,2	16,9	12,7	8,5	25,4	20,3	15,2	10,2
M14	115	51,5	72,5	86,9	20,5	16,4	12,3	8,2	28,9	23,1	17,3	11,6	34,7	27,7	20,8	13,9
M16	157	70,3	98,9	119	28,0	22,4	16,8	11,2	39,4	31,6	23,7	15,8	47,3	37,9	28,4	18,9
M18	192	86,0	121	145	34,3	27,4	20,6	13,7	48,2	38,6	28,9	19,3	57,9	46,3	34,7	23,2
M20	245	110	154	185	43,8	35,0	26,3	17,5	61,5	49,2	36,9	24,6	73,9	59,1	44,3	29,5
M22	303	136	191	229	54,1	43,3	32,5	21,6	76,1	60,9	45,7	30,4	91,3	73,1	54,8	36,5
M24	353	158	222	267	63,1	50,4	37,8	25,2	88,7	70,9	53,2	35,5	106	85,1	63,8	42,6
M27	459	206	289	347	82,0	65,6	49,2	32,8	115	92,2	69,2	46,1	138	111	83,0	55,3
M30	561	251	353	424	100	80,2	60,1	40,1	141	113	84,6	56,4	169	135	101	67,6
M33	694	311	437	525	124	99,2	74,4	49,6	174	139	105	69,7	209	167	126	83,7
M36	817	366	515	618	146	117	87,6	58,4	205	164	123	82,1	246	197	148	98,5

Ilustración 9, Tabla extraída de la norma EN 13001-3-1 [3] sobre factores de deslizamiento de uniones roscadas

De este modo tenemos pernos 12.9 de métrica 24 uniendo la corona de giro a la base, la precarga de cada uno de estos será de 267 kN y los espárragos roscados del portacolas, que son 4 espárragos de métrica 36 y calidad 10.9 tendrán 515 kN.

Los últimos espárragos que nos faltan por determinar su precarga son los de la parte del apoyo oscilante, estos son solo 2 por lo tanto requieren ser de una mayor sección, son espárragos roscados 10.9 de métrica 42. Dado que la normativa no nos da valores de área efectiva para esta métrica deberemos de calcularlo antes de poder obtener la precarga de diseño que se les va a aplicar:

$$D_m = \theta - 0.64953 * \text{paso} = 24 - 0.64953 * 4.5 = 39.07 \text{ mm}$$

$$D_f = \theta - 1.22687 * \text{paso} = 24 - 1.22687 * 4.5 = 36.48 \text{ mm}$$

$$\theta_{efectivo} = \frac{D_m + D_f}{2} = 37.78 \text{ mm}$$

$$A_s = \theta_{efectivo}^2 * \frac{\pi}{4} = 1121 \text{ mm}^2$$

$$F_{p,d} = 0,7 * f_{yb} * A_s = 0.7 * 940 * 1121 = 737618 \text{ N} \approx 738 \text{ kN}$$

En este punto ya hemos definido todas las cargas a las cuales está sometida la estructura metálica, y por tanto podemos continuar con el análisis de los modelos de Elementos Finitos.

5. ANÁLISIS DE LOS MODELOS

5.1. Base actual con oscilante

Para conocer el punto de partida se realizó la simulación por Elementos Finitos de la base actual, tomada como referencia de forma que todas las modificaciones de diseño realizadas se compararon con dicho punto de partida.

5.1.1. Cálculo en estático

Los resultados que se muestran a continuación son las tensiones equivalentes de Von Mises, tomando en cada punto la más elevada obtenida de entre todas las posiciones del giro de la grúa.

Dentro de los estándares HIAB hay aceros de límites elásticos hasta de 1200 MPa, pero por su elevado coste de adquisición, las dificultades que implica conformarlos y su baja soldabilidad se buscó evitar su uso, centrándonos en usar solo acero de máximo 700 MPa de límite elástico. Concretamente, se busca utilizar acero laminado en frío CS700MC que tiene un límite elástico de 700 MPa, los datos sobre este material se recogen en el estándar HIAB C714.002 [8] el cual toma como referencia la normativa europea EN 10149. Dado que este acero no existe en espesores superiores a 15 mm, en caso de ser necesario utilizar algún espesor mayor, como nos sucede en las vigas que forman el apoyo oscilante que son de 20 milímetros de espesor, se utilizará el acero CS690Q, un acero templado y revenido con un límite elástico de 690 MPa. Este acero cumple el estándar HIAB C714.003 [9].

Bajo el cumplimiento de la normativa EN 13001-3-1 [3] deberemos de aplicar un coeficiente de seguridad a los aceros, reduciendo el límite elástico de los mismos al dividirlo por el coeficiente de 1.045 que nos indica la norma. Para calcular el límite tensional con el que comparar las tensiones calculadas tomamos los 690 MPa del CS690Q que aplicando el coeficiente de seguridad se quedan en 660 MPa.

La *Ilustración 31 del ANEXO III, Resultados ANSYS* nos muestra una imagen frontal de las tensiones máximas alcanzadas en la base. Podemos apreciar como las tensiones se acumulan en el apoyo oscilante y en la parte de la base cercana al bulón que une ambas. Para observarla con más detalle en la *Ilustración 10* podemos apreciar como las tensiones máximas alcanzadas no llegan a superar los 660 MPa, salvo en zonas muy pequeñas, en las cuales que hubiese una pequeña plastificación no sería un problema.

La *Ilustración 32 del ANEXO III, Resultados ANSYS* nos muestra la parte más cercana a la cabina del camión, podemos ver como una parte con unas tensiones de 300 a 500 MPa, concentrándose las tensiones más elevadas en los alojamientos de los espárragos roscados que fijan la base al sobrechasis. Estas tensiones elevadas se deben a las cargas generadas por la grúa junto con la pretensión de los espárragos, ya que cuando la carga de la grúa comprima estas chapas las tensiones aumentarán con la compresión generada por el pretensado, y frente a las cargas a tracción, estas tensiones disminuirán.

La *Ilustración 37 del ANEXO III, Resultados ANSYS* nos muestra las tensiones más elevadas con más detalle de la imagen previa. Podemos apreciar como el hueco circular en la parte de los abarcones hace de concentrador de tensiones generando unos valores ligeramente superiores al límite elástico. No obstante, las plastificaciones, en caso de llegar a producirse, no son visibles en las grúas puestas en mercado. En la *Ilustración 38 del ANEXO III, Resultados ANSYS* podemos ver las direcciones principales de estas tensiones y apreciar que son a compresión, el caso más desfavorable que habíamos indicado. Este hueco no busca aligerar peso, ya que no es un factor determinante para un buen diseño de la base, su función es permitir la entrada y evacuación del recubrimiento anticorrosión en el que se sumergen todas las piezas de la grúa.

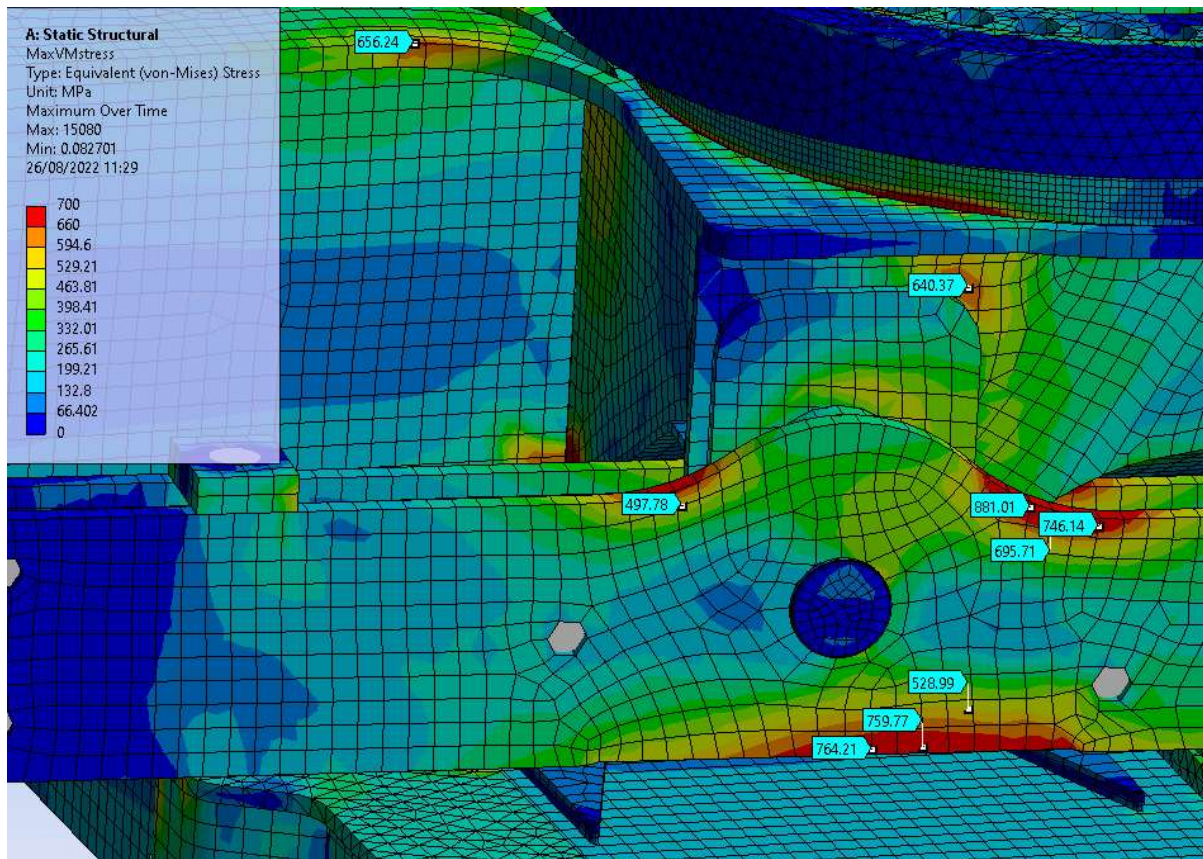


Ilustración 10, Detalle sobre el oscilante de la Ilustración 10

Sobre la *Ilustración 37 del ANEXO III, Resultados ANSYS* nos falta de comentar las tensiones que aparecen en el zuncho, justo en la parte central del mismo vemos tensiones que se elevan por encima de los 1000 Mpa. Sabemos que esta base es funcional y no se rompe en estático. Aun así, es un punto en el que deberemos de buscar soluciones en las siguientes versiones, ya que estas tensiones no son admisibles. Estos valores tan altos pueden estar causados por un recorte en forma de semicírculo que posee el zuncho en su media parte trasera generando una entalla. El zuncho se une a la base mediante una soldadura, la cual tiende a agrietarse debido a las cargas de la grúa y al pretensado de los espárragos, con el fin de repartir estas tensiones y evitar las fisuras se hizo el recorte semicircular en el zuncho.

Como podemos apreciar sobre la *Ilustración 33 del ANEXO III, Resultados ANSYS* las tensiones de la parte inferior de la base no son muy elevadas, encontrándose entre los 300 y los 400 MPa, aunque dada la naturaleza de la construcción de esta estructura, al tener gran cantidad de uniones soldadas, se pueden generar problemas en la prueba de fatiga, ya que en las soldaduras bajo tensiones no muy elevadas pueden aparecer fisuras, sobre todo dependiendo de la ejecución de las mismas.

En la *Ilustración 34 del ANEXO III, Resultados ANSYS* se nos muestran las tensiones de la parte superior. En general las chapas superiores están tensionadas de una manera bastante uniforme por debajo de los 300 MPa, aunque con zonas puntuales de tensiones más elevadas. Esas zonas con tensiones más elevadas son las puntas de las cajas que alojan los espárragos roscados, los apoyos de las pastillas de deslizamiento superiores de los estabilizadores y los radios que unen las chapas superiores con el zuncho.

Sobre la *Ilustración 35 e Ilustración 36 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, que muestran las tensiones desde ambos laterales, podemos apreciar una elevada concentración de tensiones en la parte inferior de la envolvente que une el portacolas con el bulón de giro del apoyo oscilante. Como podemos apreciar en el detalle de la *Ilustración 39 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, es una zona pequeña y probablemente estas tensiones que superan los 1000 MPa sean debidas más a un tema numérico que real debido a los contactos, ya que el redondeo que posee esta chapa en su extremo puede causar problemas en la formulación de los contactos utilizada.

Como se ha destacado en el otro lado de la base, sobre la *Ilustración 39 del ANEXO III, Resultados ANSYS* podemos ver que las tensiones en el chapón de la parte superior donde hace el radio que une el portacolas con el zuncho posee una pequeña zona de tensiones que superiores al límite elástico establecido, lo que probablemente se traduzca en una pequeña plastificación de la zona que no afecta al correcto funcionamiento de la base

La chapa del portacolas que se ubica bajo el zuncho, *Ilustración 40 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, aparece muy tensionada, en una zona bastante amplia se supera el límite de 660 MPa, un uso intensivo de la grúa puede producir la plastificación de pequeñas áreas en esta zona.

5.1.2. Calculo a fatiga

Para comprobar si la estructura cumple los requisitos a fatiga se ha tomado como referencia la normativa EN 13001-3-1 [3], la cual indica un rango de tensiones máximo por debajo del cual el fallo a fatiga no se producirá para un determinado número de ciclos objetivo. La fórmula expuesta en dicha norma para calcular ese rango máximo de tensiones es la siguiente:

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} * \sqrt[m]{S_3}}$$

Esta fórmula está basada en las curvas SN o curvas de Wöhler para el acero y nos permite calcular el rango de tensiones dentro del cual podrá trabajar la estructura sin que se produzca el fallo por fatiga para un determinado número de ciclos objetivo. Interpretada esta curva se ve que ante tensiones mayores el número de ciclos que es capaz de resistir es menor, y que cuanto menores sean las tensiones más ciclos resistirá.

En dicha fórmula $\Delta\sigma_{Rd}$ el rango de tensiones límite que hemos de obtener, $\Delta\sigma_c$ el valor de tensión característico a fatiga según el detalle a estudiar, γ_{mf} el factor de resistencia a fatiga, m la pendiente de la recta del logaritmo del rango de tensión frente al logaritmo del número de ciclos y s_3 el número de ciclos objetivo dividido por 2000000.

Según la norma para calcular la resistencia a fatiga de las estructuras metálicas podemos utilizar diferentes métodos. Utilizaremos el Nominal Stress Method en caso de encontrarnos con detalles similares a los que recoge la norma, para los cuales nos indica un valor de tensión característica propio. Este criterio es el utilizado en el cálculo manual. En caso de realizar simulaciones de Elementos Finitos podríamos utilizar el método Hot Spot, que linealiza las tensiones en la garganta de las soldaduras para obtener un valor cercano al real, ya que las simulaciones suelen tener tensiones más elevadas de las reales si el modelo y la malla no son suficientemente detallados. Por último, tenemos el que vamos a utilizar, el Effective Notch Method, este es utilizado para geometrías complejas como las que tenemos y requiere de cálculos con Elementos Finitos como el que vamos a realizar. En este caso se debe usar un valor de tensión característico $\Delta\sigma_c$ de 225 Mpa. Este método requiere modelar las soldaduras con un gran detalle.

Siguiendo el criterio Effective Notch Method se toma un valor de tensión característico $\Delta\sigma_c$ de 225 MPa. El valor de m es la pendiente de las curvas SN, para material base el valor que se utilizar es 5 y para soldadura 3. Dado que tenemos un alto número de soldaduras utilizaremos el valor de m igual a 3 para toda la estructura. Como vemos en la *Ilustración 13*, el valor del factor de resistencia a fatiga al haber riesgo para personas y siendo de difícil acceso aun estando desmontado tomaremos 1,25, con el fin de estar del lado de la seguridad.

El valor de s_3 a utilizar es el de la S-Class correspondiente a una base de esta capacidad, como nos indica la DD001 [5] y mostramos en la *Ilustración 12*, la S-Class para la base una grúa de 53 Tm de capacidad es S2. El valor de s_3 para esta S-Class aparece en la *Ilustración 11 del ANEXO III, Resultados ANSYS* y es 0,032.

La grúa es capaz de trabajar en todas direcciones, lo que produce que en la mayoría de las chapas de la base tengamos tensiones a tracción y a compresión, por lo tanto, deberemos ajustar el valor s_3 a un rango de tensiones el doble, el de tracción más el de compresión. Lo calculamos mediante la siguiente relación de tensiones y ciclos.

$$\frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^3$$

$$\frac{n_1}{n_2} = (2)^3 = 8$$

$$n_1 = n_2 * 8$$

$$n_2 = \frac{n_1}{8}$$

Si la tensión es el doble obtenemos que el nuevo número de ciclos es un octavo del obtenido previamente, de forma que el valor de s_3 a utilizar para calcular el rango de tensiones es de 0,004.

Table 11 — Values of s_3 for stress history classes S

Class	S02	S01	S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9
s_3	0,002	0,004	0,008	0,016	0,032	0,063	0,125	0,25	0,5	1,0	2,0	4,0
NOTE Values of stress history parameter s_3 shown above are the upper limit values of ranges shown in Table 10.												

Ilustración 11, Tabla extraída de la norma sobre el parámetro de historia de tensiones [3]

Crane size M_n (kNm)	$M_n < 30$	$30 \leq M_n < 70$	$70 \leq M_n < 350$	$350 \leq M_n < 600$	$600 \leq M_n$
Basic stress history class ³⁾	S0	S1	S2	S2	S1
Column	S0	S1	S2	S1	S0
1 st boom, inside of axel 5	S0	S1	S2	S1	S0
1 st boom, outside of axel 5	S01	S0	S1	S0	S01
2 nd boom	S02+½	S01+½	S0+½	S01+½	S02+½
Boom extensions ¹⁾	S02+½ – S02	S01+½ – S01	S0+½ – S0	S01+½ – S01	S02+½ – S02
3 rd boom	S01	S0	S1	S0	S01
3 rd boom extensions	S02	S01	S0	S01	S02
Slewing housing (major axis)	S0	S1	S2	S2	S1
Three-point bridge with bolts	S02	S02	S01	S01	S02
Slewing housing bolts	S02	S02	S02+½	S02+½	S02
Stabiliser beam frame bolts	S02	S01	S0	S01	S02
Stabiliser beam, extensions & legs ⁵⁾	S02	S02	S01	S02	S02
1 st boom cylinder WS/OS ⁴⁾	S0/S02	S1/S01	S2/S0	S1/S01	S0/S02
2 nd boom cylinder WS/OS ⁴⁾	S01/S02	S0/S02	S1/S01	S0/S02	S01/S02
3 rd boom cylinder WS/OS ⁴⁾	S01/S02	S0/S02	S1/S01	S0/S02	S01/S02
Extension cyl. with sequence ²⁾	S01	S0	S1	S0	S01
Extension cyl. without sequence ²⁾	S02	S01	S0	S01	S02
Slewing cylinders	S0	S1	S2	S1	S0

Ilustración 12, Tabla extraída de la DD001 [5] sobre las clase S

Table 9 — Fatigue strength specific resistance factor γ_{mf}

Accessibility for inspection	Fail-safe detail	Non fail-safe detail	
		without hazards for persons ^a	with hazards for persons
Detail accessible without disassembly	1,0	1,05	1,15
Detail accessible by disassembly	1,05	1,10	1,20
Non-accessible detail	N/A ^a	1,15	1,25
Fail-safe structural details are those, where fatigue cracks do not lead to global failure of the crane or dropping of the load. Cranes working in protected areas with no access to persons are considered to be without hazards to persons. Disassembly means that components must be taken apart or dismantled. A detail is considered to be accessible without disassembly also in cases, where a crack is initiated inside of a closed structure but accessible for detection from outside.			
^a Non-accessible details shall not be considered to be fail-safe.			
^b If a risk coefficient $\gamma_n \geq 1,2$ is applied, this column may be applied to any non fail-safe detail.			

Ilustración 13, Tabla extraída de la norma sobre el factor de resistencia a fatiga [3]

Obteniendo el resultado de la fórmula expuesta anteriormente hallamos que el rango de tensiones máximo para alcanzar el número de ciclos objetivo es de 1133,92 MPa, por lo que tomaremos 1100 MPa como límite, posicionándonos del lado de la seguridad.

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{225}{1,25 * \sqrt[3]{0,004}} = 1133,92 \text{ MPa}$$

Como podemos apreciar en la *Ilustración 41 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, la parte del apoyo oscilante y la de la envolvente de la base que alberga el eje que une ambas partes poseen rangos de tensiones máximas principales cercanos al rango límite calculado, de hasta 1000 Mpa. Es destacable que estas zonas son las que hemos visto con tensiones de Von Mises que superaban el límite elástico del material en el caso estático.

Sobre la *Ilustración 44 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, vemos como el rango de tensiones máximas principales en la ranura del zuncho supera el máximo admisible, lo que contando que el zuncho va soldado a la base y que todas las tensiones pasan a través de dicha soldadura, justifica las fisuras que han aparecido en algunas bases de cliente, tanto en la soldadura como en la ranura del zuncho. Cabe recordar que en esta zona ya se superaban las tensiones máximas admisibles del material. Además, vemos como la parte que va junto a la cabina del camión, tiene rangos por debajo de los 1000 MPa, por lo que es difícil que falle a fatiga.

La *Ilustración 42 del ANEXO III, Resultados ANSYS* muestra las chapas de la parte inferior de la base. Esta zona, a pesar de que no nos aparezcan tensiones elevadas ni un rango de tensiones muy amplio, sabemos que es propensa a la aparición de grietas por la gran cantidad de soldaduras que hay en el diseño actual. Las tensiones medias unidas a este gran número de soldaduras y los posibles defectos de estas facilitan la aparición de fisuras en algunos casos.

Sobre la siguiente imagen, *Ilustración 43 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, vemos la parte interior del portacolas. Podemos apreciar como en la soldadura del lado del camión hay rangos de tensiones máximas principales elevados con zonas que superan el rango límite, o que nos da una alta probabilidad de fallo antes de que alcance su ciclo de vida.

5.2. Base nueva con apoyo oscilante

Sabemos que en la base actual uno de los puntos en los que están apareciendo más grietas en grúas de cliente es la soldadura del zuncho con la chapa superior de la base y la ranura del zuncho, zona que, además, son poco accesibles sin desmontaje. En la *Ilustración 46 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, hemos visto como las tensiones de Von Mises y rango de tensiones superaban los valores admisibles en estático y a fatiga respectivamente. En los laterales de la parte inferior del portacolas, señalado en la *Ilustración 45 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, es una zona que también hemos visto tensionada, aunque dentro del rango admisible, pero en la cual la acumulación de soldaduras de gran longitud aumenta la probabilidad de entallas como poros o baja penetración, además de las propias de la soldadura que nos faciliten la aparición de las grietas. En la parte del apoyo oscilante y la parte trasera de la base, donde se sitúan los espárragos roscados que la fijan al sobrechasis no han aparecido grietas en las grúas de mercado a pesar de que las tensiones están en el límite o incluso un poco por encima de este en los puntos indicados.

Conociendo cuales son los puntos que pueden provocar fallos en la base actual en el nuevo diseño vamos a centrarnos en resolver estos problemas. Los cambios que se van a introducir en la búsqueda de esta mejora en el comportamiento a fatiga de esta estructura metálica son las que se explican en los siguientes párrafos.

En la vista de la base de la *Ilustración 47 del ANEXO III, Resultados ANSYS* podemos ver que el oscilante no ha sido modificado, pero la parte de la base que aloja el eje sí. Junto con las imágenes laterales, *Ilustración 51 e Ilustración 52 del ANEXO III, Resultados ANSYS* se ve como se forma esta parte, antes era realizada por tres chapas soldadas con 2 chapas superpuestas para reforzar al eje y ahora pasa a ser mucho más simple. Se crea una envolvente, formada por una sola chapa plegada, que es reforzada por una chapa de mayor espesor en la zona del eje.

En la *Ilustración 48 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, aunque a primera vista se mantenga igual, se aprecian los cambios en el chapón superior, el cual ha aumentado su grosor y no esta reforzado por otras chapas como lo estaba antes. La razón de hacer esto es simplificar el componente eliminando soldaduras, y permitiendo que la chapa superior tenga espacio para roscar en ella los pernos de la corona de giro.

Desde la vista superior, *Ilustración 49 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, apreciamos el chapón superior, una gran pieza de acero de 30 milímetros que une el zuncho y el portacolas sin necesidad de refuerzos. Se ve como la chapa que separa a los estabilizadores está machihembrada con este chapón, facilitando la ejecución de la unión soldada de ambas. El chapón anterior era de 20 milímetros y el refuerzo de 15, la solución actual es más eficiente, aunque el volumen de acero de esta parte se haya visto aumentado.

La *Ilustración 50 del ANEXO III, Resultados ANSYS* nos deja ver la chapa inferior de 10 milímetros que al igual que el chapón superior recoge toda la base, desde el portacolas hasta el zuncho, reduciendo el número de soldaduras, lo que mejora la vida a fatiga de la base y facilita su fabricación. La base actual utiliza 3 chapas para hacer la función de esta, 2 de ellas en el portacolas, que son de 15 y otra de 8 milímetros en la zona bajo la corona de giro.

De las tomas laterales de la estructura hay que destacar que para evitar las soldaduras críticas del portacolas se han utilizado chapas plegadas en sus esquinas exteriores. Esto elimina el problema de aparición de fisuras debidas a deficiencias en la soldadura. Las chapas han reducido un milímetro su espesor a excepción del tabique central que lo ha aumentado, quedando todas iguales con un espesor de 8 milímetros.

Sobre estas imágenes del nuevo diseño no se llega a apreciar, pero el zuncho ya no va soldado al chapón superior. Los pernos que unen la corona de giro a la base lo atraviesan y roscan sobre el chapón superior, haciendo que este trabaje como un separador, sin soldar al chapón. La soldadura de unión del zuncho a la base era crítica y solía ser foco de fisuras, por lo que este cambio es una mejora clara para la vida a fatiga de la base. Además de simplificar la fabricación al eliminar dicha soldadura crítica, el zuncho no necesitará del rebaje semicircular que tenía, el cual era zona de aparición de fisuras.

En líneas generales el nuevo diseño busca reducir las soldaduras y sustituirlas por plegados. Los plegados hacen sufrir al material base de endurecimiento por la deformación del grano, lo que puede provocar la aparición de grietas, pero son menos probables que en las soldaduras.

La parte que une la base al apoyo oscilante ha cambiado bastante, aparte de conformarse con una chapa y un refuerzo, esta chapa es de 8 milímetros frente a las anteriores que eran de 10. El nuevo refuerzo es de 20 milímetros y cubre toda la zona que hemos visto tensionada, ya que los anteriores eran de menor tamaño y generaban tensiones elevadas en su perímetro, eran 3 refuerzo de 12, 12 y 20 milímetros respectivamente.

A parte de los cambios de la geometría también se han ajustado espesores de las chapas, lo que como resultado nos ha dado una base con 20 kilogramos más de acero, pero con menores tensiones y menos zonas críticas.

La base tiene atornillados sobre el portacolas diferentes componentes hidráulicos y electrónicos que necesita la grúa para funcionar, además del brazo segundo que se pliega entre el oscilante y el portacolas. Para asegurar que su funcionalidad se mantenga todo el hueco del oscilante al portacolas se ha mantenido inalterado y los anclajes de los componentes permanecen en la misma posición.

El acero utilizado para el diseño de esta base es el CS700MC para las más finas y CS690Q para las de más de 15 milímetros de espesor.

5.2.1. Cálculo en estático

Como podemos ver en la *Ilustración 53 del ANEXO III, Resultados ANSYS* el apoyo oscilante aparece tensionado de una forma muy similar a como lo hacía antes. En el detalle de la *Ilustración 14 del ANEXO III, Resultados ANSYS* vemos como tenemos zonas de tensiones superiores a 660 MPa a ambos lados de eje y en la parte inferior de la viga. Estas zonas que superan el límite elástico podrían generar una pequeña plastificación del acero que no afecta a la funcionalidad.

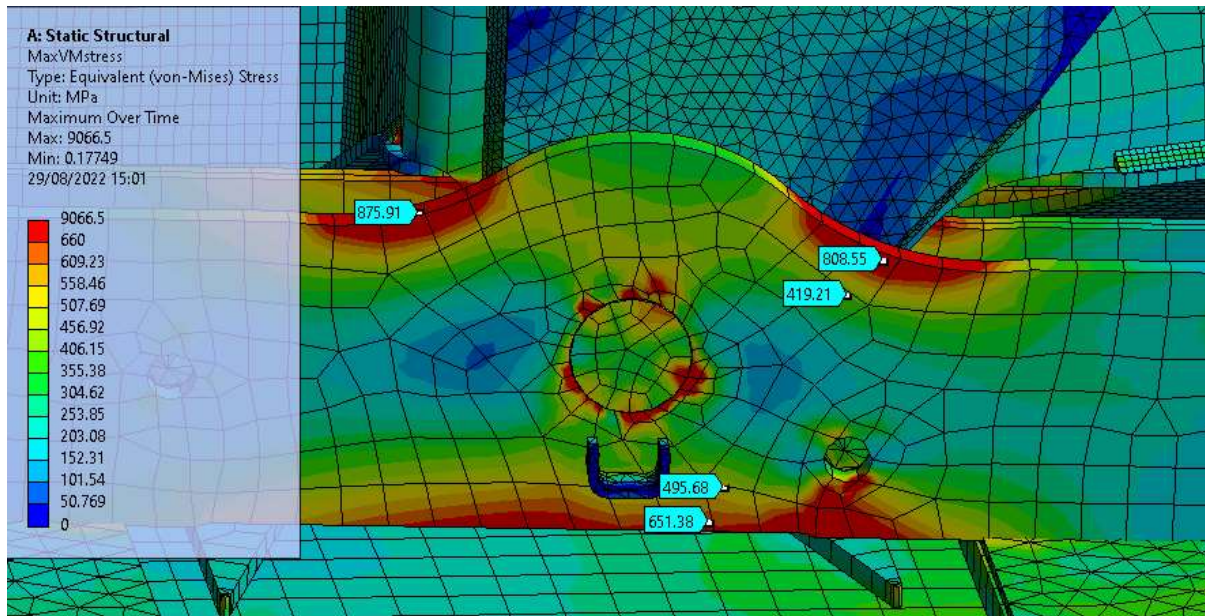


Ilustración 14, Detalle de las tensiones de Von Mises sobre el oscilante de la ilustración 36

Las tensiones en la parte cercana a la cabina de la base han aumentado con respecto a las de la base actual, los cambios del chapón superior e inferior y la forma de transmitir las cargas del zuncho han creado unas tensiones más elevadas en toda la zona de una manera bastante uniforme, como se aprecia en la *Ilustración 54 del ANEXO III, Resultados ANSYS*. En el detalle de la *Ilustración 59 del ANEXO III, Resultados ANSYS* podemos ver como el coliso donde se ubican los pernos roscados hace de concentrador de tensiones, creando una pequeña zona del chapón donde alcanzamos valores superiores a los 900 MPa, lo que probablemente produzca una zona de plastificación en la cara superior de éste. También podemos ver como el agujero circular de la chapa que crea el hueco del perno tiene tensiones superiores al límite elástico lo que nos provocará otra zona de plastificación. La parte del zuncho la vemos mucho menos tensionada. Aunque se alcancen tensiones del orden de los 750 MPa que podrían provocar la plastificación de pequeñas zonas del zuncho y del chapón superior, estas son mucho menores que en la base actual gracias al cambio realizado en esta parte de la base.

En la imagen desde la parte superior de la base vemos como las tensiones están muy repartidas en todo el chapón superior abarcando principalmente de los 200 a los 400 MPa, *Ilustración 57 del ANEXO III, Resultados ANSYS*. Cabe destacar que las partes más alejadas del zuncho están sometidas a tensiones muy bajas lo que nos indica que nos sobra material, pero el hecho de hacerlo de una pieza simplifica la fabricación y reduce el riesgo de grietas frente al anterior de dos chapas.

El cambio en el chapón inferior en el portacolas nos da un muy buen reparto de las tensiones, *Ilustración 58 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, los puntos de mayor tensión de este chapón están en el entorno de los 400 MPa.

En la *Ilustración 60 del ANEXO III, Resultados ANSYS* vemos como la chapa del portacolas aparece con mayores tensiones que antes, teniendo en el radio de plegado de la chapa más cercana a la cabina del camión una zona de tensiones superiores al límite elástico obtenido de la norma, 660 MPa, lo que probablemente produzca la plastificación de algunas pequeñas zonas, posiblemente inapreciables

Sobre las imágenes laterales se ve como la envolvente está tensionada en toda su área, *Ilustración 55 e Ilustración 56 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, lo que nos indica que no sobra material en ninguna zona. Si se redujera el espesor se podría afectar negativamente a la integridad estructural de la base.

5.2.2. Cálculo a fatiga

La *Ilustración 61 del ANEXO III, Resultados ANSYS* muestra el rango de tensiones máximas principales en el apoyo oscilante, el cual es muy similar al que aparece con la base actual. Aunque levemente menor, quizás esta variación tan pequeña puede deberse a los efectos de un mallado diferente de todo el conjunto. Cabe destacar que el rango de tensiones en la parte de la base que contiene el bulón del oscilante mucho menor, principalmente debido a la nueva geometría del refuerzo, al ser más grande es capaz de repartir mejor las tensiones, no como antes que las transmitía a su perímetro donde el rango de tensiones superaba los 1000 MPa.

El rango de tensiones máximas principales en la parte interna del portacolas se ha reducido en gran medida. Continúan apareciendo algunas zonas por encima del límite de rango de tensiones de 1100 MPa, *Ilustración 62 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, pero el área donde se supera este límite es menor que en la base actual. La mejora es debida al radio de plegado dado. Este radio permite repartir las tensiones de una mejor manera que la soldadura que había, Esto nos ha permitido reducir un milímetro el espesor de esta chapa y bajar los rangos de tensiones mejorando la vida a fatiga.

El nuevo diseño de la chapa inferior que cubre el portacolas y cierra por debajo de la corona de giro nos permite evitar los rangos de tensiones elevados que aparecían en algunas zonas de su perímetro. La zona más cercana a la cabina del camión, donde acaba el coliso por el que pasan los pernos roscados que unen la base con el sobrechasis, *Ilustración 63 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, mantiene un rango de tensiones elevado por la entalla que produce el propio coliso.

Como se puede apreciar sobre la *Ilustración 64* y la *Ilustración 65 del ANEXO III, Resultados ANSYS* el nuevo diseño del zuncho y su uso a modo de separador reduce su rango de tensiones en gran medida, pasando de tener rangos de más de 2000 MPa a máximos en los 600 MPa. En esta zona el chapón superior tiene un menor espesor del que tenía, 30 milímetros frente a 35, puesto que antes eran 20 milímetros más un refuerzo de 15. La nueva geometría y el menor espesor hace que el rango de tensiones del chapón en el perímetro del zuncho supere los 1100 MPa en algunas pequeñas zonas.

La parte de la base que se sitúa junto a la cabina del camión, *Ilustración 65 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, los rangos de tensiones parecen haber aumentado, pero siguen manteniéndose muy por debajo del límite de 1100 MPa, ubicándose los más elevados entorno a los 600 MPa. Sí que tenemos un rango de tensiones elevado en las esquinas de la chapa que cubre los pernos roscados, pero es probable que este aumento del rango de tensiones sea debido a que el modelo de la base de nuevo diseño tiene un mallado más grueso en el radio que traza la esquina de la chapa.

La envolvente tiene un rango de tensiones máximas principales menor a 600 MPa en todas sus zonas lo que nos asegura una buena vida a fatiga tanto del material base como de sus soldaduras. Dado que los pliegues en la chapa provocan el endurecimiento del metal, es importante que los radios de plegado sean amplios para evitar microfisuras y que no estén sometidos a rangos de tensiones altos.

5.3. Base nueva sin apoyo oscilante

Como se ha mostrado en el apartado anterior, el nuevo diseño de la base con oscilante resuelve los problemas de la base actual, pero en busca de una mayor optimización se ha realizado un último diseño en el que se va a eliminar el apoyo oscilante. Esta modificación busca hacer una estructura más rígida que trabaje junto al sobrechasis repartiéndose las cargas a torsión. El apoyo oscilante busca liberar al chasis del camión de los esfuerzos a torsión generados por la grúa durante su funcionamiento. En grúas de esta capacidad los sobrechasis son de sección cerrada y poseen la suficiente rigidez torsional para que el chasis no se vea afectado por no tener apoyo oscilante.

La eliminación del apoyo oscilante supone una importante reducción en coste. No solo se elimina el apoyo oscilante, también el bulón que lo une a la base, los refuerzos necesarios, los engrasadores y las grupillas. Además, el coste del alojamiento del bulón es muy elevado, debe de ser mecanizado una vez se ha soldado la base, lo que implica llevar toda la base acabada al torno para dejarlo en tolerancias, lo mismo sucede con el apoyo oscilante.

Como podemos apreciar en las imágenes del nuevo diseño, especialmente en la *Ilustración 68, Ilustración 69 e Ilustración 70 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, la parte del portacolas, el chapón que va sobre él y la chapa inferior se mantienen idénticas al anterior diseño, los cambios vienen en la envolvente bajo el zuncho y donde antes se ubicaba el apoyo oscilante.

Sobre la *Ilustración 67 del ANEXO III, Resultados ANSYS* podemos ver como la envolvente se alarga hacia la izquierda de la imagen, creando el espacio necesario para ubicar el perno roscado que une la base al sobrechasis. En la parte derecha de la imagen vemos el otro punto de amarre de la base que sustituye al del apoyo oscilante.

En la vista superior de la base sin oscilante, *Ilustración 69 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, podemos ver como el brazo de la base con el coliso que sustituye al apoyo oscilante sigue la orientación exacta que tenía el oscilante en la base previa, *Ilustración 49 del ANEXO III, Resultados ANSYS*.

El chapón superior, ha modificado levemente su forma para adaptarse al nuevo coliso en el que se ubicará uno de los pernos que anclan la base al sobrechasis, se puede apreciar sobre la *Ilustración 72 del ANEXO III, Resultados ANSYS*.

Los cambios de este diseño son muy apreciables en las imágenes laterales, *Ilustración 71 e Ilustración 72 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, que muestran la envolvente, que en este caso está formada por dos chapas plegadas que van del portacolas hasta el extremo del brazo que sustituye al oscilante. Ambas chapas son de 8 milímetros de espesor. El espesor de las envolventes previas era igual a éste, pero la función de sustituir al apoyo oscilante conlleva una gran reducción de la sección, ya que el oscilante se formaba por dos chapas de 20 milímetros. Esta reducción del espesor se consigue evitando la tensión puntual que genera el bulón del apoyo oscilante y creando un perfil rectangular con las dos envolventes, la chapa inferior y la tapa superior de 12 milímetros de espesor.

La *Ilustración 70 del ANEXO III, Resultados ANSYS* muestra la chapa inferior, que sigue a la envolvente para reforzarla alargándose hasta el brazo que sustituye al apoyo oscilante. Se alarga por el brazo para generar un perfil rectangular en la parte inicial del brazo donde va a tener que resistir mayores esfuerzos.

En las bases anteriores el cableado y los flexibles hidráulicos eran conducidos a través de la chapa inferior que tenía un hueco para ello. En esta dada la cercanía del sobrechasis se va a abrir una ventada en cada lado de la envolvente para dar salida a los cables y flexibles. Se evita que ambas ventanas estén sobre los radios de plegado, ya que si los atravesasen podrían causar problemas en el proceso de plegado.

El cajón que vemos en la *Ilustración 71 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, alojará uno o dos espárragos roscados de anclaje por ello está formado por una chapa plana de 20 milímetros y otra plegada de 15 milímetros con el fin de resistir la pretensión y las cargas provenientes de la base. Esta chapa plegada va a ir soldada a la envolvente y al chapón superior, inicialmente se soldaron únicamente los laterales en punta, sólo a la envolvente, pero se obtuvieron tensiones muy elevada por lo que se buscó esta solución, que nos permite repartir mejor las tensiones.

Se ha buscado un diseño compatible con las grúas que ya se han fabricado, aunque este diseño requiere reducir un poco el espacio donde pliega el brazo segundo no hay problemas de interferencias, se ha comprobado con el modelo 3D en PTC Creo.

El peso de la base actual con el apoyo oscilante es de 742 kilogramos, el nuevo diseño con oscilante pesa 20 kilogramos más, 762 kilogramos y el diseño sin oscilante baja de peso hasta los 692 kilogramos, 50 kilogramos por debajo de la actual. El peso de las bases no es un factor determinante para la capacidad de la grúa como sí lo es en las extensiones, reducirlo permite ajustar el coste de la base y dejar más capacidad de carga al camión.

Este diseño de la base continúa siendo íntegramente de los aceros mencionados, de 700 MPa de límite elástico y 690 MPa para las chapas de más de 15 milímetros de espesor.

5.3.1. Cálculo en estático

Como podemos apreciar rápidamente sobre la *Ilustración 73 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, las tensiones en la envolvente son bajas y están muy repartidas, dejando la zona que tenía mayores tensiones, en el centro del oscilante, muy descargada. La zona donde las tensiones son más altas es el nuevo brazo, *Ilustración 79*, que se ha diseñado siguiendo la línea del oscilante. Las tensiones en el están entre los 400 y los 500 MPa, a excepción de dos zonas, una les la parte superior bajo el perno roscado, que debido a la pretensión aplicada está al límite elástico. La otra zona crítica es el cambio de sección que sufre en la transición de la chapa inferior al apoyo sobre el sobrechasis. Este cambio de sección hace de concentrador de tensiones dando lugar a valores de tensión de 900 MPa muy localizadas, por lo que lo más probable es que en el peor de los casos plastifique una pequeña área que sea inapreciable.

Centrándonos en el detalle de la zona del cajón que ubica el otro perno de amarre al sobrechasis, Ilustración 15, se ven tensiones elevadas en las aristas de los pliegues, donde vemos tensiones de hasta 800 MPa en un área localizada, por lo que es probable que si plastifica durante su uso estas plastificaciones sean inapreciables y no sea un problema para la funcionalidad. Las soldaduras que son más susceptibles de sufrir fisuras no tienen estas altas tensiones. La ventana para cables y flexibles genera un concentrador de tensiones, pero no son demasiado elevadas. Hay una zona en el apoyo con el sobrechasis en la que se supera el límite elástico, *Ilustración 80 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, dado que en ese punto confluyen varias soldaduras se realizó un submodelado para estudiarlo más en detalle.

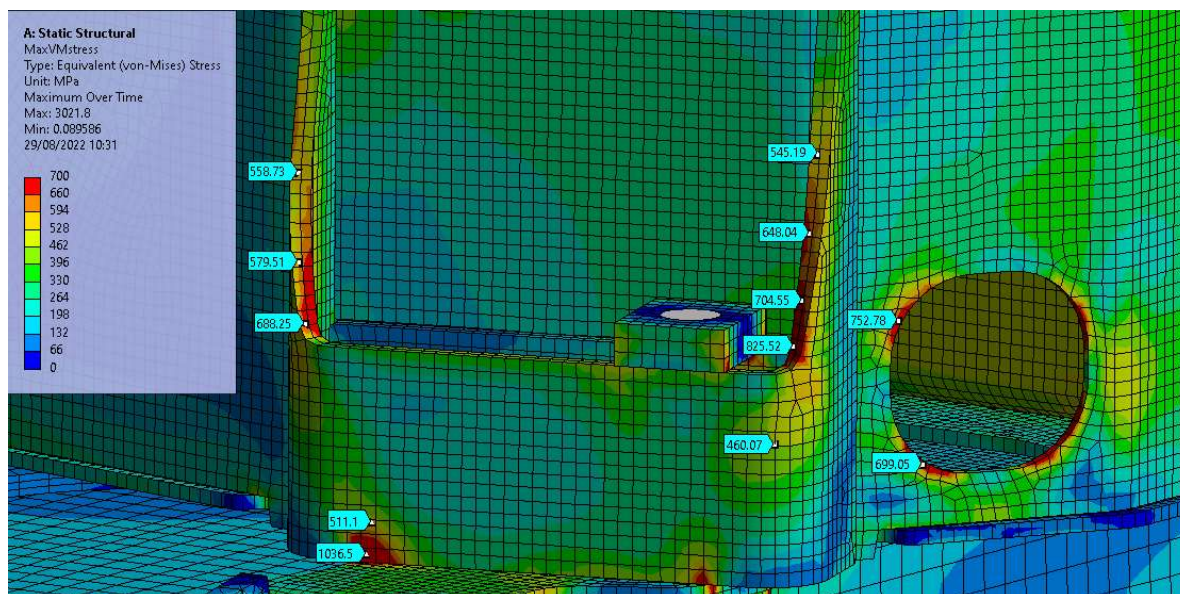


Ilustración 15, Detalle de las tensiones de Von Mises en el cajón

Para el submodelado se han dibujado las soldaduras con detalle definiendo radios de curvatura de un milímetro en sus encuentros como nos indica la norma. El detalle se ve en la *Ilustración 81 del ANEXO III, Resultados ANSYS*. Aplicando las deformaciones calculadas en el modelo completo en el contorno del submodelado obtenemos el siguiente resultado de tensión de Von Mises, *Ilustración 82 e Ilustración 83 del ANEXO III, Resultados ANSYS*. Podemos ver como los valores más altos de tensión se obtienen en el radio de acuerdo de 1 milímetro pero que podemos realizar esta soldadura sin problemas ya que la tensiones a las que va a estar sometida son bajas, con valores máximos en los 500 MPa. El rango de tensiones no se ha calculado, pero siendo el máximo de 500, este rango no será mayor de 1000 MPa y por tanto estará dentro del límite de rango de tensión admisible.

En la parte de la cabina de base, *Ilustración 74 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, no hemos realizado ninguna modificación y su estado tensional es muy similar al del nuevo diseño con oscilante. Podríamos intuir que las tensiones son más bajas en este diseño, bajada que podemos achacar a la colaboración de la parte de la envolvente y el sobrechasis en el reparto de las cargas. La parte del zuncho parece estar más tensionada, al área que supera el límite establecido es ligeramente superior, *Ilustración 84 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, aunque el valor máximo de las tensiones se mantiene en los 775 Mpa, con lo cual solo podrían producirse plastificaciones locales inapreciables.

En la *Ilustración 75 e Ilustración 76 del ANEXO III, Resultados ANSYS* podemos ver cómo el estado tensional de la parte inferior y del chapón superior no han sufrido cambios, los únicos cambios son causa de la aparición de la tapa del brazo que sustituye al apoyo oscilante. Las tensiones en el brazo alcanzan valores máximos de 600 MPa, *Ilustración 85 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, pero en general son bajas, sobre todo son bajas en la soldadura que lo une al chapón.

De las vistas laterales, *Ilustración 77 e Ilustración 78 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, podemos apreciar que las tensiones en la envolvente no son muy elevadas, entre los 100 MPa a los 400, en línea con los resultados encontrados en el diseño con oscilante.

Como se ha observado, en la base actual las tensiones del tabique central eran muy elevadas, el aumento de su grosor soluciona este problema obteniendo tensiones máximas de 500 MPa como muestra la *Ilustración 86 del ANEXO III, Resultados ANSYS*.

5.3.2. Cálculo a fatiga

La eliminación del apoyo oscilante y la modificación de la envolvente han hecho que los rangos de tensiones máximas principales se vean reducidos asegurándonos la integridad estructural de la base durante el ciclo de vida objetivo de la grúa.

Como vemos en la parte del zuncho, *Ilustración 87 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, los rangos de tensiones máximas principales son muy similares a los del nuevo diseño con oscilante, esto es debido a que esta parte no ha cambiado, no se aprecia que restringir el giro del apoyo oscilante haya tenido efectos sobre esta parte. El rango de tensiones del chapón junto al coliso sigue siendo elevado al igual que los esfuerzos transmitidos por el zuncho al chapón que generan rangos de tensiones del orden de 1200 MPa superando ligeramente el límite calculado según la norma. De todos modos, esto ocurre en zonas puntuales y la norma está del lado de la seguridad. Además, se comprobará la vida a fatiga de la base con una prueba de fatiga.

La esquina interna del portacolas parece estar más solicitada que con el diseño con oscilante, con rangos de tensiones máximas principales que en zonas puntuales son cercanos a los 1200 MPa como se aprecia en la *Ilustración 88 del ANEXO III, Resultados ANSYS*. Estas diferencias se pueden deber a cambios en el mallado.

El rango de tensiones de la envolvente en el lado del brazo es muy bajo, no tenemos rangos de tensiones altos ni en la ventana para paso de cables y flexibles que actúa como un concentrador de tensiones, como se ve en la *Ilustración 89 del ANEXO III, Resultados ANSYS*. El rango de tensiones en la tapa del brazo no es elevado, se alcanzan máximos de 600 MPa. En la parte superior de la tapa, ésta se suelda al chapón superior, con el fin de repartir las tensiones se le dio un gran redondeo tangente al chapón.

En principio, parecería que el rango de tensiones de la envolvente en la zona del brazo debería de ser un punto crítico para este diseño ya que debe absorber los esfuerzos a torsión de la base, pero como vemos en la *Ilustración 90 del ANEXO III, Resultados ANSYS*, el rango de tensiones se encuentra por debajo de los 300 MPa. El rango de tensiones sí es más elevado en la zona inferior donde se ubica el perno roscado, debido a la pretensión. Aun así, el rango sigue lejos del límite.

La brida de amarre de la base al sobrechasis es una de las zonas de esta base con mayor rango de tensiones, lo cual podemos apreciarlo en la *Ilustración 91*. Se ve como los laterales del cajón alcanzan rangos de tensiones de 1150 MPa, muy cercanos al límite de 1200 MPa. Además, la ventana en la envolvente de este lado de la base tiene un rango de tensiones elevado, del orden de los 1000 MPa.

6. CONCLUSIONES

La realización de este Trabajo de Fin de Máster ha requerido un periodo inicial formativo en el uso de los diferentes softwares utilizados, ANSYS, PTC Creo y XJumbo. Estos programas nos han permitido utilizar el modelo y la simulación por Elementos Finitos del bastidor de la grúa X-HIPRO 638.

Alcanzar el resultado final ha requerido varias iteraciones en el diseño del bastidor, cada modificación sobre el modelo 3D necesita ser simulada mediante análisis por Elementos Finitos, lo que se traduce en muchas horas de trabajo. Al ser una estructura metálica rígida, los cambios en una parte afectaban a los resultados de todo el conjunto provocando que una modificación requiera el ajuste de otros componentes.

En primer lugar, se ha realizado un análisis tensional de la base actual con el fin de identificar los problemas vistos en las grúas de cliente y otros posibles puntos críticos para la vida útil del producto. Conocidas las tensiones frente a cargas estáticas y el rango de tensiones frente a cargas a fatiga se ha diseñado una nueva base que elimina los problemas de grietas de la actual. Este nuevo diseño con oscilante nos ha permitido tener una base capaz de resistir mayores cargas estáticas y con un mejor desempeño en los esfuerzos a fatiga que la anterior, lo que nos permitirá a futuro crear configuraciones de grúa con una mayor capacidad de elevación y menos problemas en el mercado.

Aunque el objetivo principal se había alcanzado, la nueva base solventaba los problemas que aparecían en la anterior, se ha realizado un tercer diseño más disruptivo que mejora a todo lo anterior eliminando además el apoyo oscilante y creando un bastidor más rígido. Como se ha visto reflejado en los resultados de las simulaciones el nuevo bastidor sin oscilante sigue resolviendo los problemas críticos del antiguo, como la aparición de grietas en las soldaduras del zuncho y en las soldaduras inferiores del portacolas.

El nuevo diseño de bastidor sin apoyo oscilante es más ligero, barato y resistente que el diseño con oscilante. La principal ventaja del bastidor con oscilante se basa en la protección del chasis del camión a esfuerzos de torsión. Esto tenía sentido cuando los camiones no utilizaban sobrechasis de perfil cerrado y éstos eran débiles frente a esfuerzos a torsión, como sigue sucediendo en grúas de menor capacidad de elevación. En la actualidad la rigidez que aporta al camión el sobrechasis de perfil cerrado que se utiliza para grúas de rango pesado es muy elevada sobre todo a nivel torsional con respecto a los sobrechasis antiguos, lo que evita que se dañe el chasis original del vehículo a pesar de no utilizar apoyo oscilante.

Toda la base ve reducida sus tensiones a pesar de utilizar menos acero gracias a ser una estructura más rígida. El apoyo oscilante libera de parte de los esfuerzos a torsión al chasis cargando con estos al resto de la base. La base sin oscilante reparte estas cargas a torsión en toda ella, de forma que el brazo que antes formaba el apoyo oscilante ahora ayuda a resistir las cargas a torsión.

Al no tener apoyo oscilante, la base es una pieza única y la logística de las piezas y el montaje se simplifican. Al eliminar el apoyo oscilante dejamos de necesitar, además del oscilante y las grupillas que aseguran su fijación, el bulón que trasmite las cargas. Además, nos ahorramos los mecanizados tanto del alojamiento del apoyo oscilante como del bulón.

El nuevo diseño sin oscilante optimiza la base desde el punto de vista de la resistencia, pero también lo hace desde el de la fabricación. Se ha obtenido un menor volumen de acero necesario para su construcción, un menor número de piezas, una menor cantidad de soldaduras y una reducción de los procesos de mecanizado, lo que nos da un menor tiempo de fabricación y menor coste unitario.

El trabajo buscaba la optimización de la base de la grúa con el fin de adaptarla a los nuevos requerimientos del mercado. Este hito se ha alcanzado con el nuevo diseño de bastidor sin apoyo oscilante, el cual simplifica al actual en construcción y número de piezas, aumenta la rigidez del conjunto base y sobrechasis, mejora la resistencia estática y a fatiga frente a las cargas a las que debe resistir, reduce la cantidad de acero utilizada en la fabricación y se eliminan procesos de mecanizado durante la fabricación.

7. DESARROLLO FUTURO

Con el trabajo realizado en el presente proyecto se han sentado las bases para el desarrollo de una nueva generación de bastidores para grúas de capacidad pesada, exponiendo los datos de la mejora que implica eliminar el apoyo oscilante mediante la comparación de los modelos de Elementos Finitos.

Para continuar con este proyecto se debe validar el nuevo diseño de bastidor sin apoyo oscilante con pruebas de sobrecarga y con pruebas a fatiga como las que se han simulado en ANSYS. Una vez sean superadas las pruebas, podrá ser llevado a producción y estaremos seguros de que la mejora observada en las simulaciones se traslada a la realidad.

Una vez validado este modelo expandiremos la nueva línea de diseño a las otras bases de HIAB, buscando optimizar las bases, reducir las soldaduras y los mecanizados. Aquellas grúas que por su capacidad requieran del uso de sobrechasis cerrado serán equipadas con bastidores sin oscilante. Las de menor capacidad que utilicen sobrechasis abiertos de menor rigidez necesitarán mantener el apoyo oscilante, realizando sobre ellas los cambios ejecutados en el nuevo diseño con apoyo oscilante.

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] «Buscador de productos». 2022. [www.HIAB.com/es](https://HIAB.com/es/buscador-de-productos). 27 de junio de 2022.
<https://HIAB.com/es/buscador-de-productos>
- [2] Comité Europeo de Normalización. 2015. «EN 13001-1. Grúas. Requisitos generales de diseño. Principios generales y requisitos».
- [3] Comité Europeo de Normalización. 2018. «EN 13001-3-1. Grúas. Diseño general. Estados límite y prueba de aptitud de las estructuras de acero».
- [4] Comité Europeo de Normalización. 2018. «EN 12999. Grúas. Grúas cargadoras».
- [5] HIAB Loader Cranes. 2019. «DD001. Resistencia Estructura de Grúas, Principios para prueba de validación».
- [6] HIAB Loader Cranes. 2019. «DD002. Grúas Cargadoras HIAB, Cargas».
- [7] HIAB Loader Cranes. 2019. «DD007. Pruebas a Fatiga en Grúas Cargadoras, Procesos de Prueba y Criterios de Aceptación».
- [8] HIAB Loader Cranes. 2021. «Standard C 714.002. Structural Steel, Steel for Cold Forming».
- [9] HIAB Loader Cranes. 2021. «Standard C 714.003. Structural Steel, High Strength Structural Steel».

ANEXO I, Grupo HIAB

HIAB se conforma por las siguientes empresas, cada una de ellas especializada en un campo diferente dentro de la industria del movimiento de carga.

Loglift



Ilustración 16, Grúa forestal Loglift

Jonsered



Ilustración 17, Grúa de reciclaje de Jonsered

Moffett



Ilustración 18, Cargadora montada en camión de Moffet

Multilift



Ilustración 19, Gancho de contenedores de Multilift

Zepro



Ilustración 20, Pataforma de Zepro

HIAB y Effer

Pertenecen a la parte de grúas hidráulicas articuladas montadas sobre camión, a su vez estas son clasificadas según diferentes criterios.

Según su capacidad, formando las divisiones de la compañía:

- Ligeras y medias, van de 0 a 10 y de 10 a 30 toneladas por metro de capacidad de elevación.



Ilustración 21, HIAB T-HiDuo 023



Ilustración 22, HIAB X-HiDuo 228

- Pesadas y super-pesadas, van de 30 a 100 y de 100 en adelante toneladas por metro de capacidad de elevación.



Ilustración 23, HIAB X-HiPro 858



Ilustración 24, HIAB X-HiPro 1188

Según su geometría:

- X, grúas con columna brazo primero y brazo segundo desalineado.



Ilustración 25, HIAB X-HiPro 408

- T, grúas con columna y brazo primero.



Ilustración 26, HIAB T-Duo 023

- K, grúas destinadas al mercado americano, con brazo primero y segundo no plegables y de mayor longitud.



Ilustración 27, HIAB K-HiPro 515

- Z, grúas con columna brazo primero y brazo segundo alineado.



Ilustración 28, HIAB Z-HiPro 191

- S, grúas sin columna.



Ilustración 29, HIAB S-HiPro 130

Según su utilidad hay grúas para propósitos especiales como:

- Grúas militares
- Grúas de ferrocarril
- Grúas marítimas

ANEXO II, Control Electrónico

- VSL, variable stability logic, este sistema controla que la grúa sea estable en todo momento ante diferentes configuraciones, para ello tiene en cuenta la posición de los estabilizadores y el peso del camión.
- SAF, semi automatic folding, simplifica el proceso de plegado y desplegado de la grúa, este se realizará pulsando solo un botón de manera automatizada, quitando complejidad al trabajo del operador de grúa.
- LSS, load stability system, compensa los balances verticales al manipular cargas, de forma que el movimiento final de la carga sea lo más suave posible reduciendo los riesgos que puede generar una carga pesada.
- ASC, automatic speed control, da un 10% extra de capacidad a la grúa a cambio de reducir su velocidad, se activa automáticamente cuando es necesario y entra de forma progresiva, el usuario no percibirá ningún salto visible en la velocidad de la grúa.

ANEXO III, Resultados ANSYS

Mallado

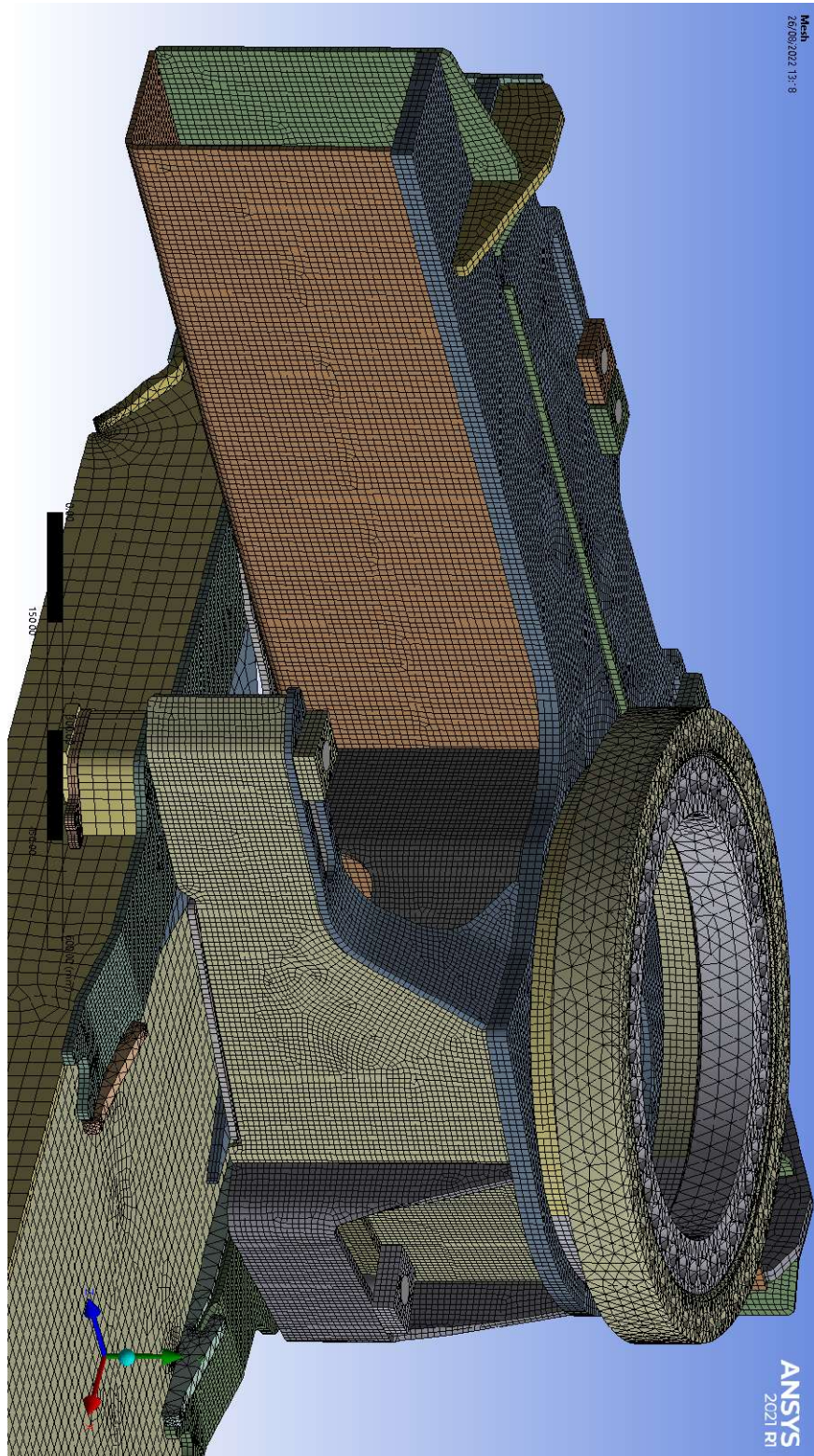


Ilustración 30, Detalle del mallado

Base actual con oscilante

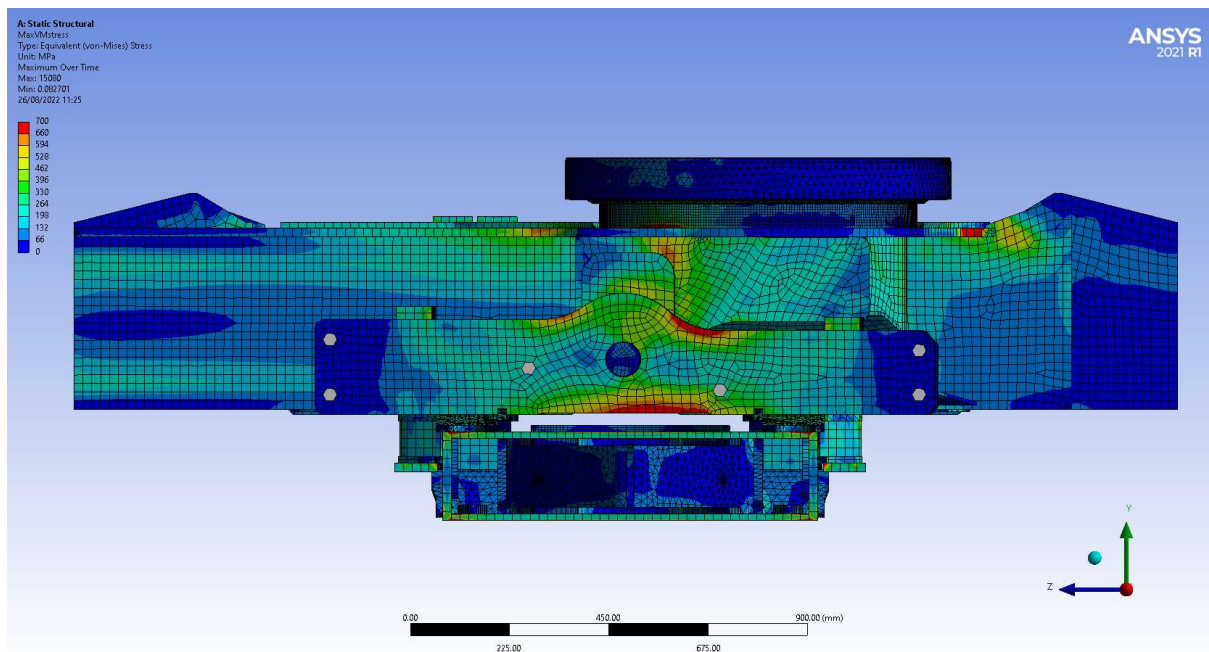


Ilustración 31, Imagen de la parte del oscilante de las tensiones de Von Mises de la base actual

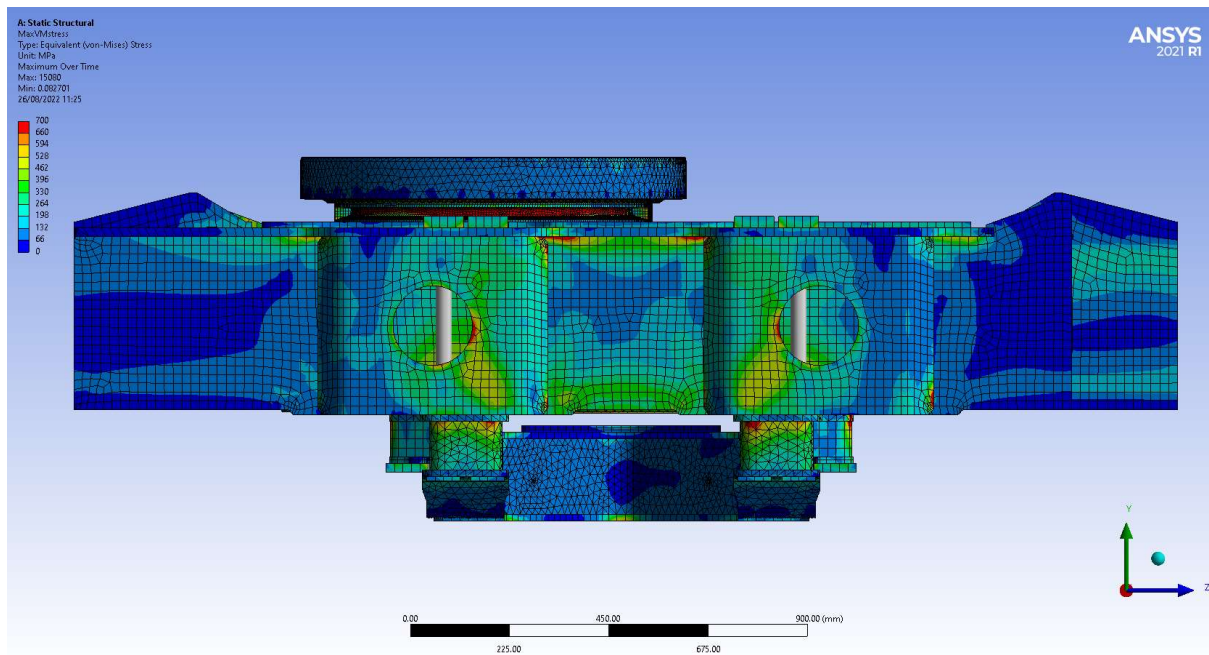


Ilustración 32, Imagen de la zona junto al camión de las tensiones de Von Mises de la base actual

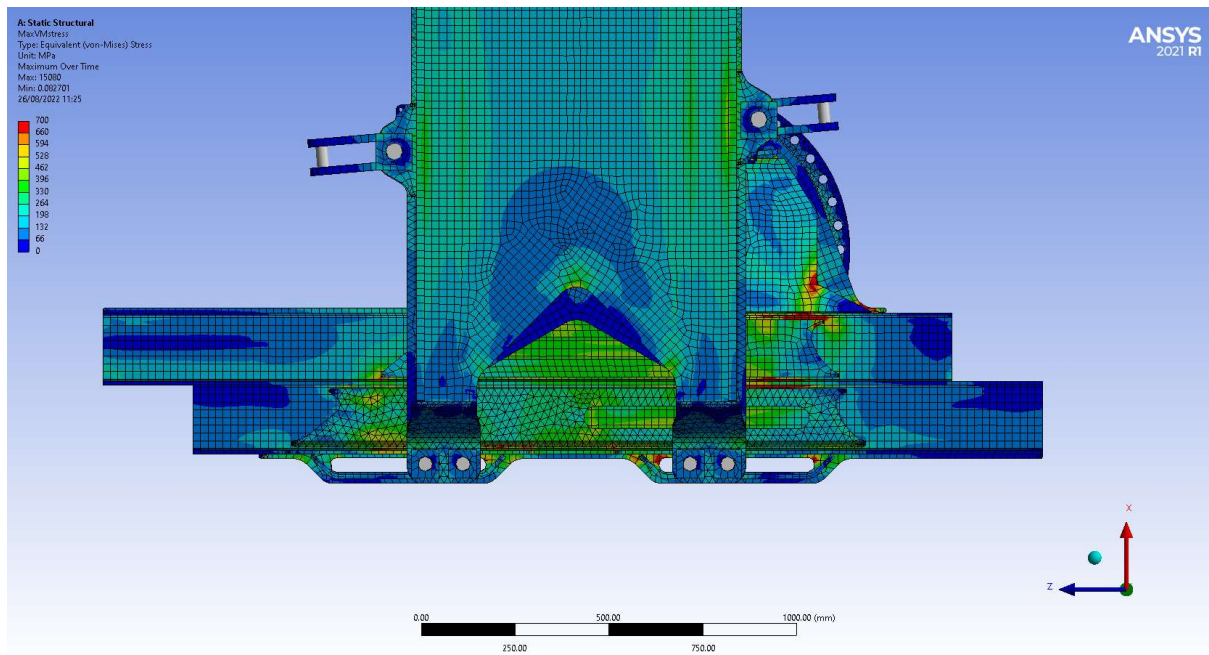


Ilustración 33, Imagen inferior de las tensiones de Von Mises de la base actual

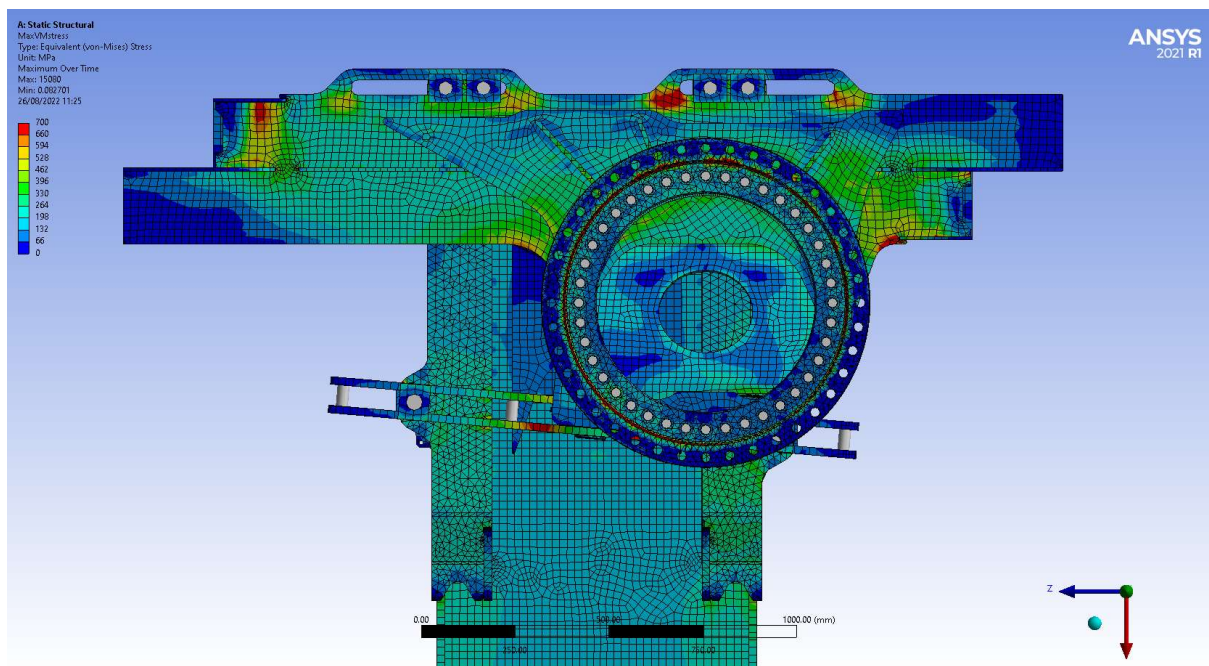


Ilustración 34, Imagen superior de las tensiones de Von Mises de la base actual

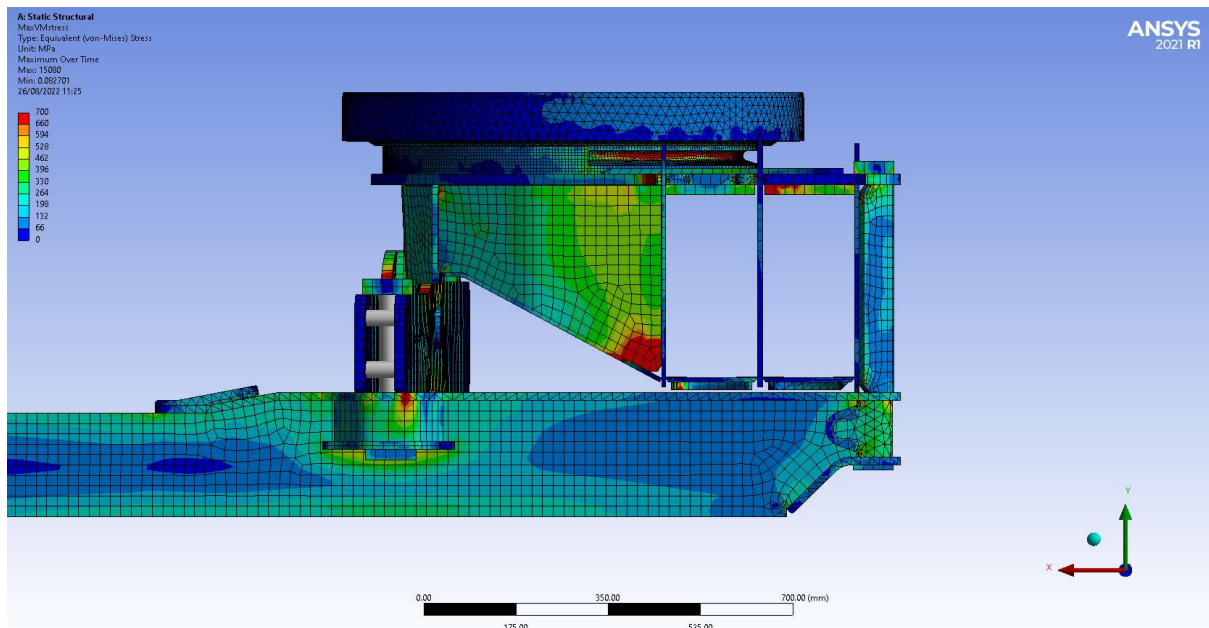


Ilustración 35, Imagen lateral derecha de las tensiones de Von Mises de la base actual

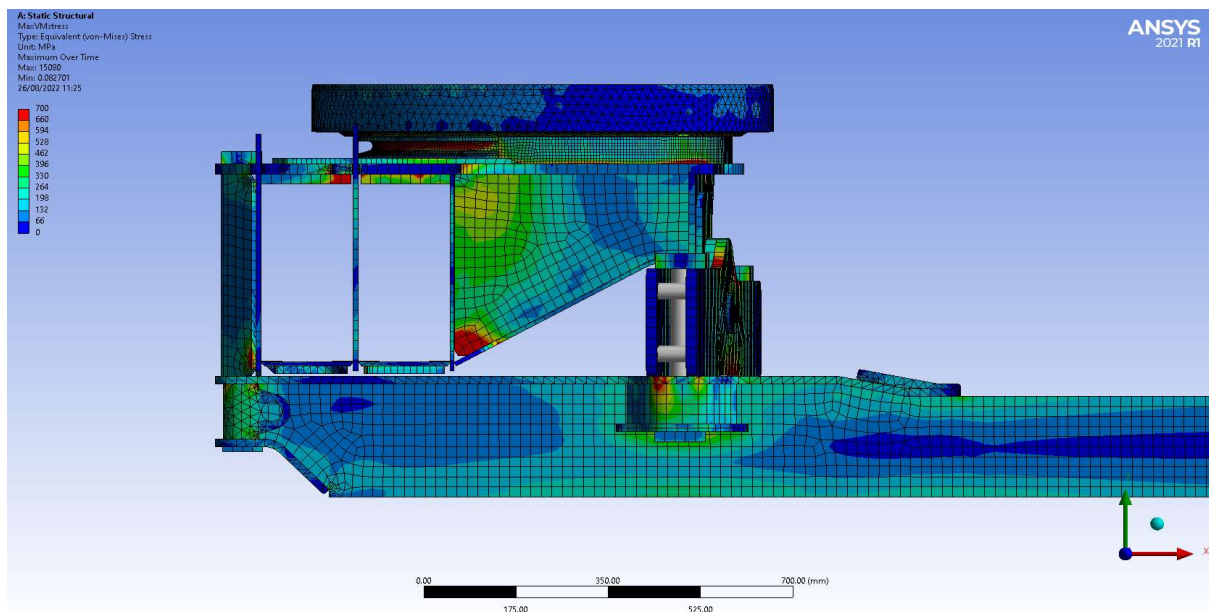


Ilustración 36, Imagen lateral izquierda de las tensiones de Von Mises de la base actual

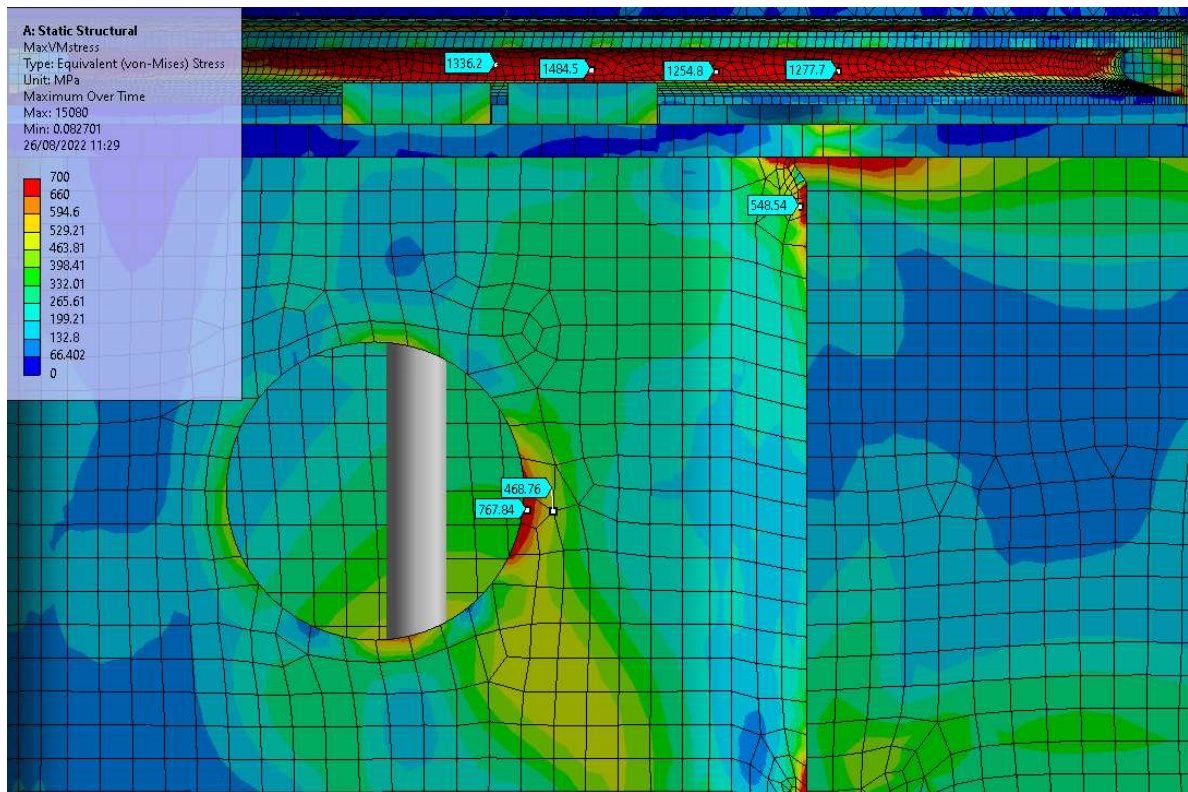


Ilustración 37, Detalle de las tensiones más elevadas de la Ilustración 32

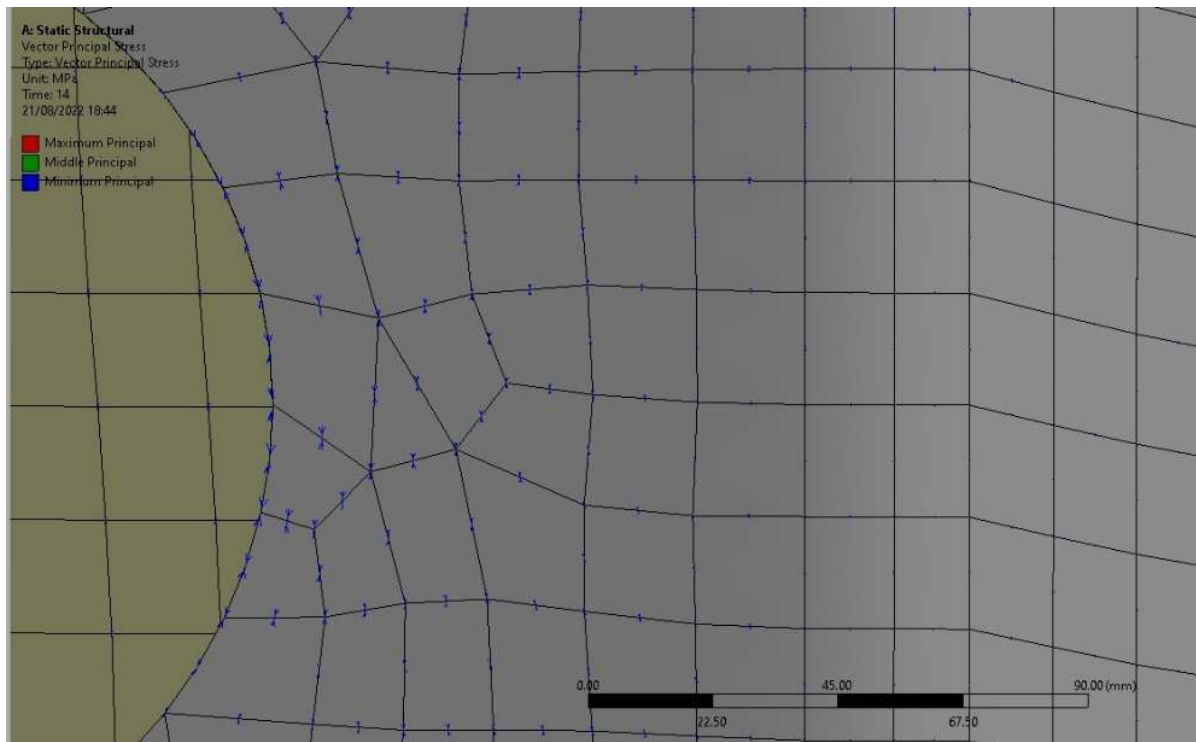


Ilustración 38, Detalle de las direcciones principales de las tensiones máximas de la ilustración 37

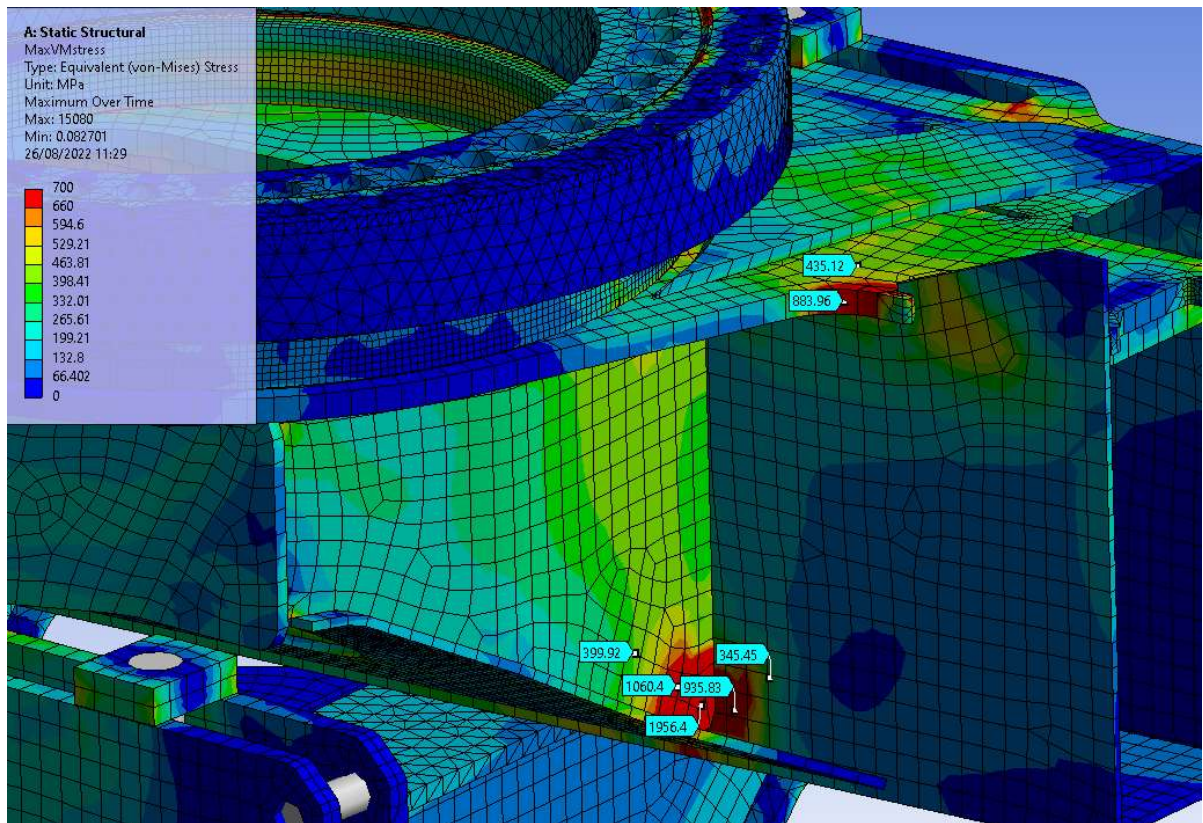


Ilustración 39, Detalle de las tensiones elevadas de la ilustración 35

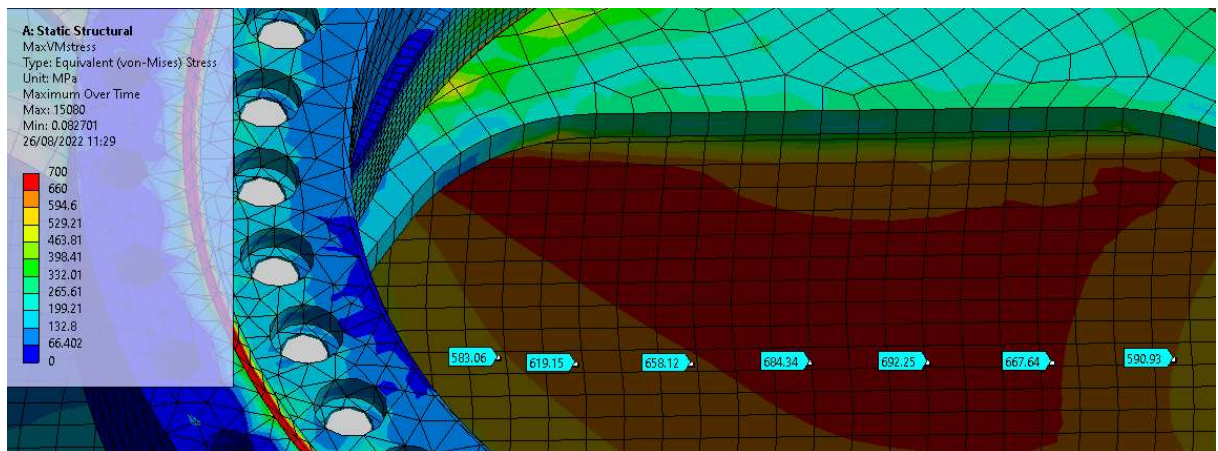


Ilustración 40, Detalle de la chapa bajo el zuncho de la base actual

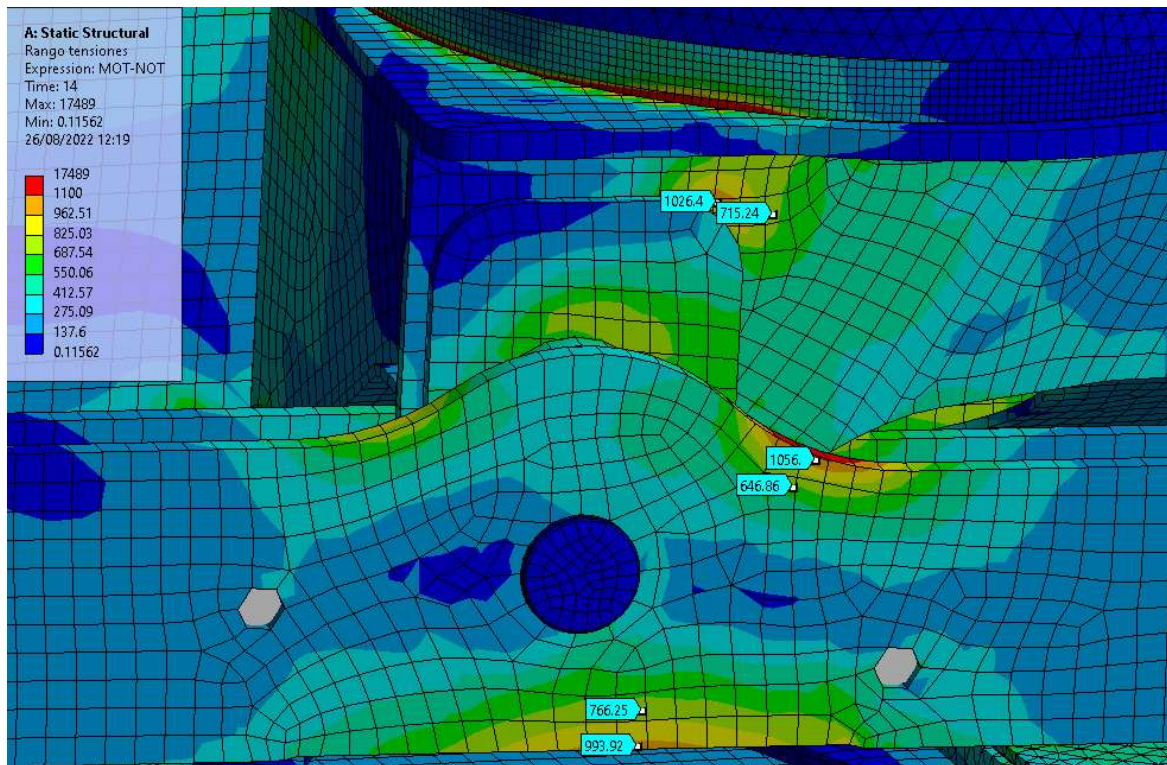


Ilustración 41, Detalle del rango de tensiones en la parte delantera la base actual

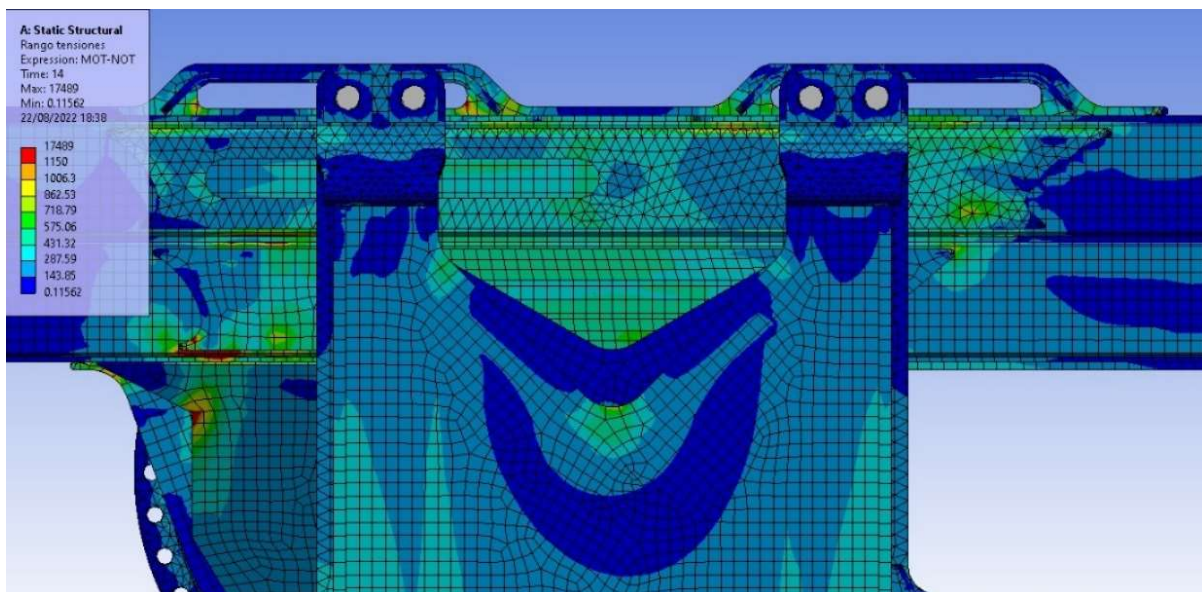


Ilustración 42, Detalle del rango de tensiones en la parte inferior de la base actual

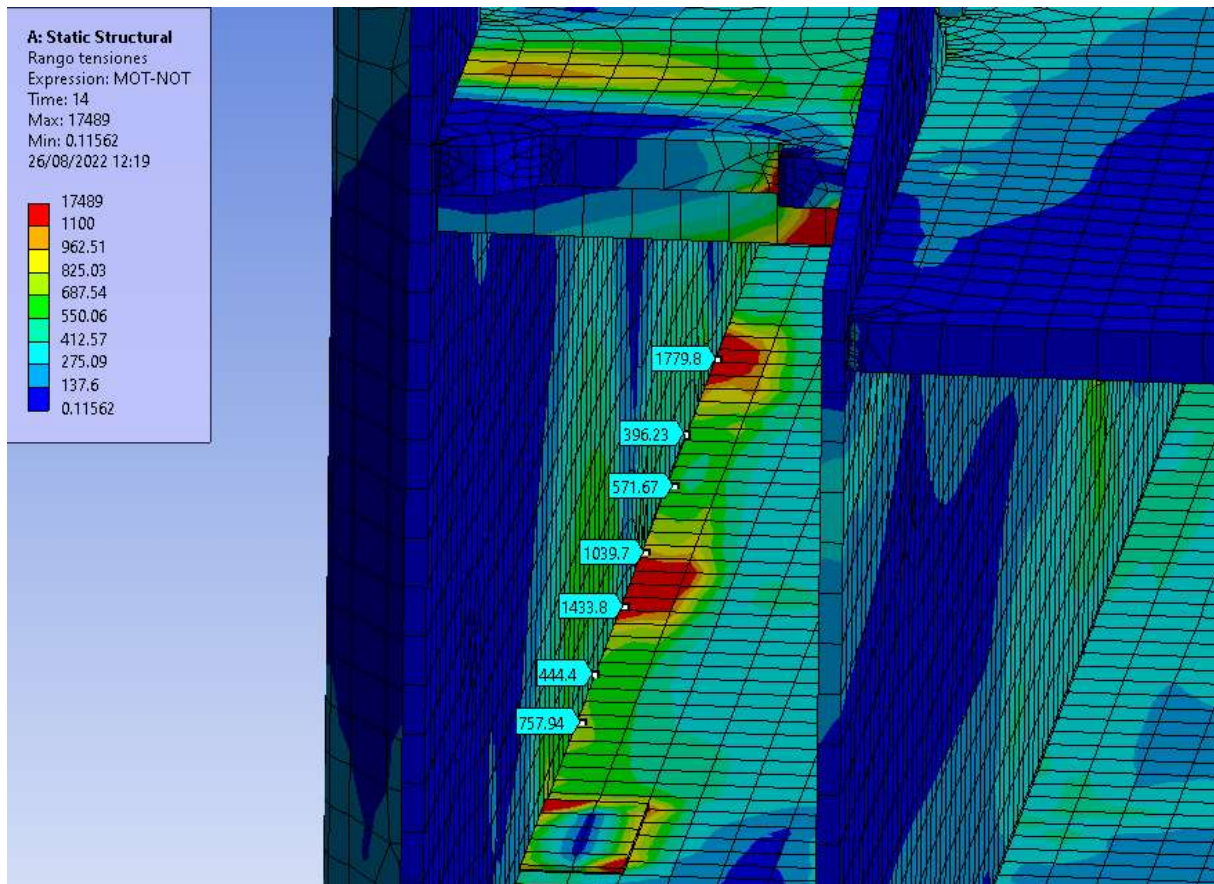


Ilustración 43, Detalle del rango de tensiones en el interior del portacolas de la base actual

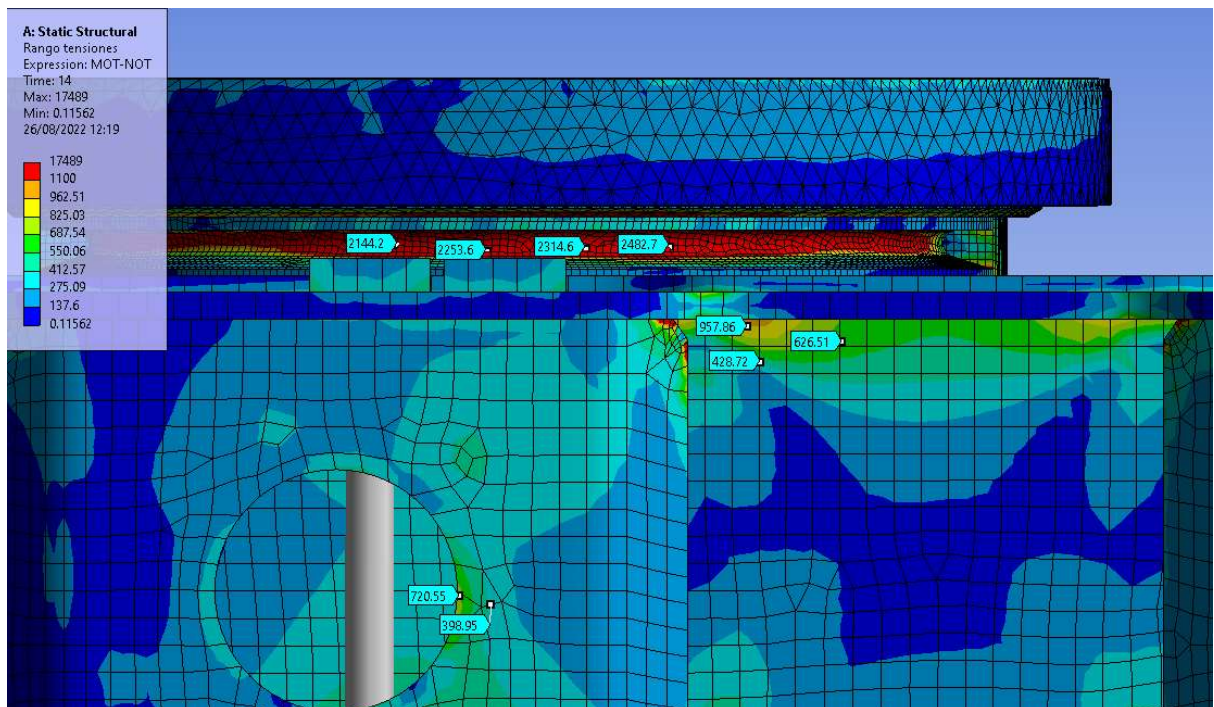


Ilustración 44, Detalle del rango de tensiones en el zuncho de la base actual

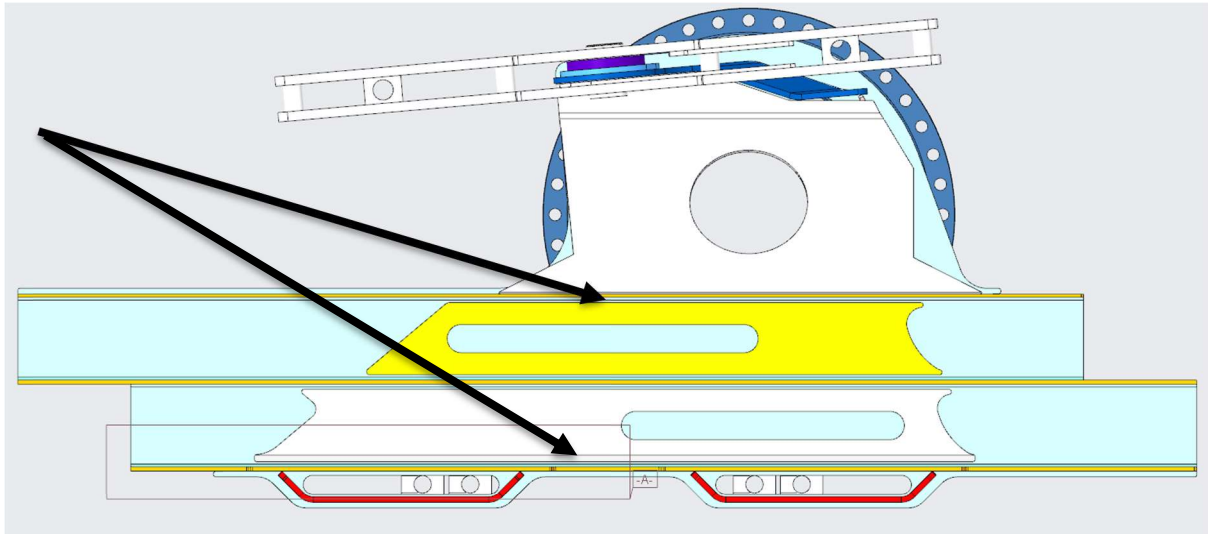


Ilustración 45, Imagen en la que se muestran las soldaduras de la parte inferior de la base en las que han aparecido grietas de la base actual

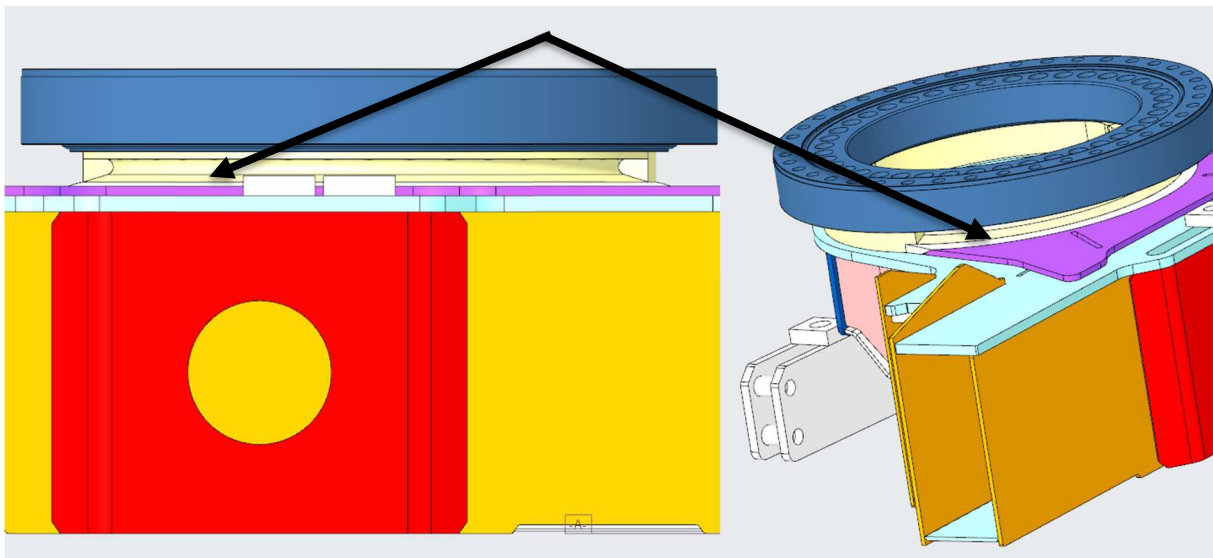


Ilustración 46, Imagen en la que se muestran la soldadura del zuncho en la cual aparecen grietas de la base actual

Nueva base con oscilante

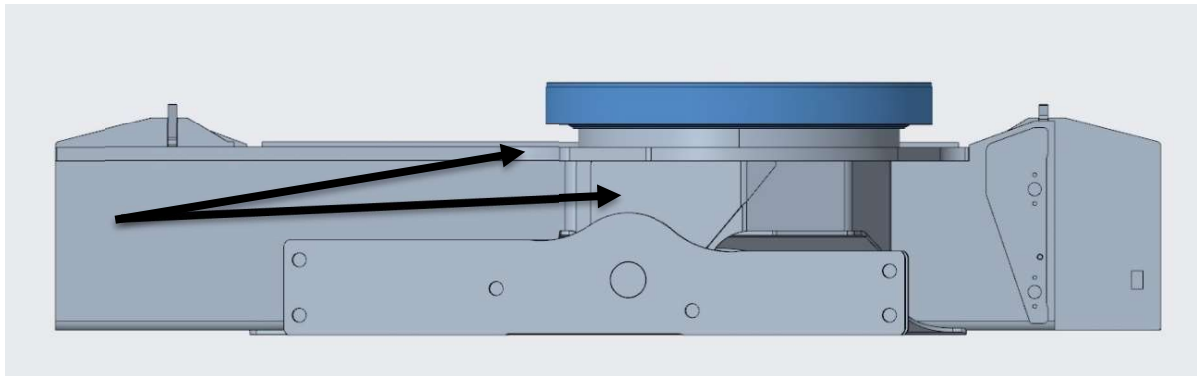


Ilustración 47, Imagen de la parte del oscilante del nuevo diseño

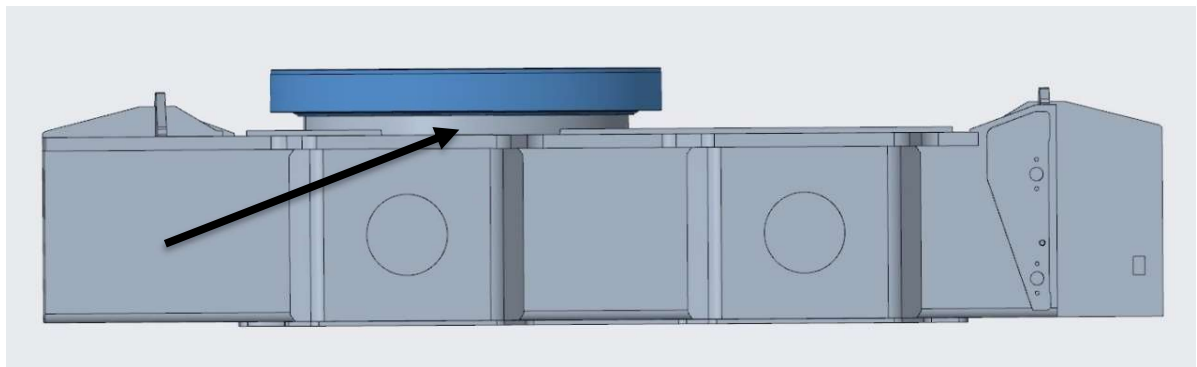


Ilustración 48, Imagen de la parte junto al camión del nuevo diseño

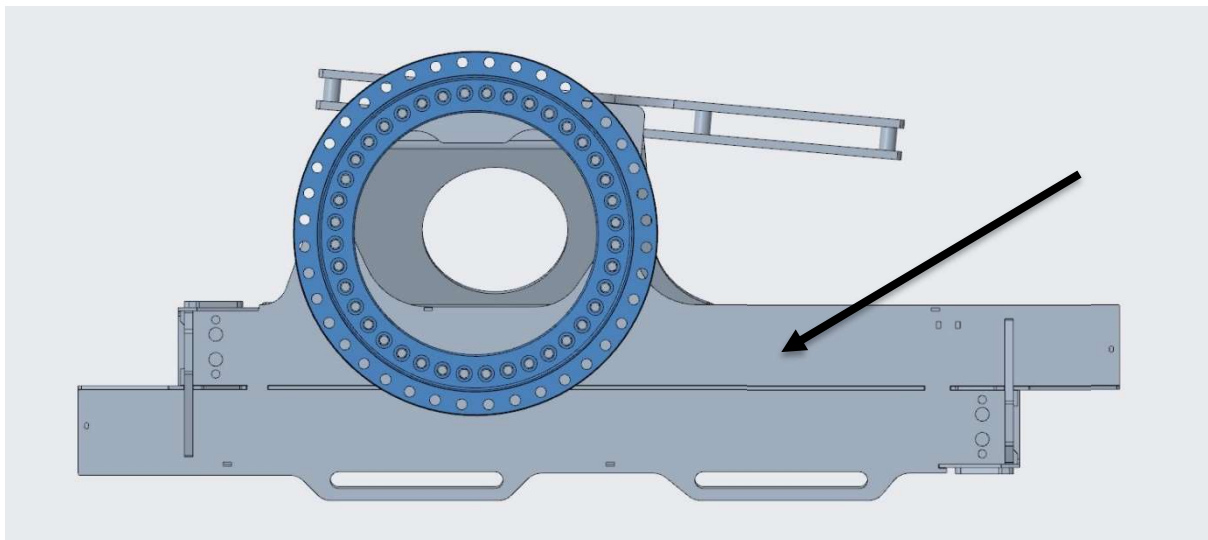


Ilustración 49, Imagen superior del nuevo diseño

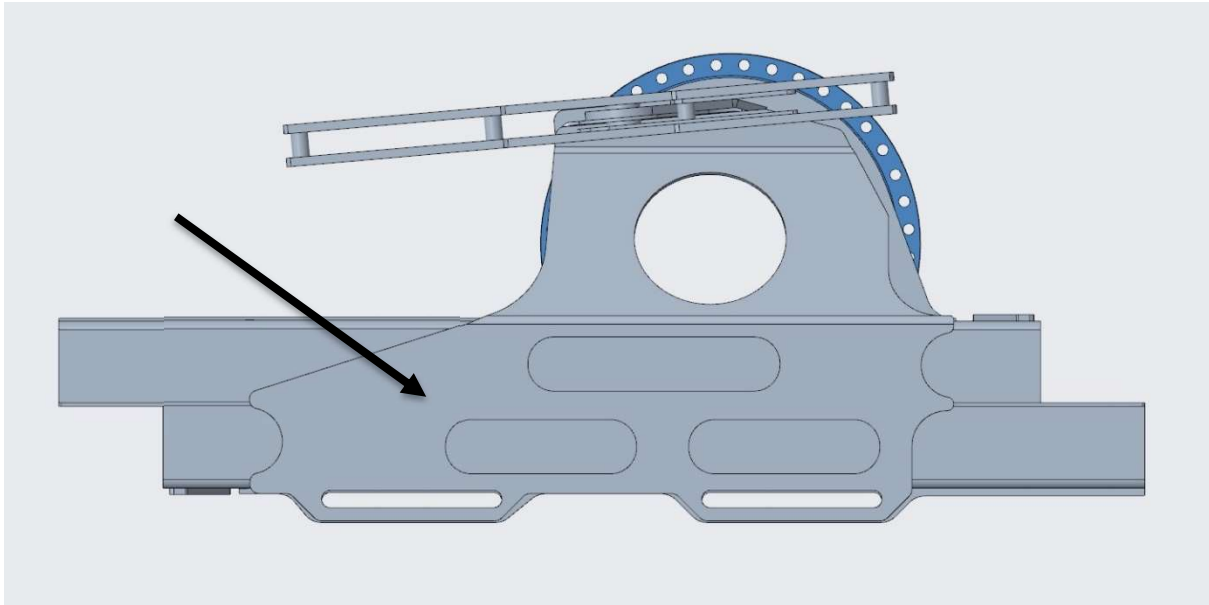


Ilustración 50, Imagen inferior del nuevo diseño

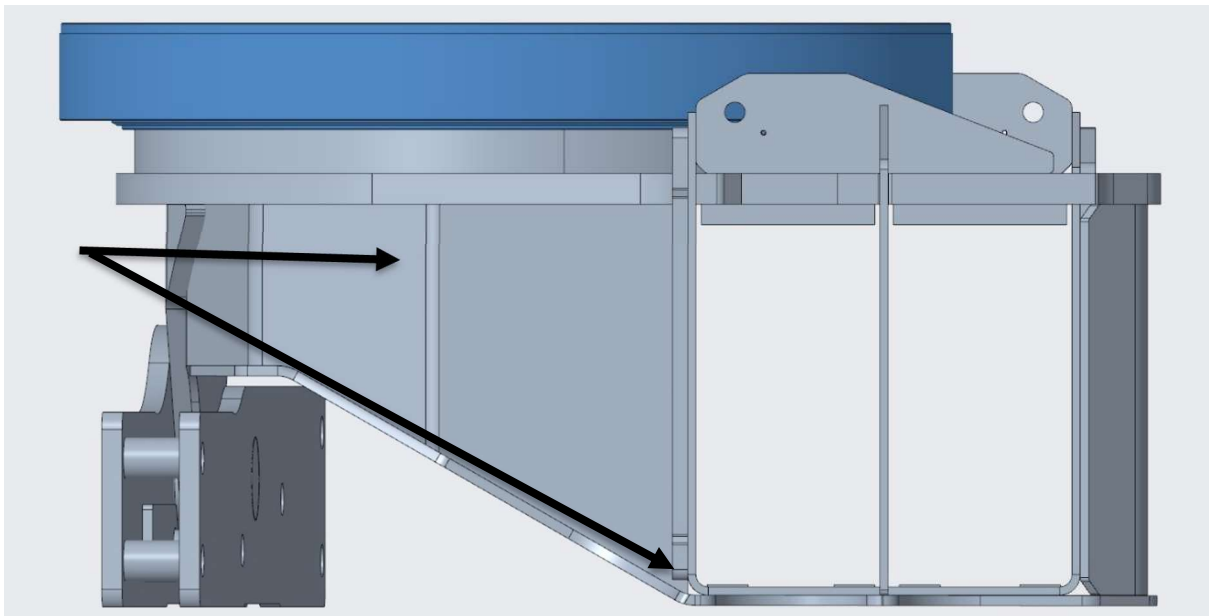


Ilustración 51, Imagen lateral derecha del nuevo diseño

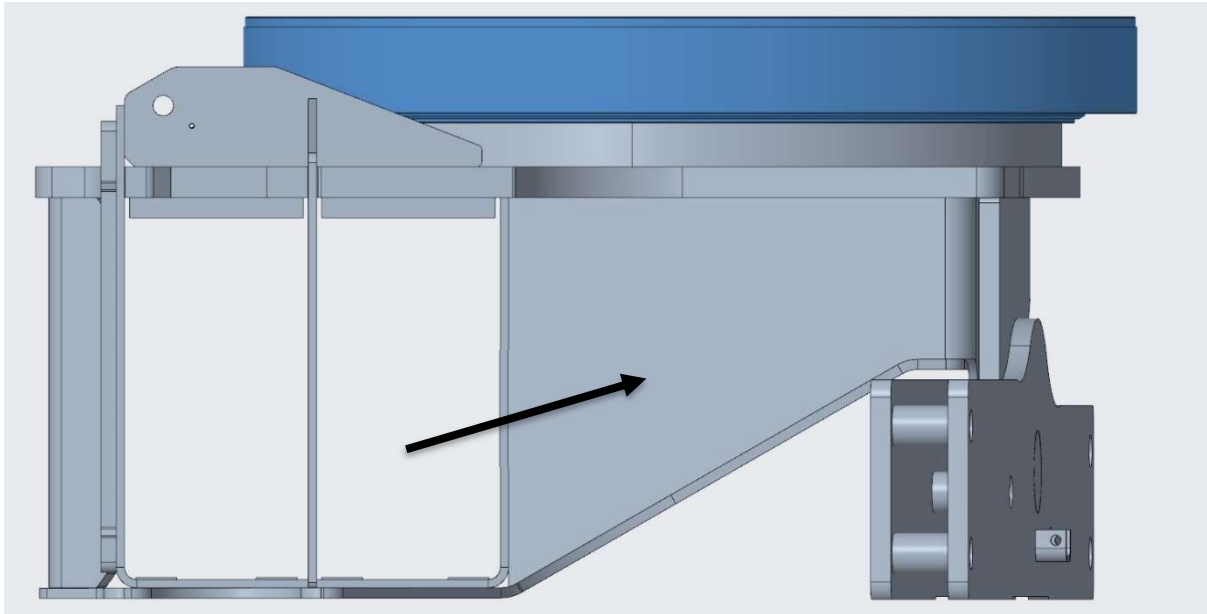


Ilustración 52, Imagen lateral izquierda del nuevo diseño

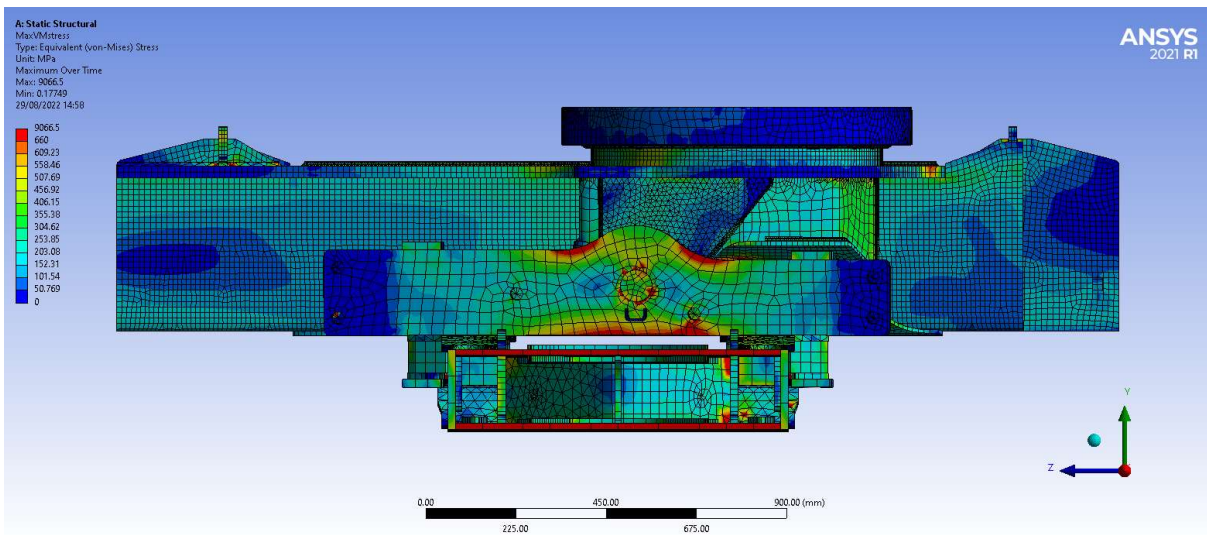


Ilustración 53, Imagen de la parte del oscilante de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño

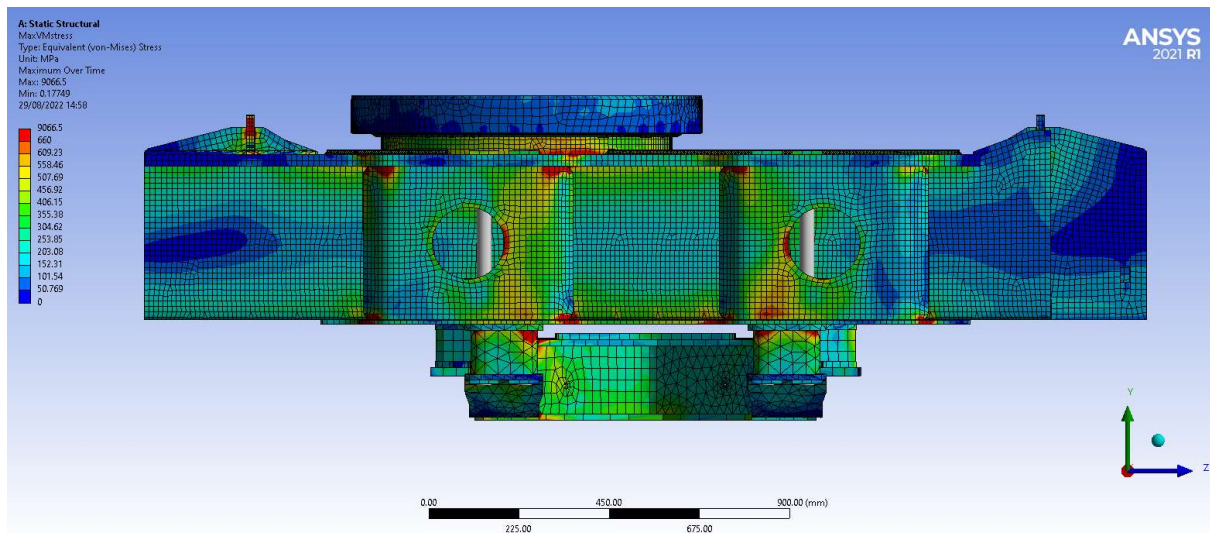


Ilustración 54, Imagen de la parte de cercana a la cabina de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño

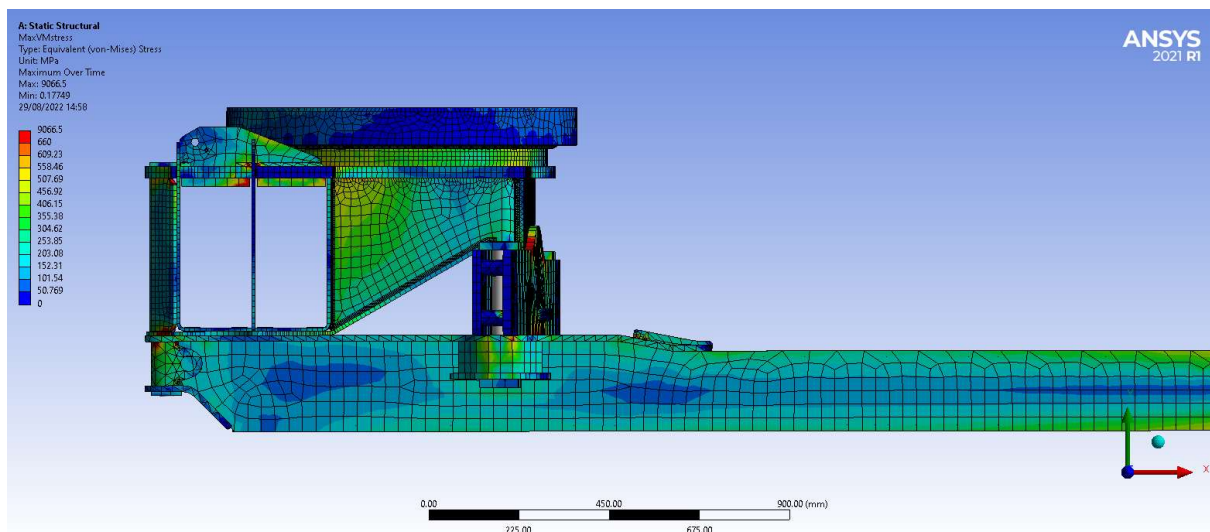


Ilustración 55, Imagen lateral izquierda de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño

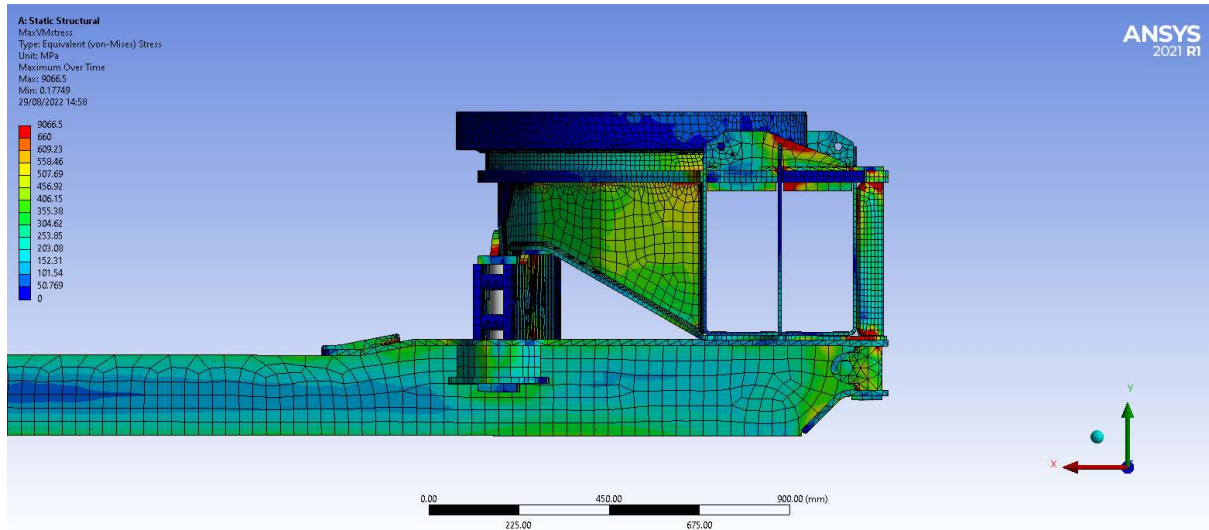


Ilustración 56, Imagen lateral derecha de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño

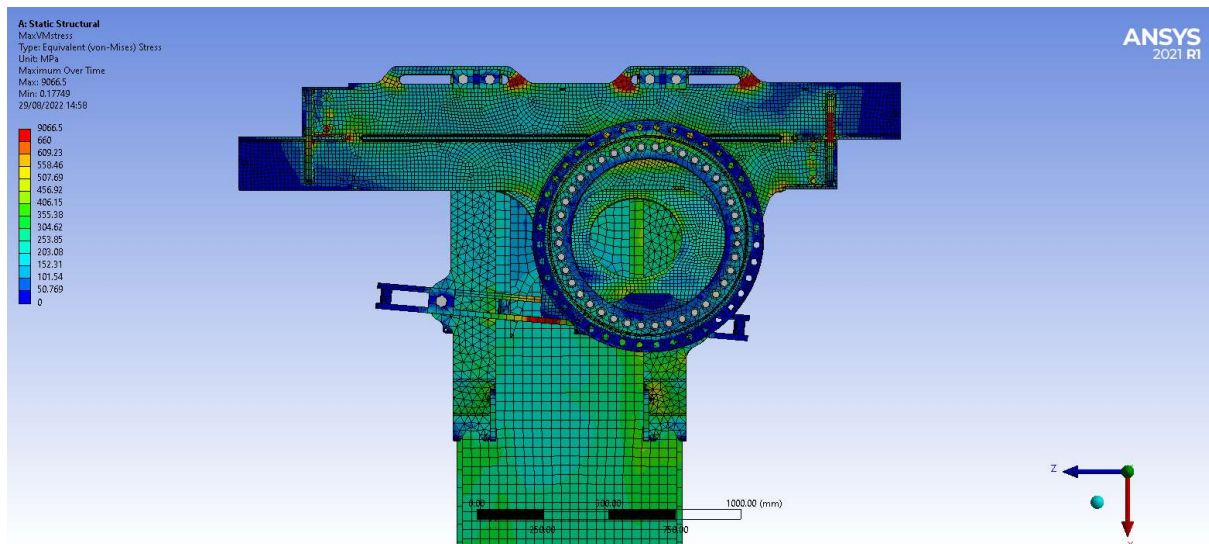


Ilustración 57, Imagen de la parte superior de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño

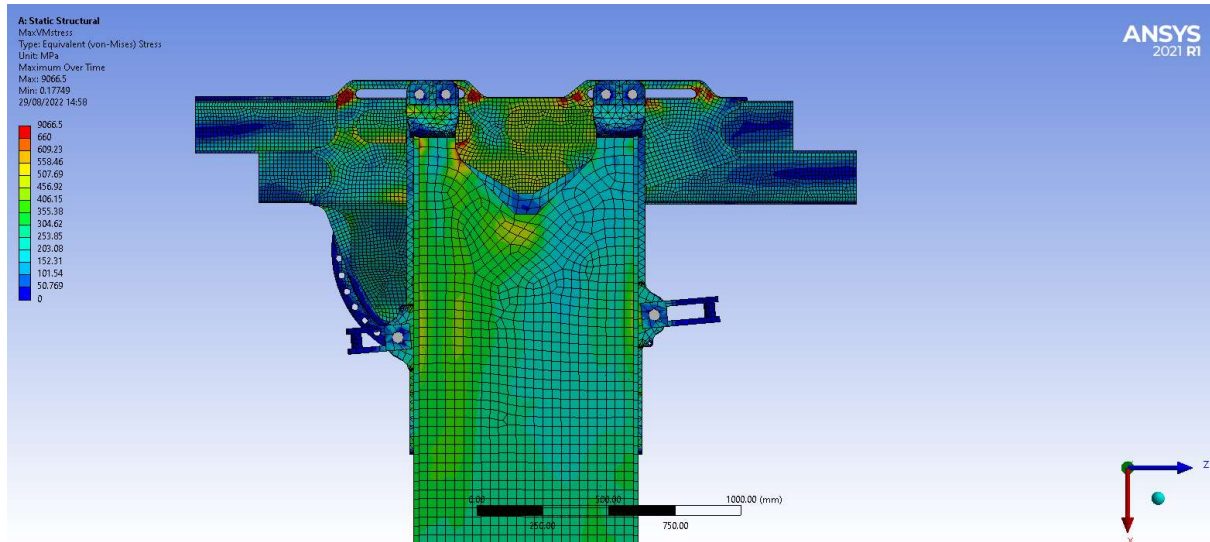


Ilustración 58, Imagen de la parte inferior de las tensiones de Von Mises del nuevo diseño

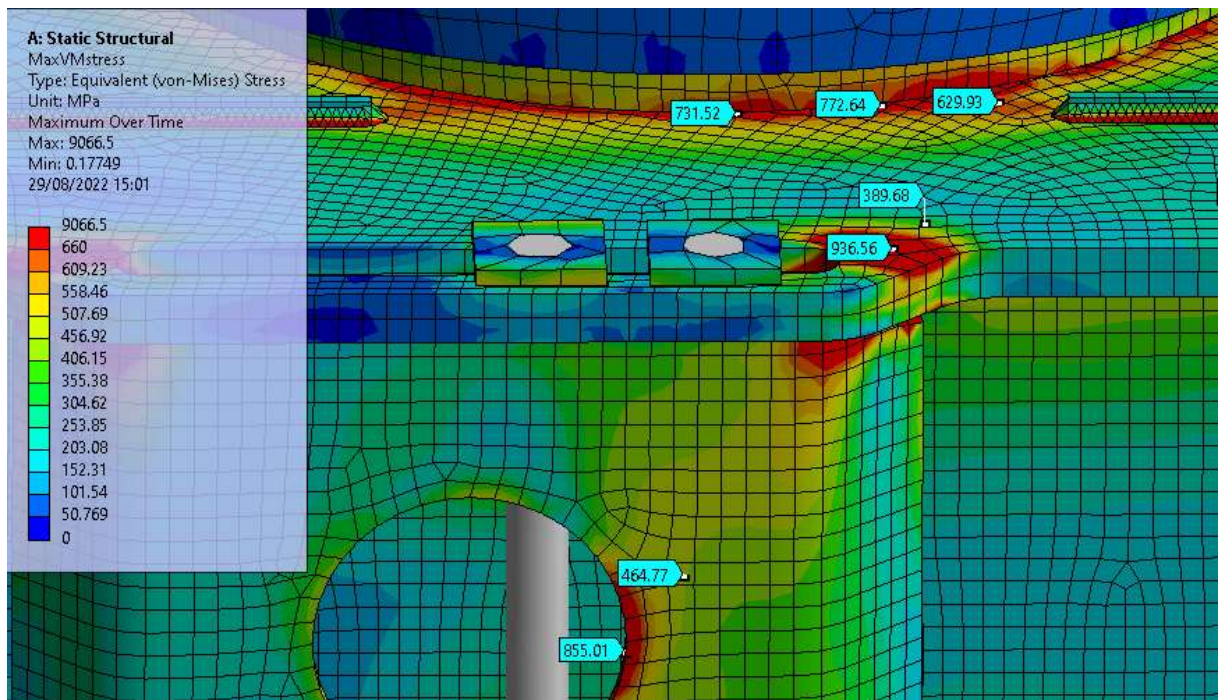


Ilustración 59, Detalle de las tensiones de Von Mises sobre la parte cercana a la cabina de la ilustración 38

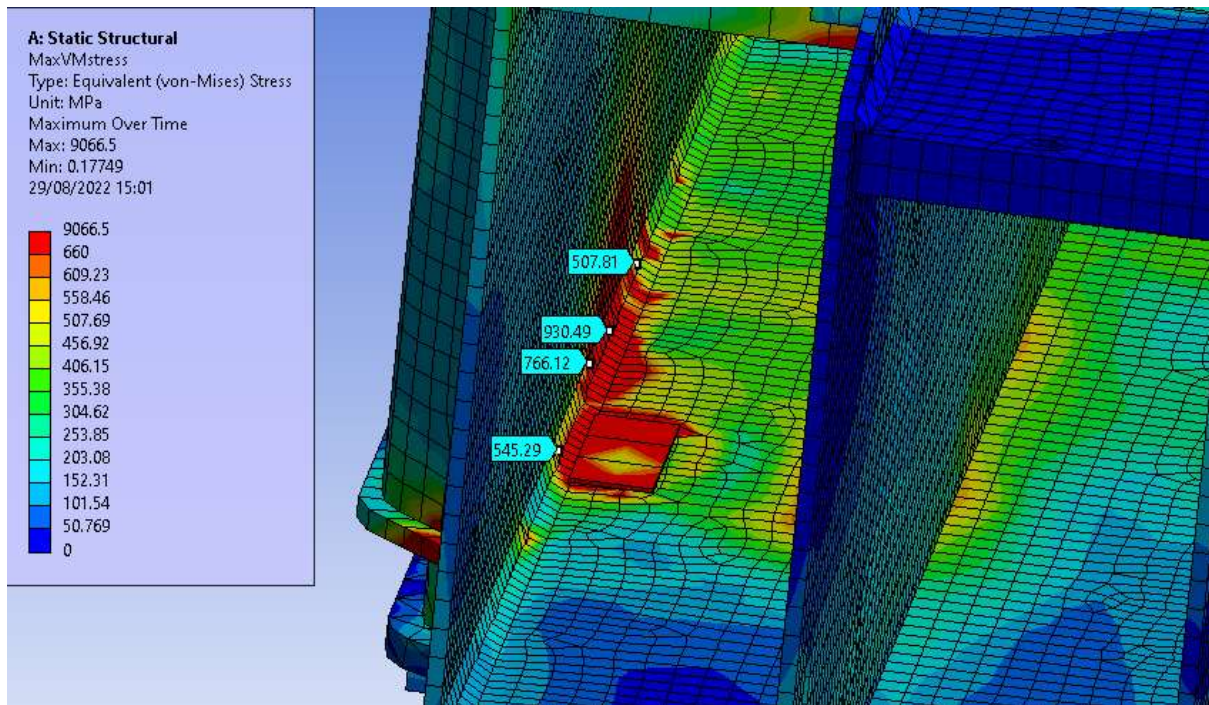


Ilustración 60, Detalle de las tensiones de Von Mises en el interior del portacolas

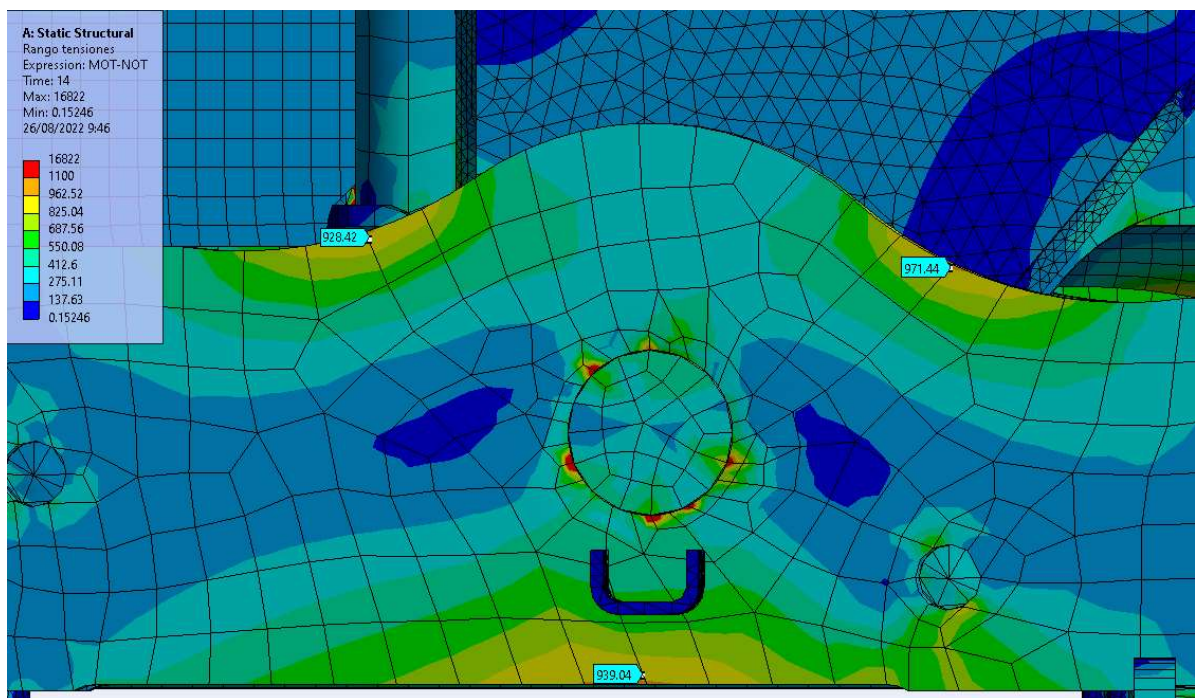


Ilustración 61, Detalle del rango de tensiones del apoyo oscilante del nuevo diseño

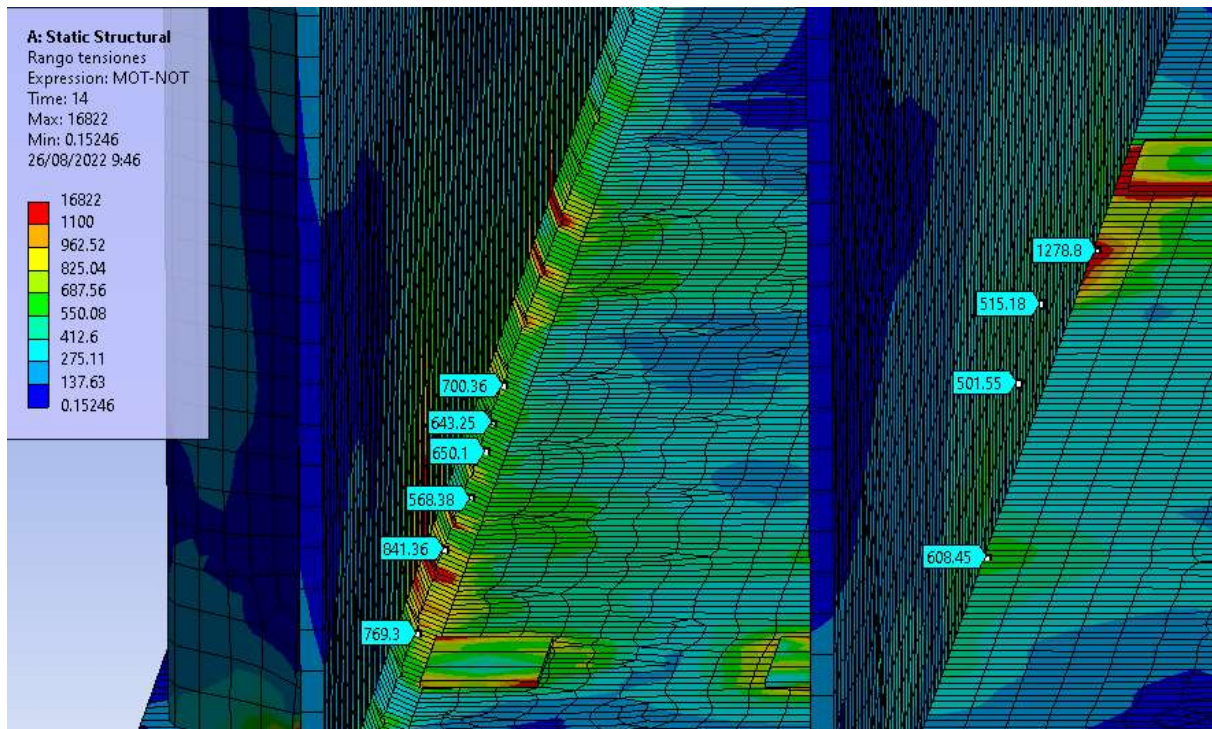


Ilustración 62, Detalle del rango de tensiones en el interior del portacolas del nuevo diseño

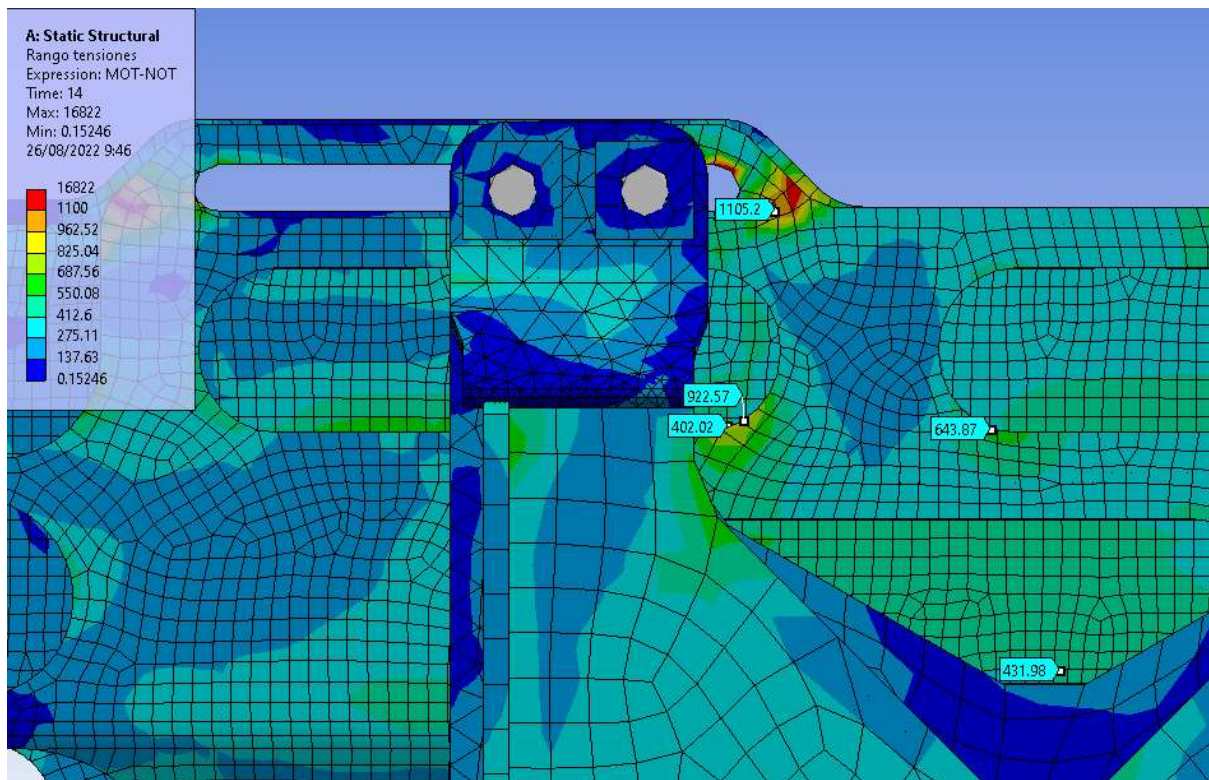


Ilustración 63, Detalle del rango de tensiones sobre la parte inferior del nuevo diseño

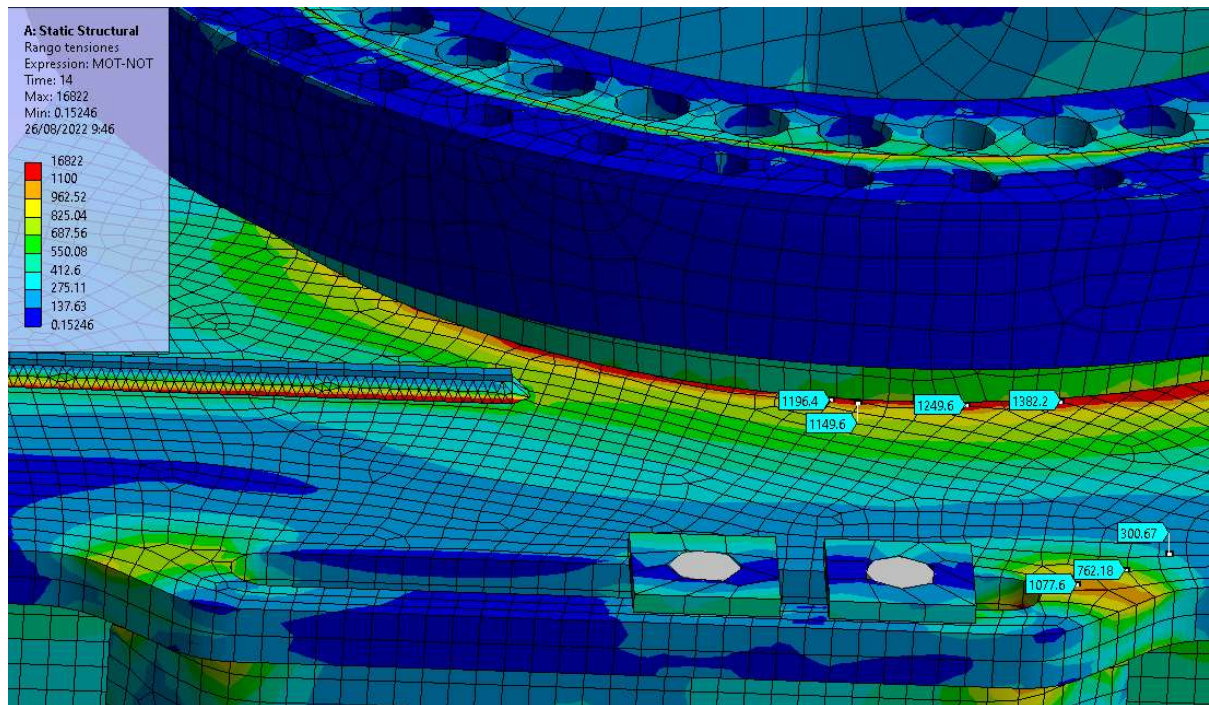


Ilustración 64, Detalle del rango de tensiones en la parte del zuncho del nuevo diseño

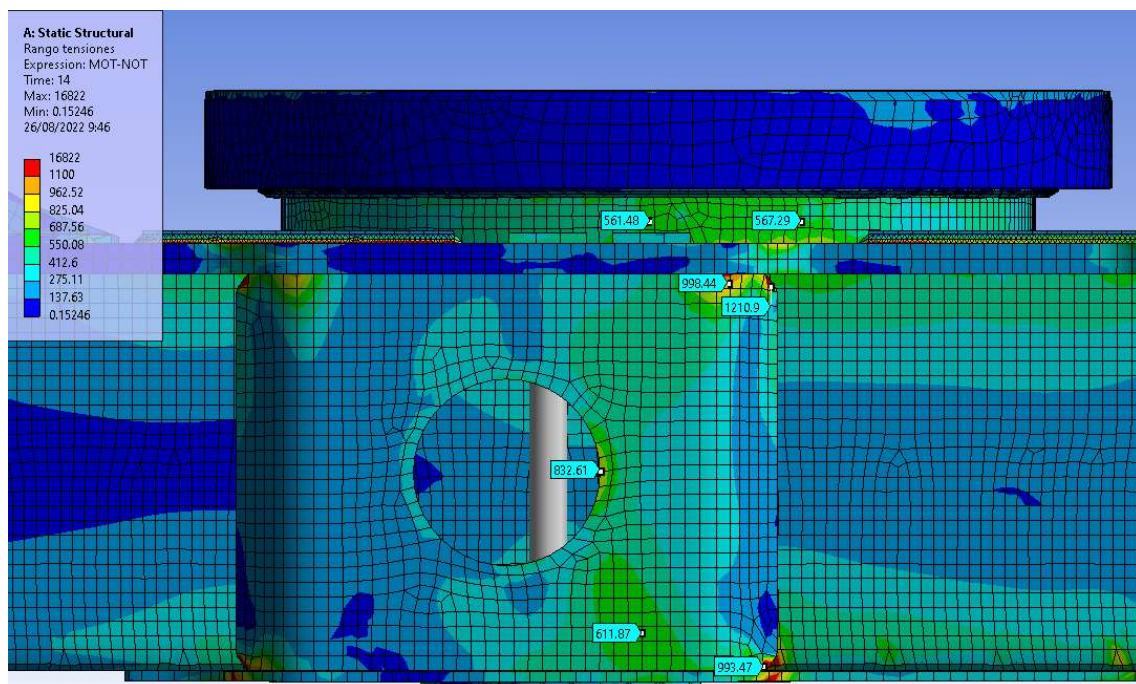


Ilustración 65, Detalle del rango de tensiones en la parte cercana a la cabina del nuevo diseño

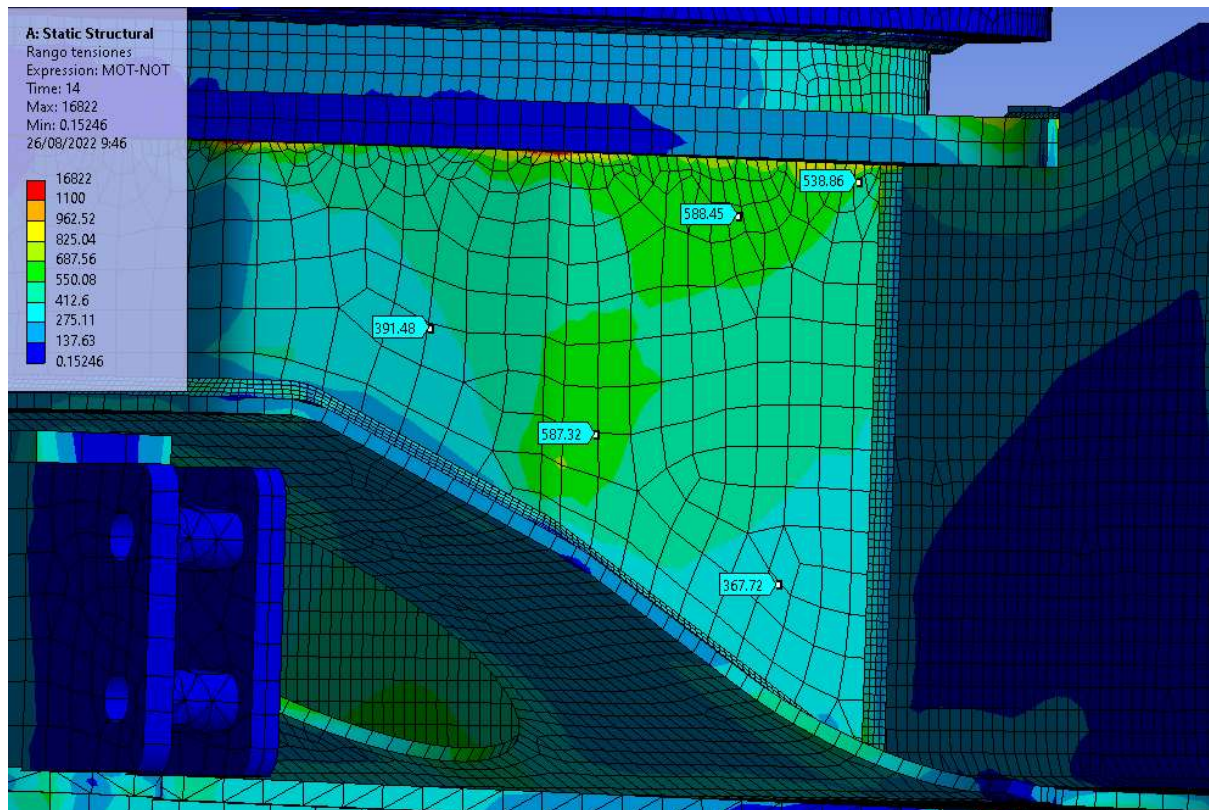


Ilustración 66, Detalle del rango de tensiones en la parte de la envolvente del nuevo diseño

Nueva base sin oscilante

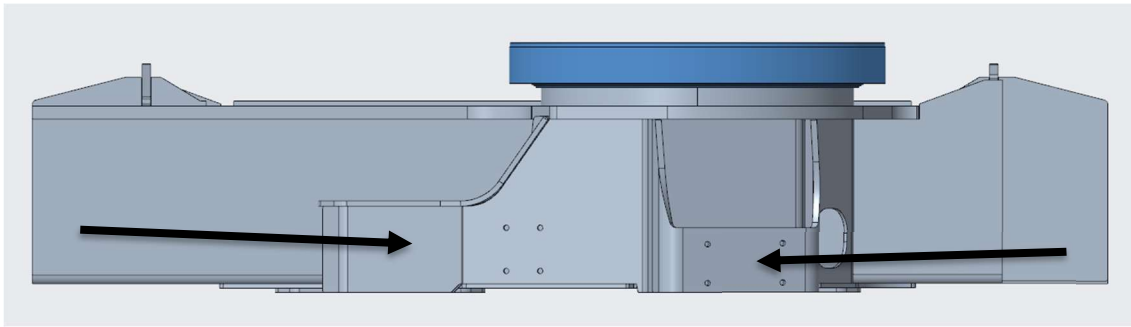


Ilustración 67, Imagen de la parte del oscilante del diseño sin oscilante

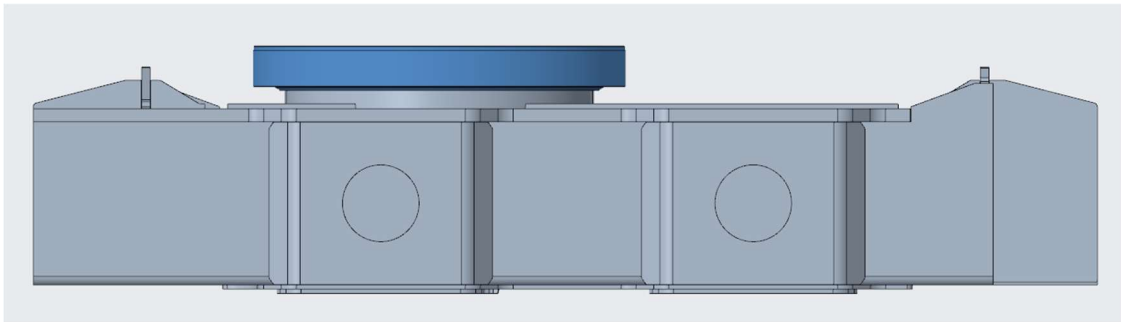


Ilustración 68, Imagen de la parte junto al camión del diseño sin oscilante

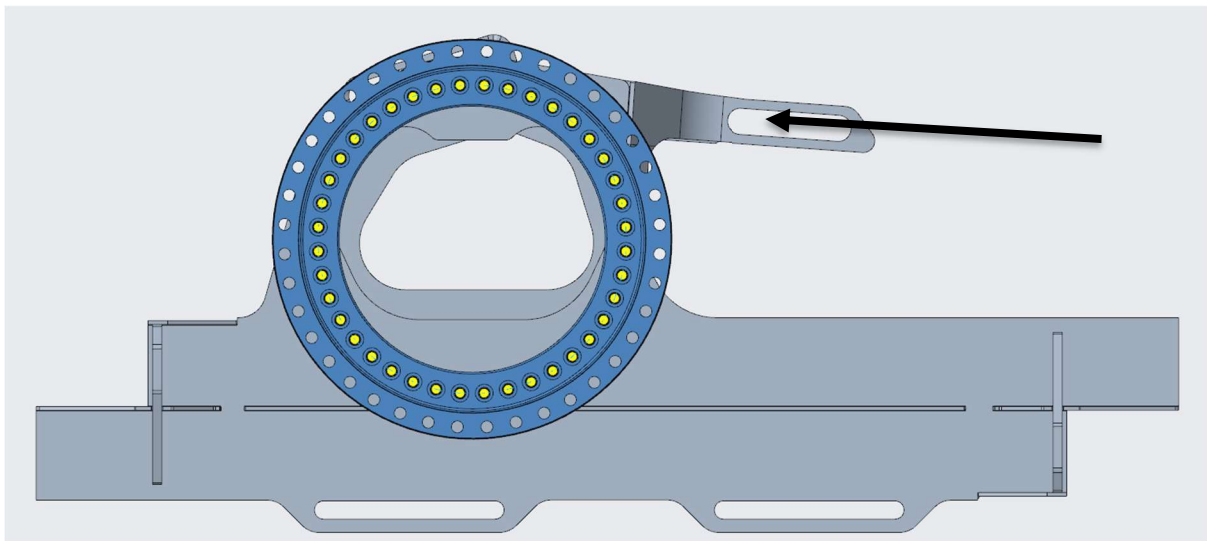


Ilustración 69, Imagen superior de la base del diseño sin oscilante

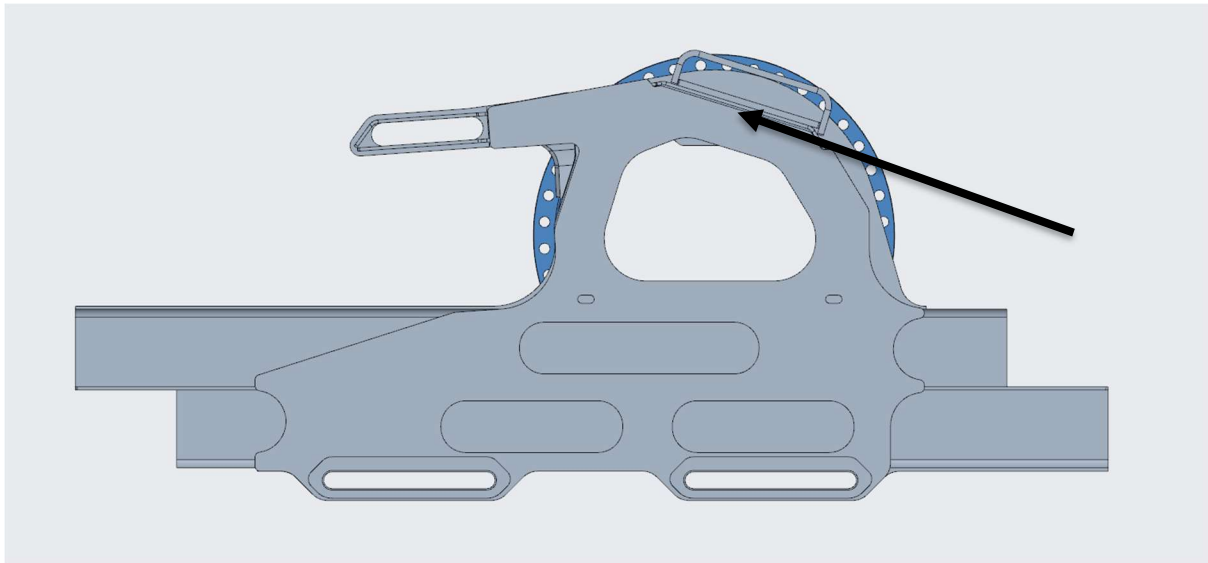


Ilustración 70, Imagen inferior de la base del diseño sin oscilante

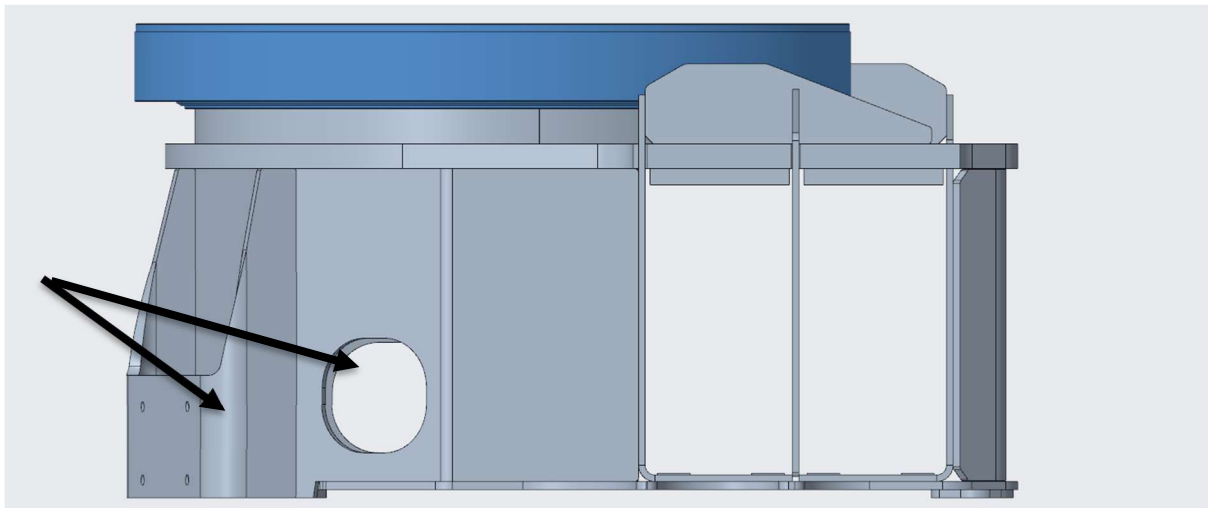


Ilustración 71, Imagen lateral derecha de la base del diseño sin oscilante

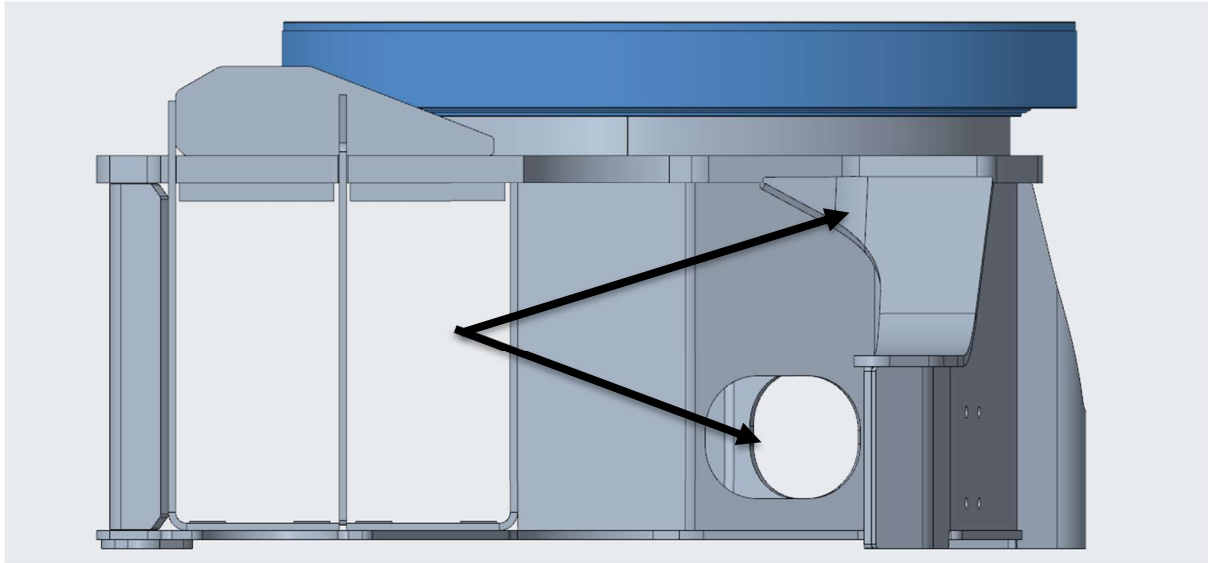


Ilustración 72, Imagen lateral izquierda de la base del diseño sin oscilante

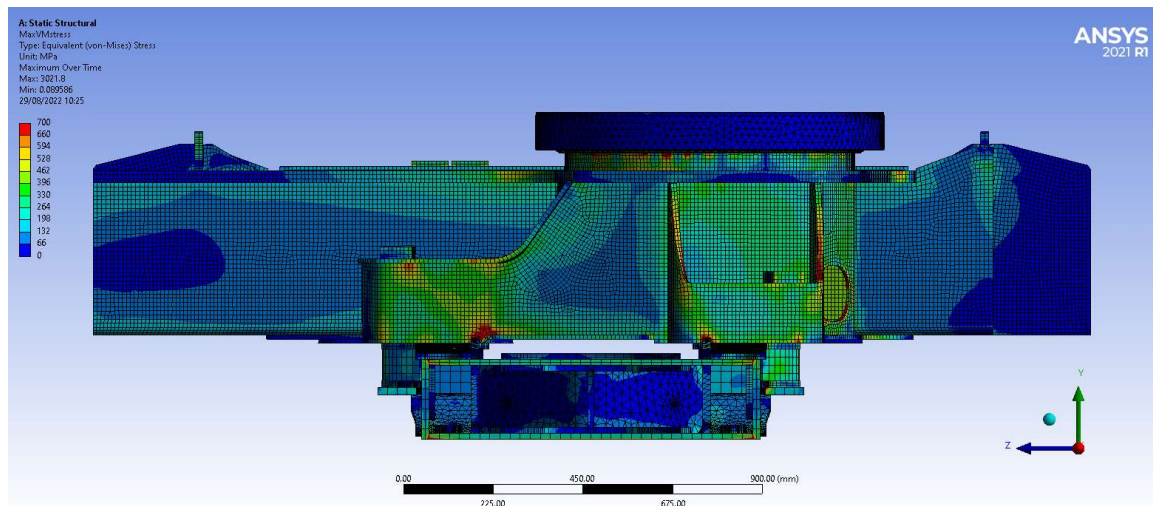


Ilustración 73, Imagen de la parte del oscilante de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante

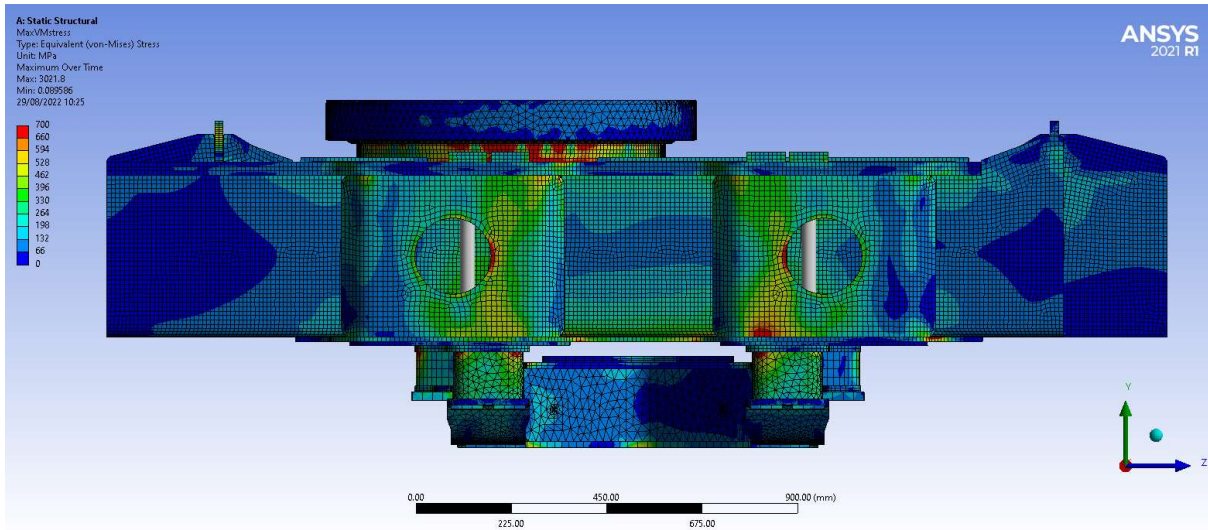


Ilustración 74, Imagen de la parte de cercana a la cabina de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante

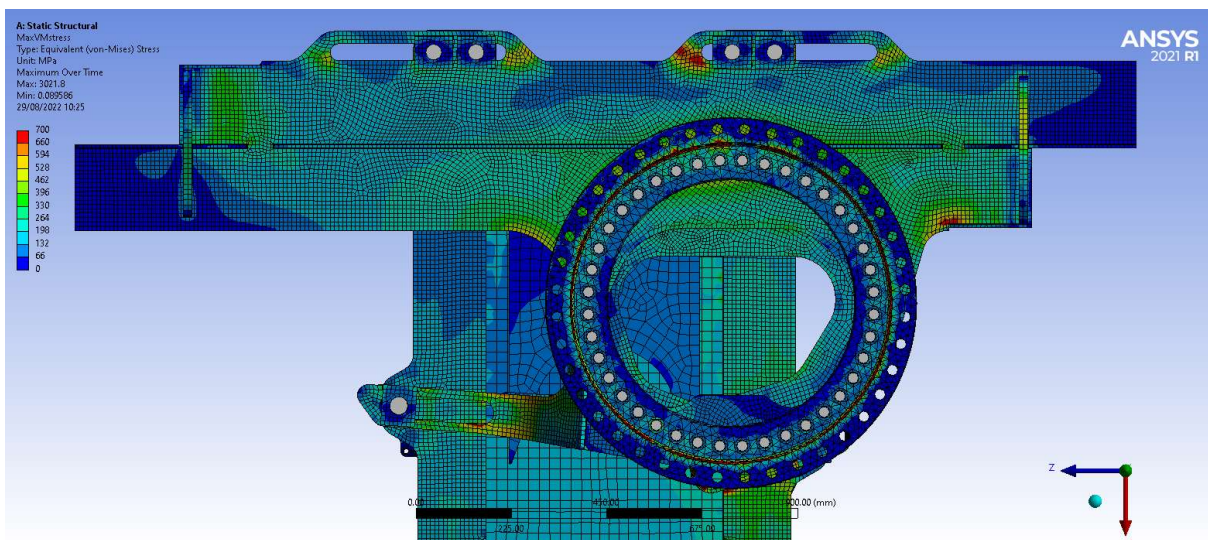


Ilustración 75, Imagen superior de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante

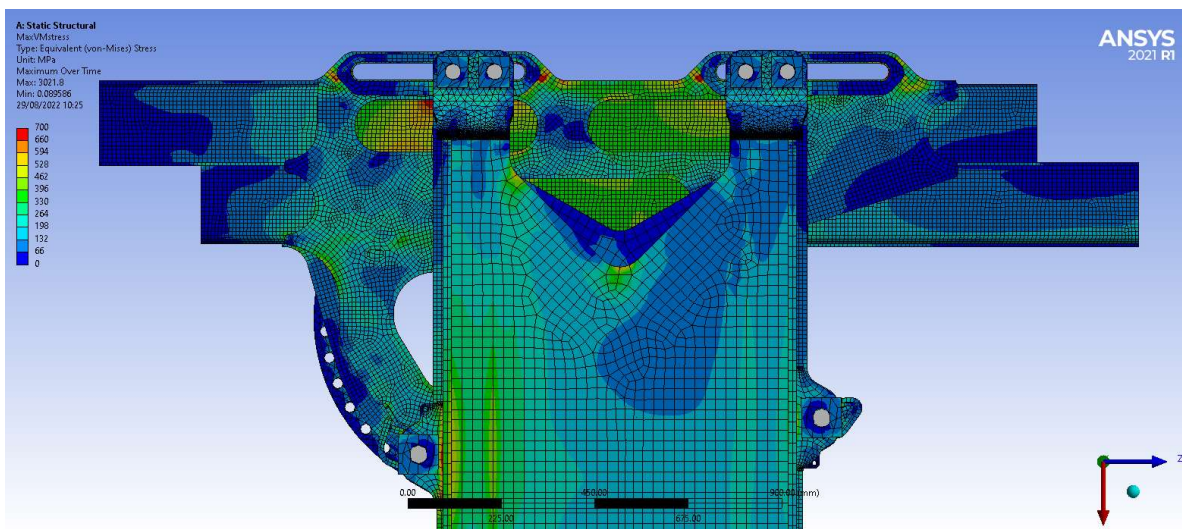


Ilustración 76, Imagen inferior de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante

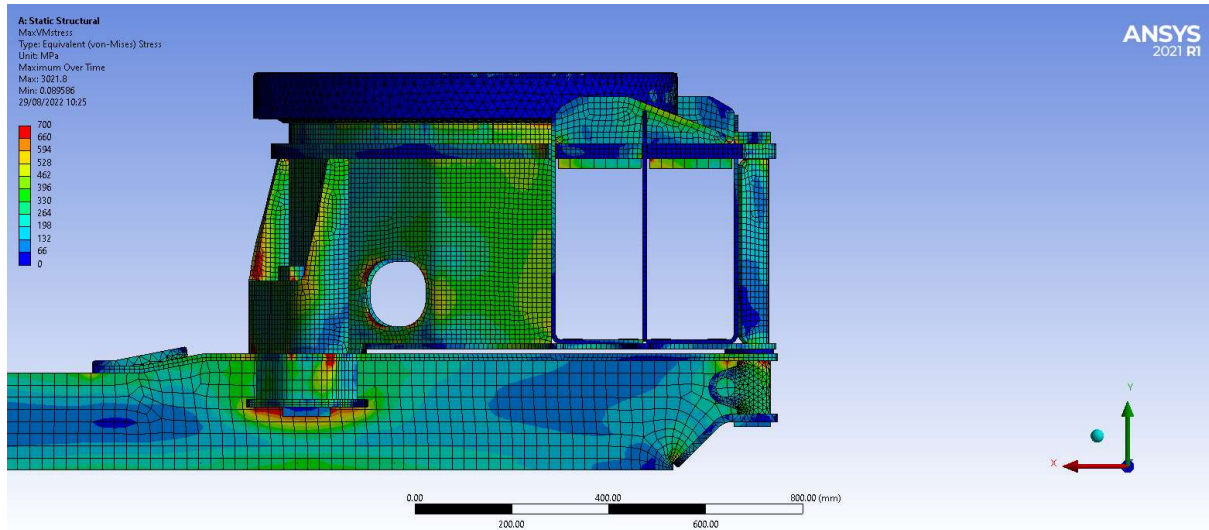


Ilustración 77, Imagen lateral derecha de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante

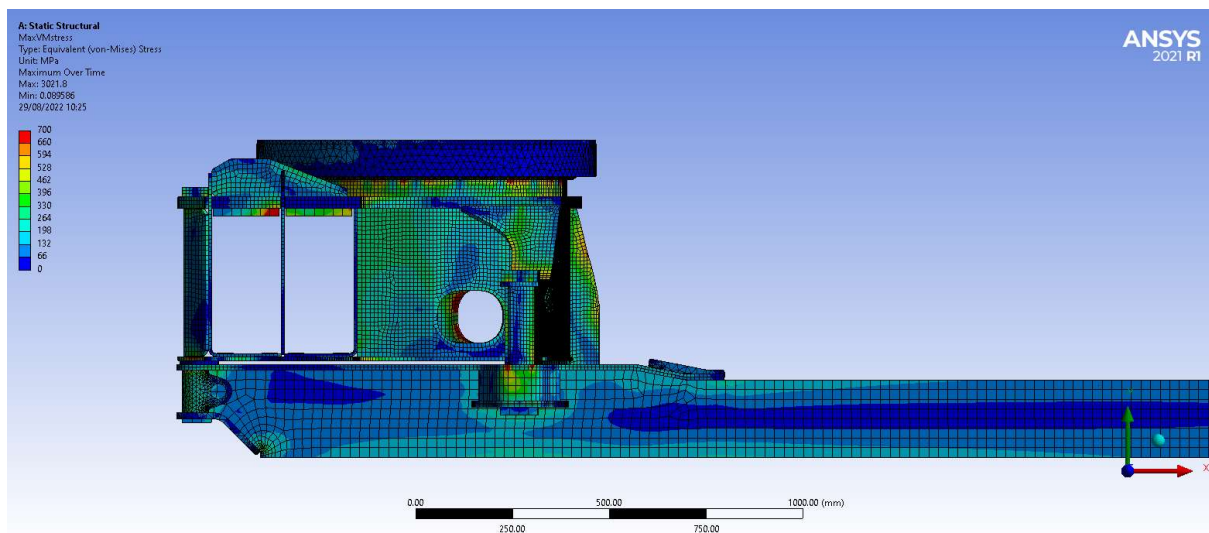


Ilustración 78, Imagen lateral izquierda de las tensiones de Von Mises del diseño sin oscilante

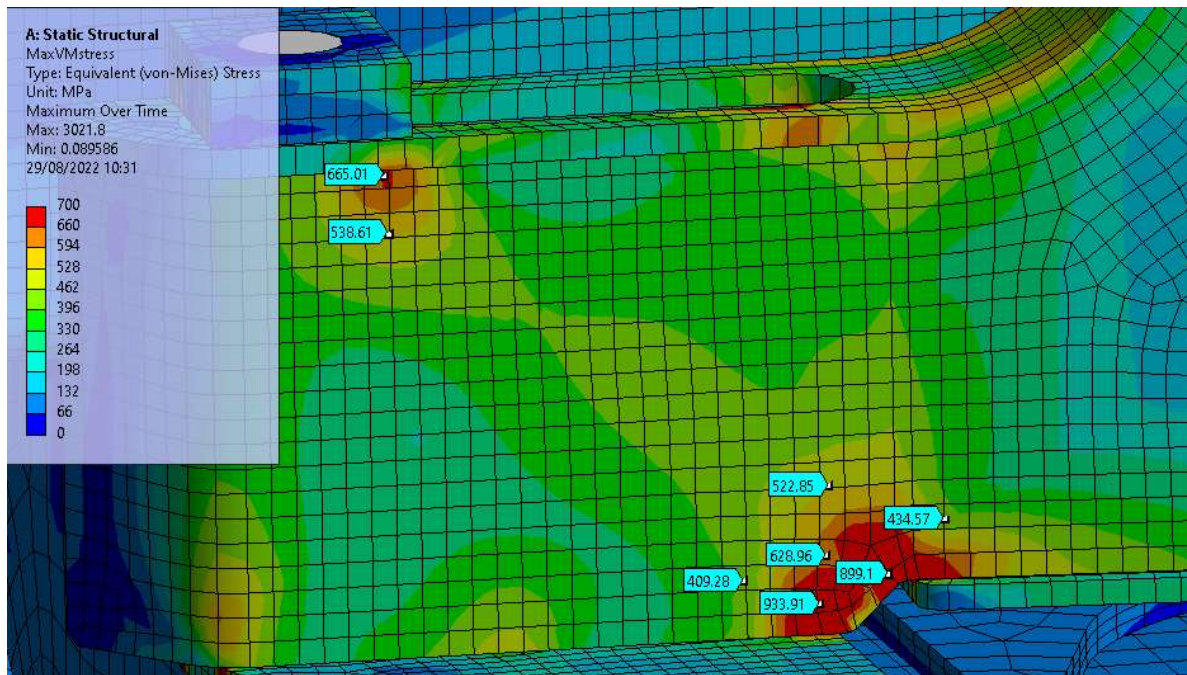


Ilustración 79, Detalle de las tensiones de Von Mises de la zona del brazo

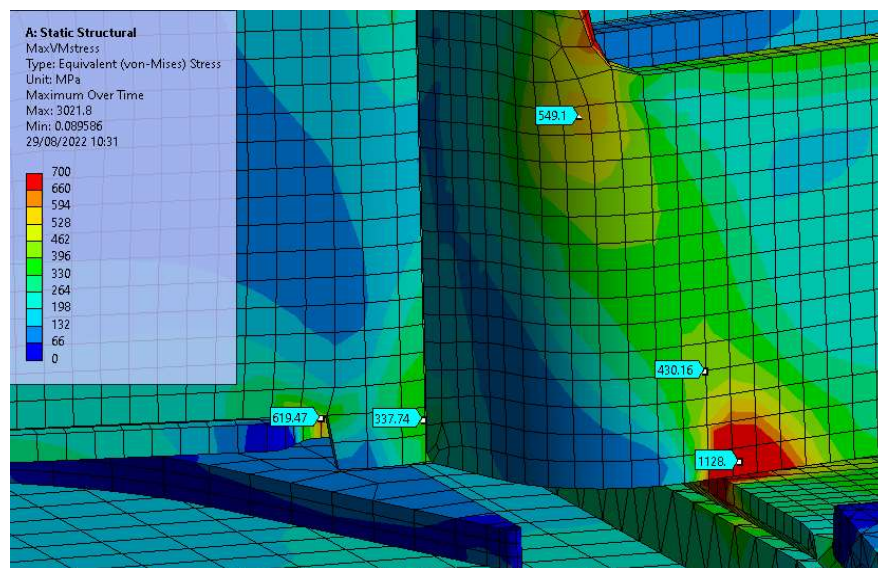


Ilustración 80, Detalle de las tensiones en la zona del submodelado

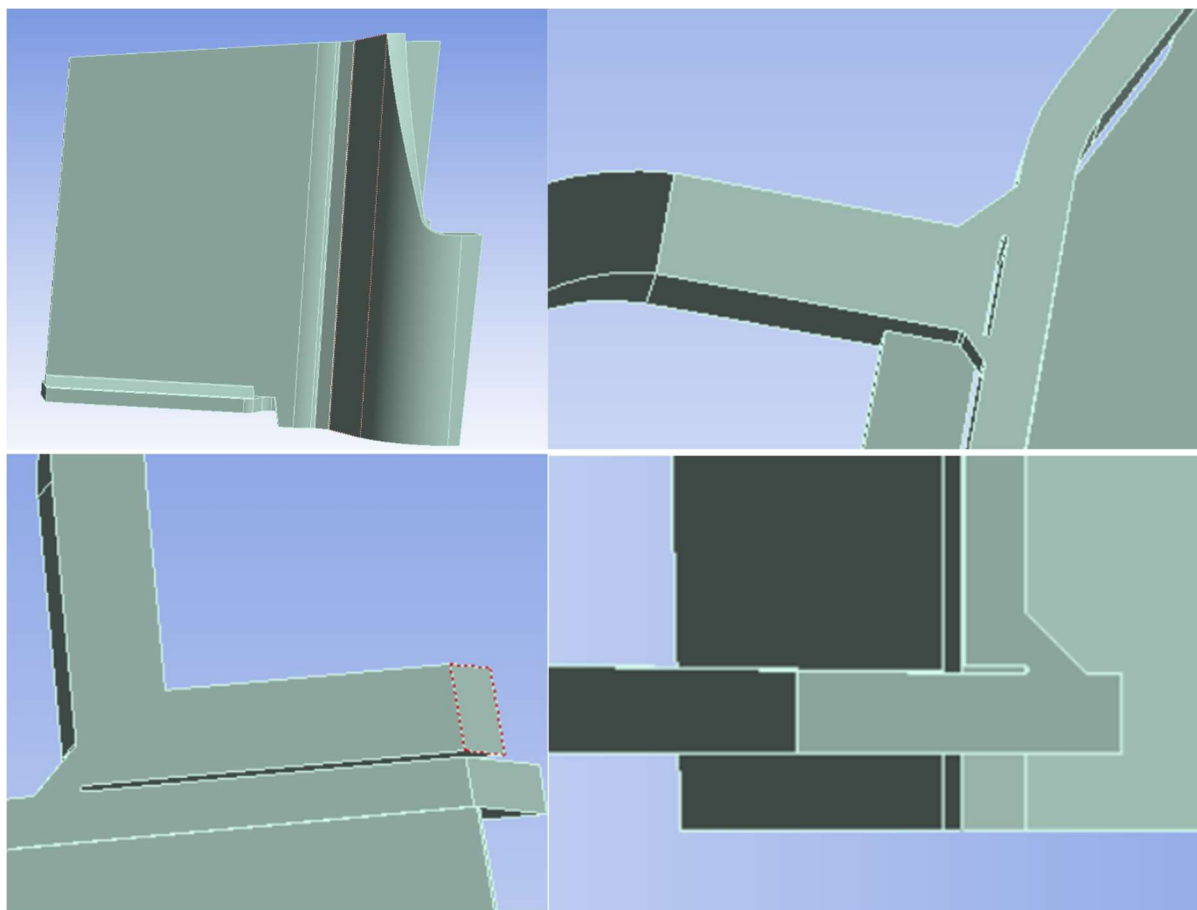


Ilustración 81, Conjunto de imágenes del modelado de las soldaduras con radios de 1 milímetro según indica el método Effective Notch Method en la norma EN 13001-3-1 [5]

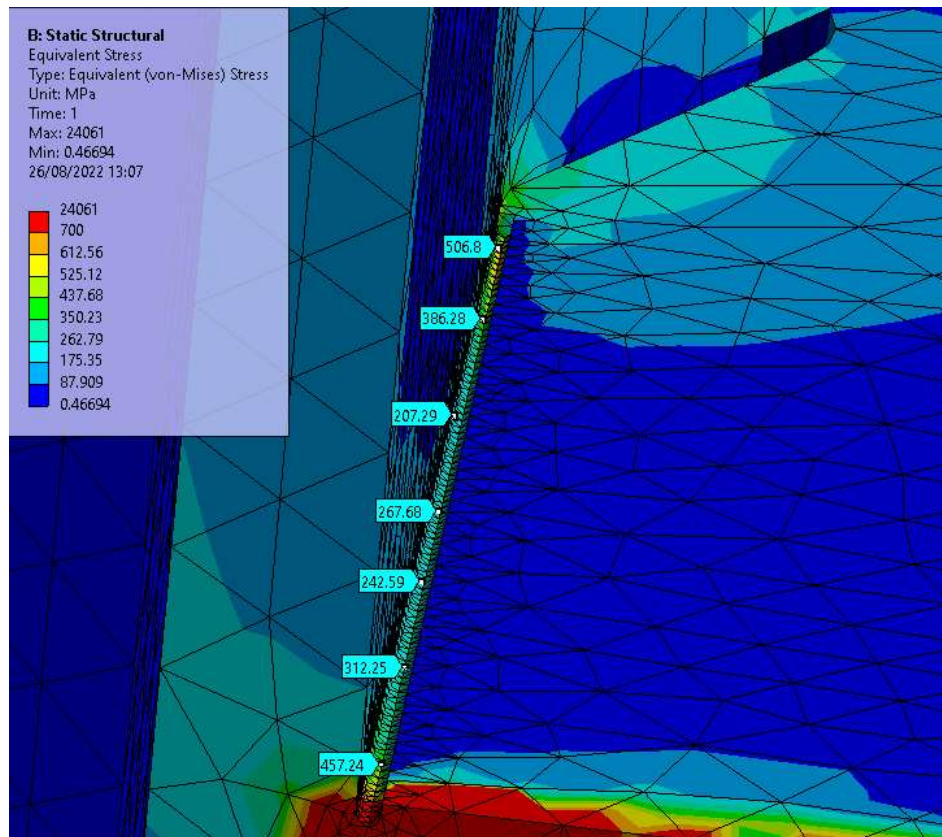


Ilustración 82, Detalle 1 de las tensiones de Von Mises en la soldadura del submodelado

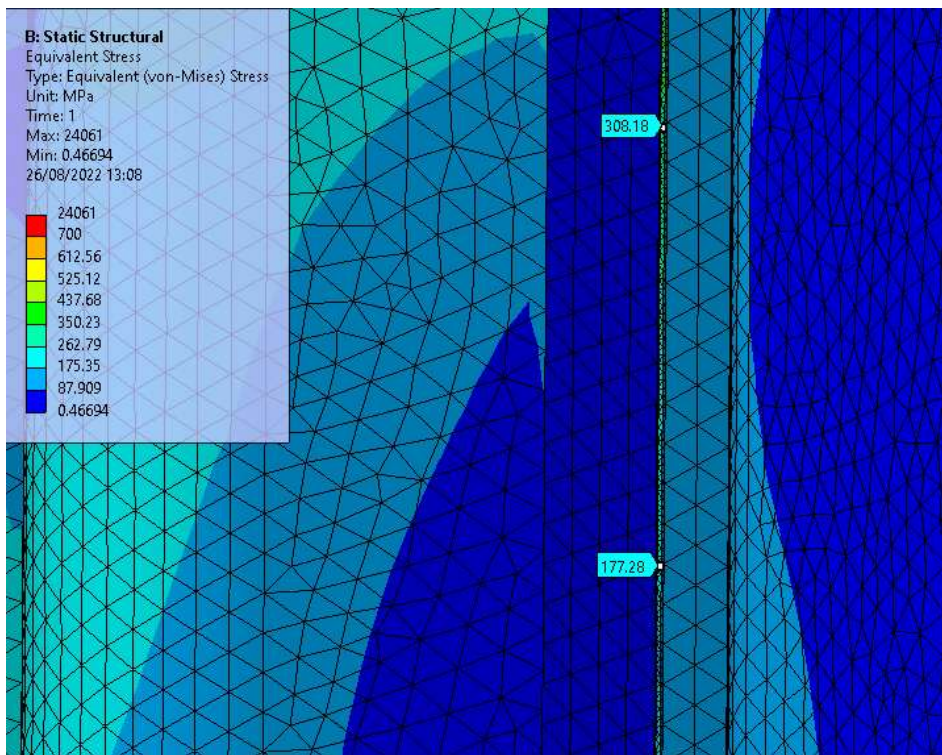


Ilustración 83 Detalle 2 de las tensiones de Von Mises en la soldadura del submodelado

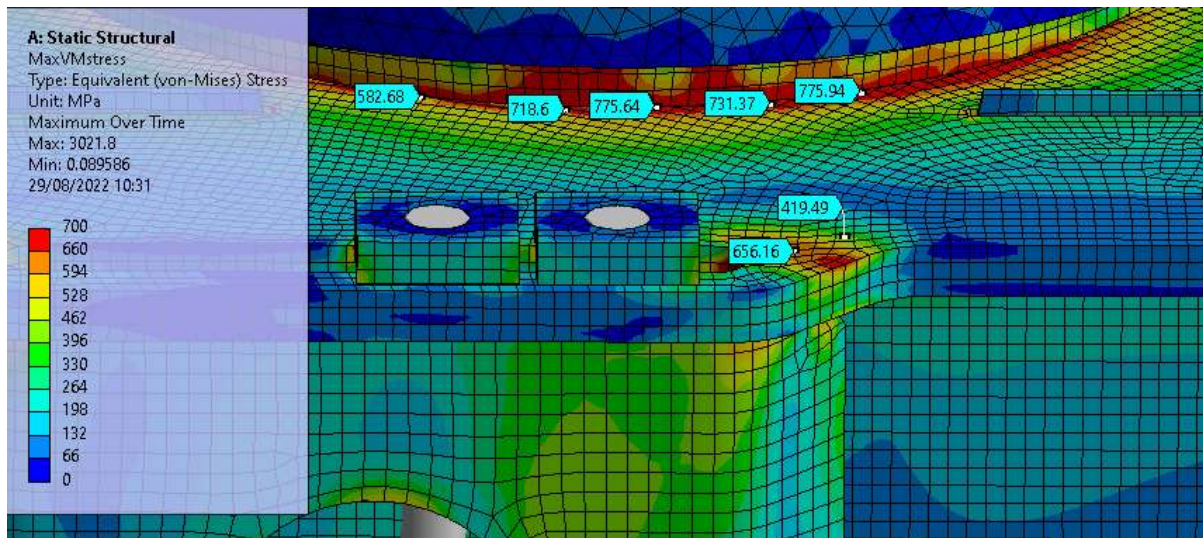


Ilustración 84, Detalle de las tensiones de Von Mises de la parte del zuncho del diseño sin oscilante

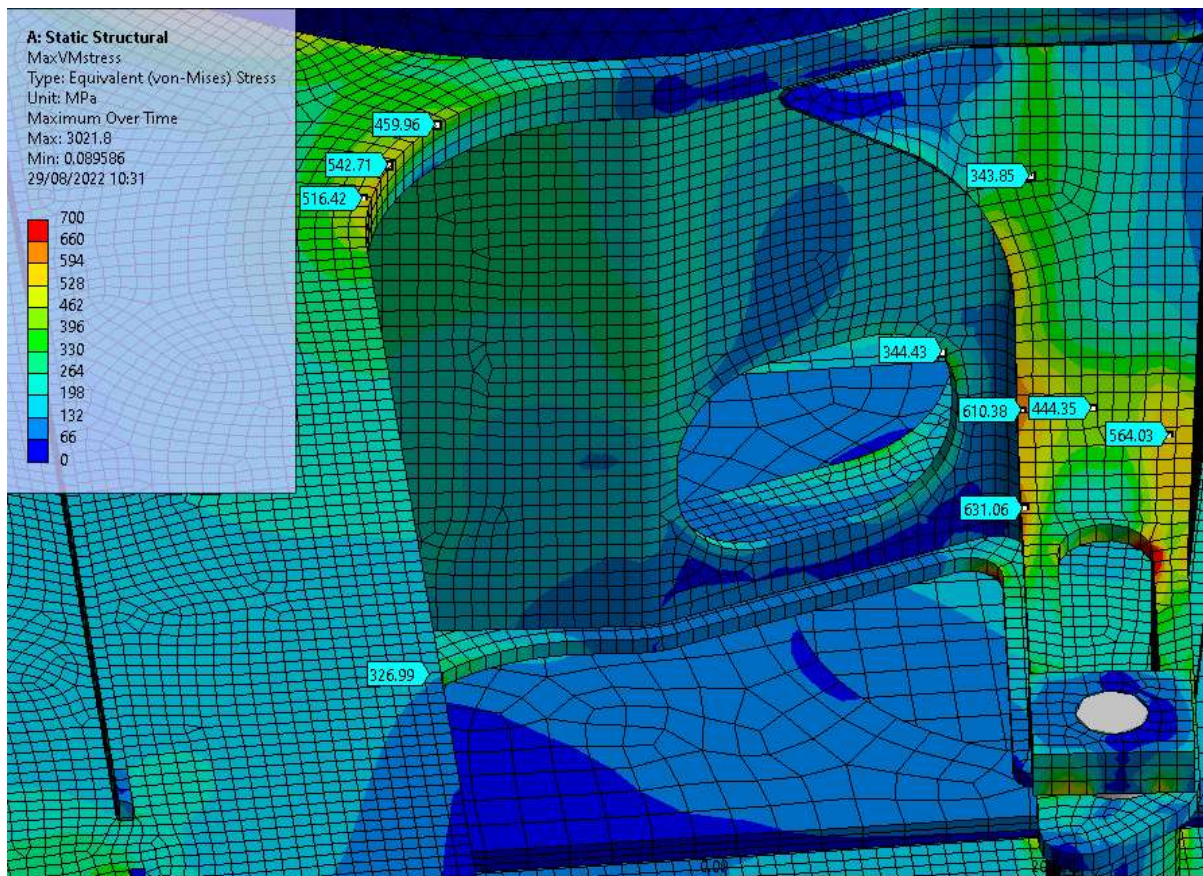


Ilustración 85, Detalle de las tensiones en el radio del chapón y en la tapa del brazo

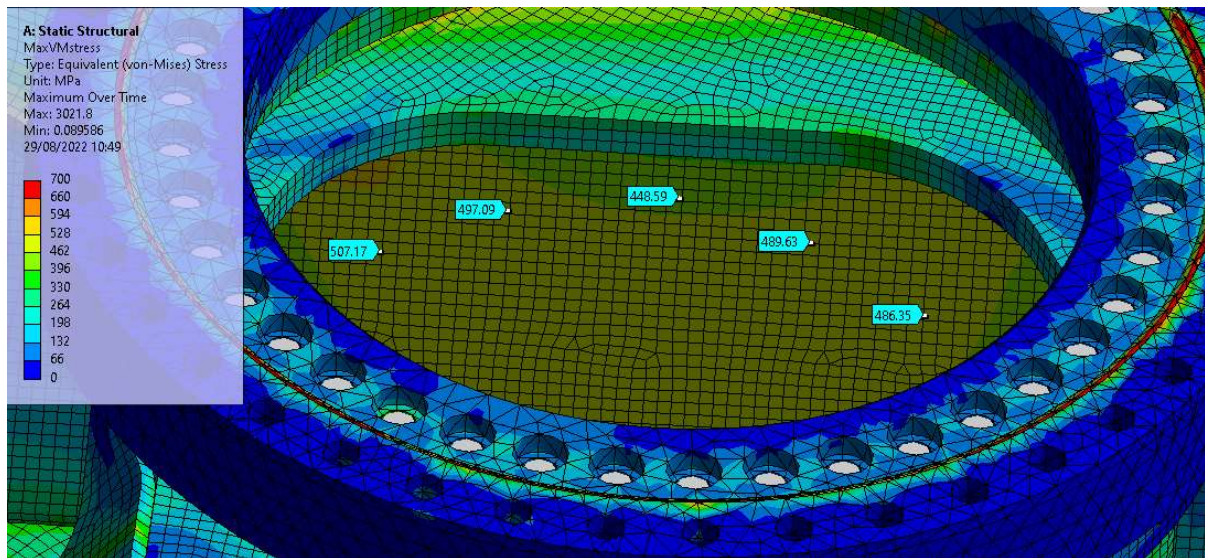


Ilustración 86, Detalle de las tensiones bajo el zuncho

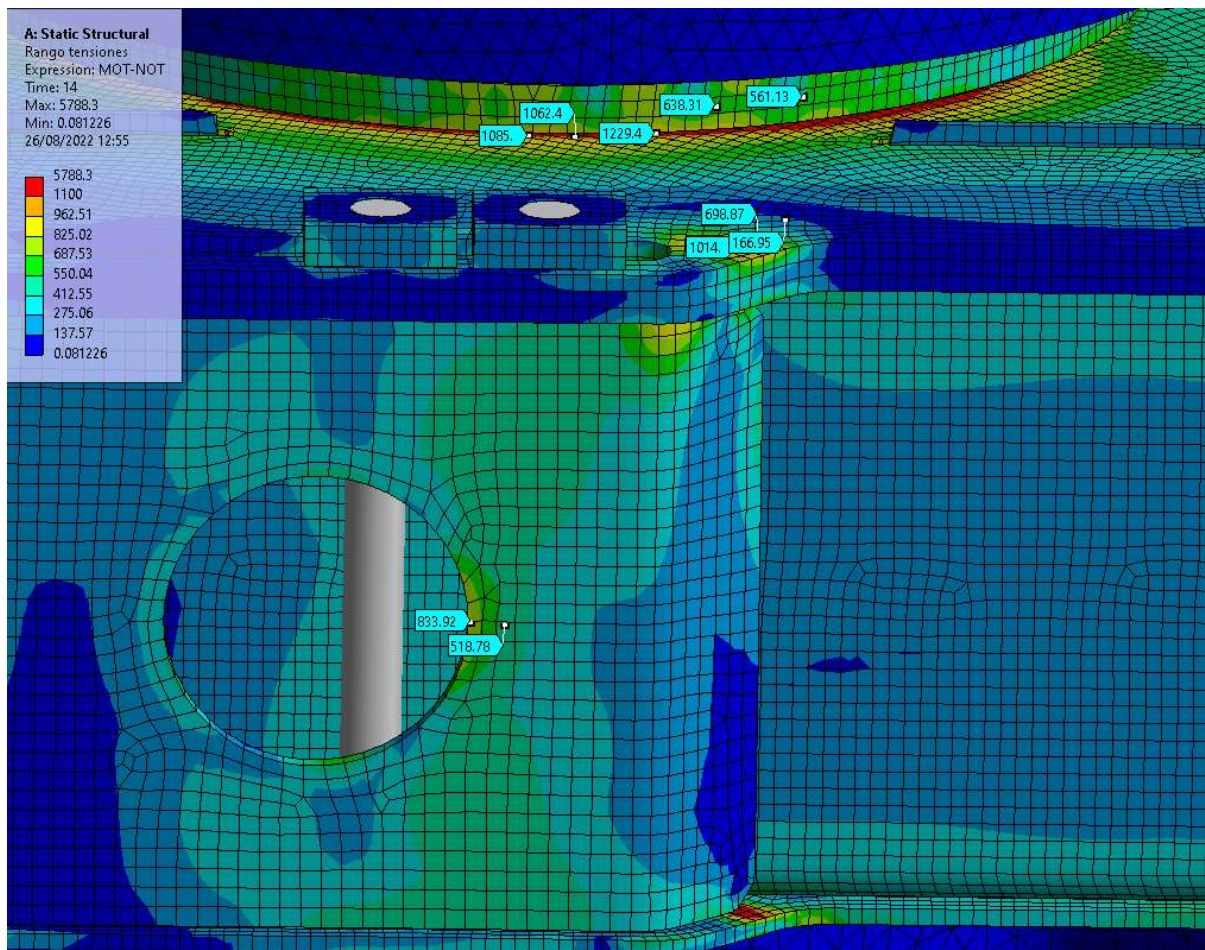


Ilustración 87, Detalle del rango de tensiones de la parte del zuncho del diseño sin oscilante

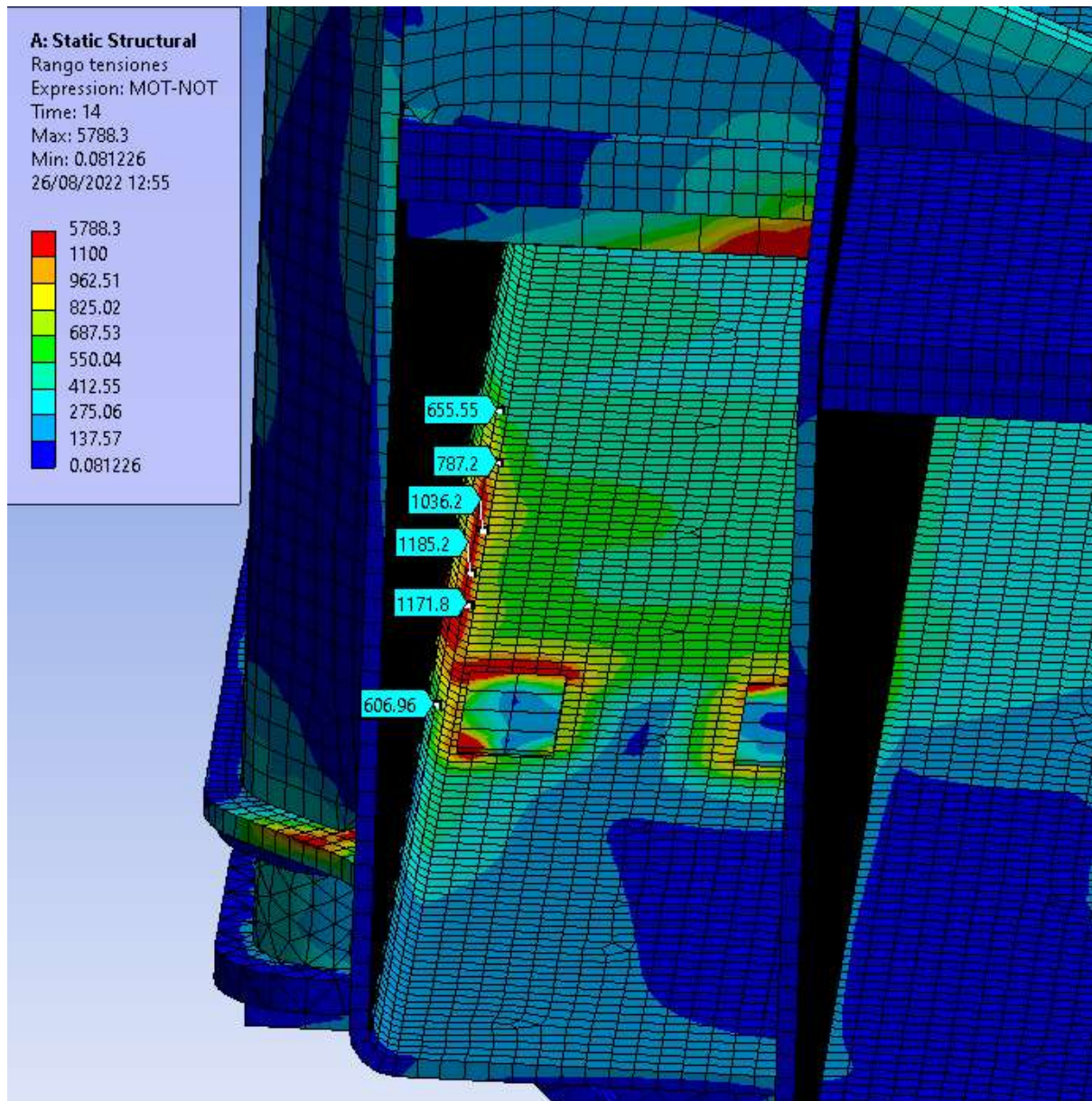


Ilustración 88, Detalle del rango de tensiones de la parte interior del portacolas del diseño sin oscilante

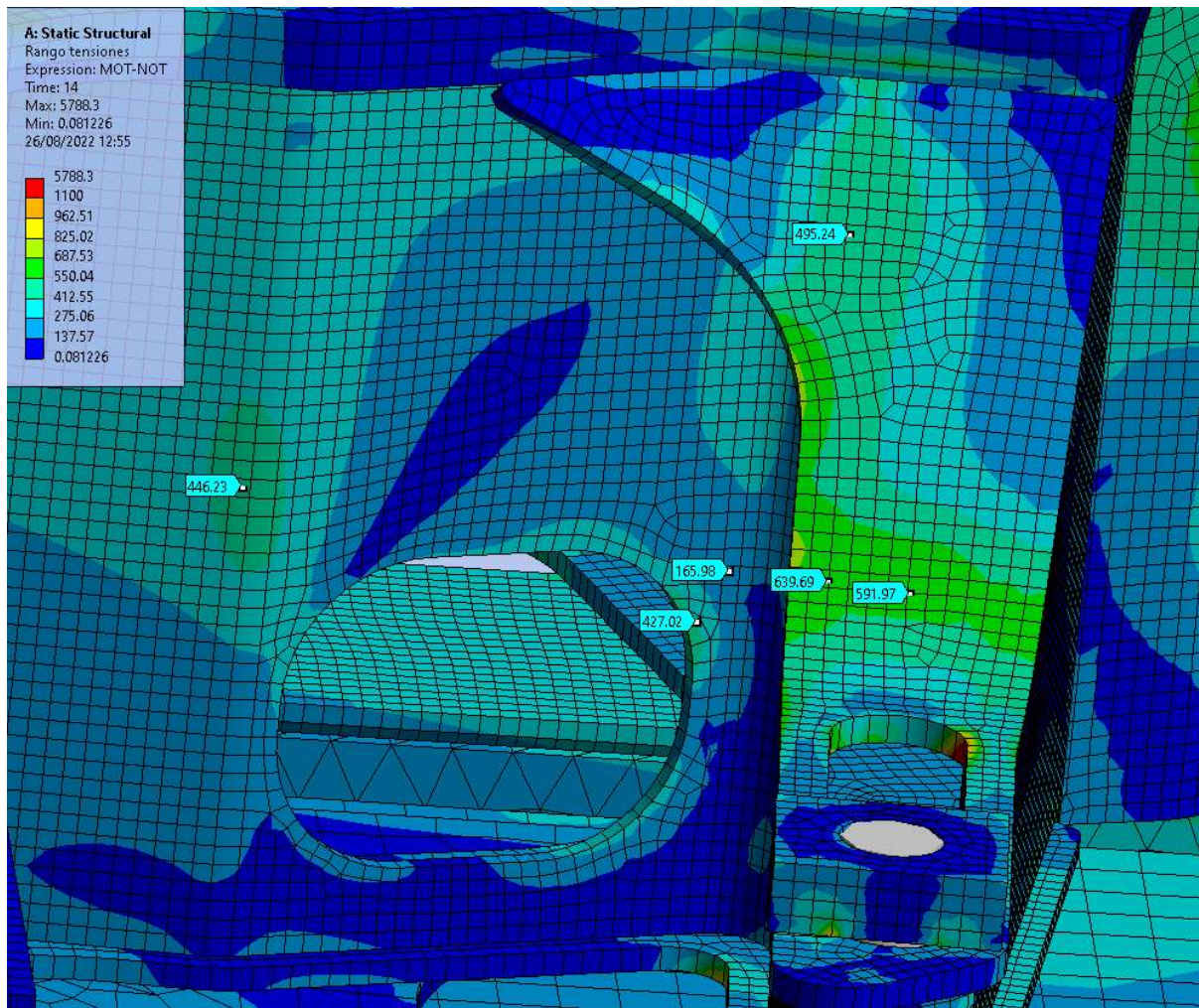


Ilustración 89, Detalle del rango de tensiones de la tapa del brazo del diseño sin oscilante

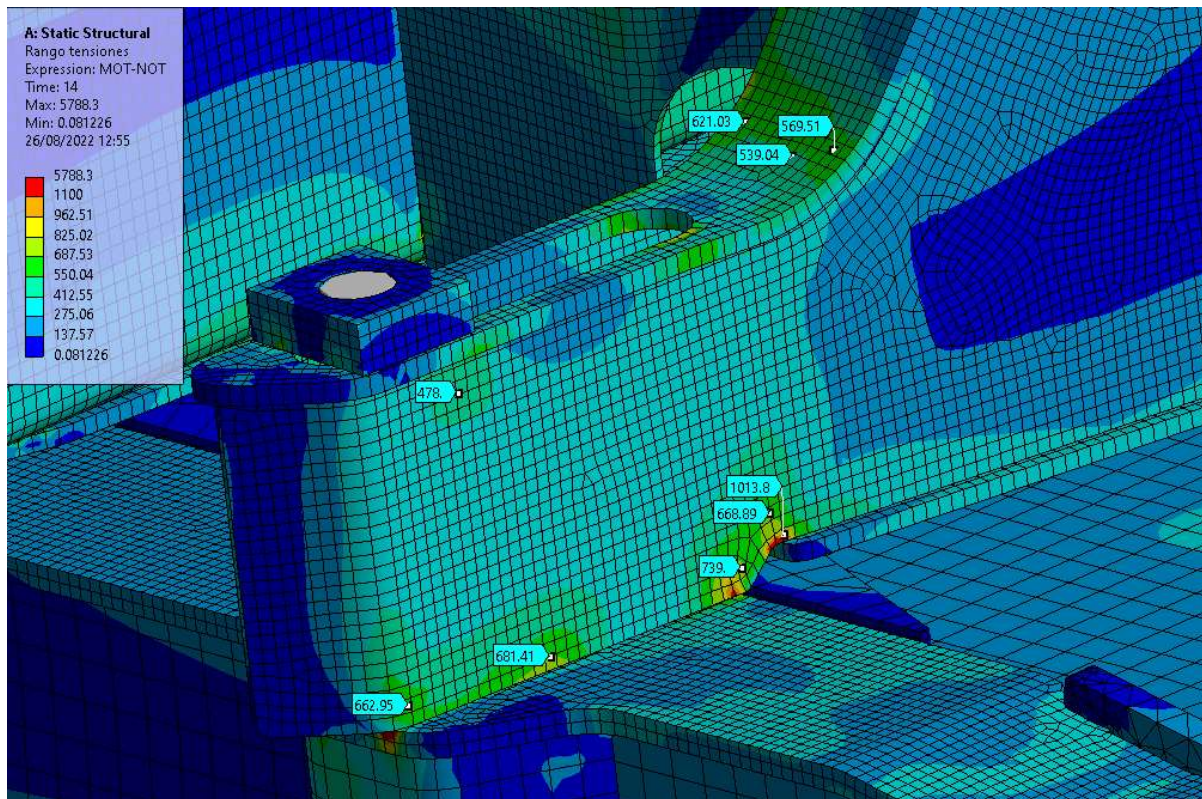


Ilustración 90, Detalle del rango de tensiones del brazo del diseño sin oscilante

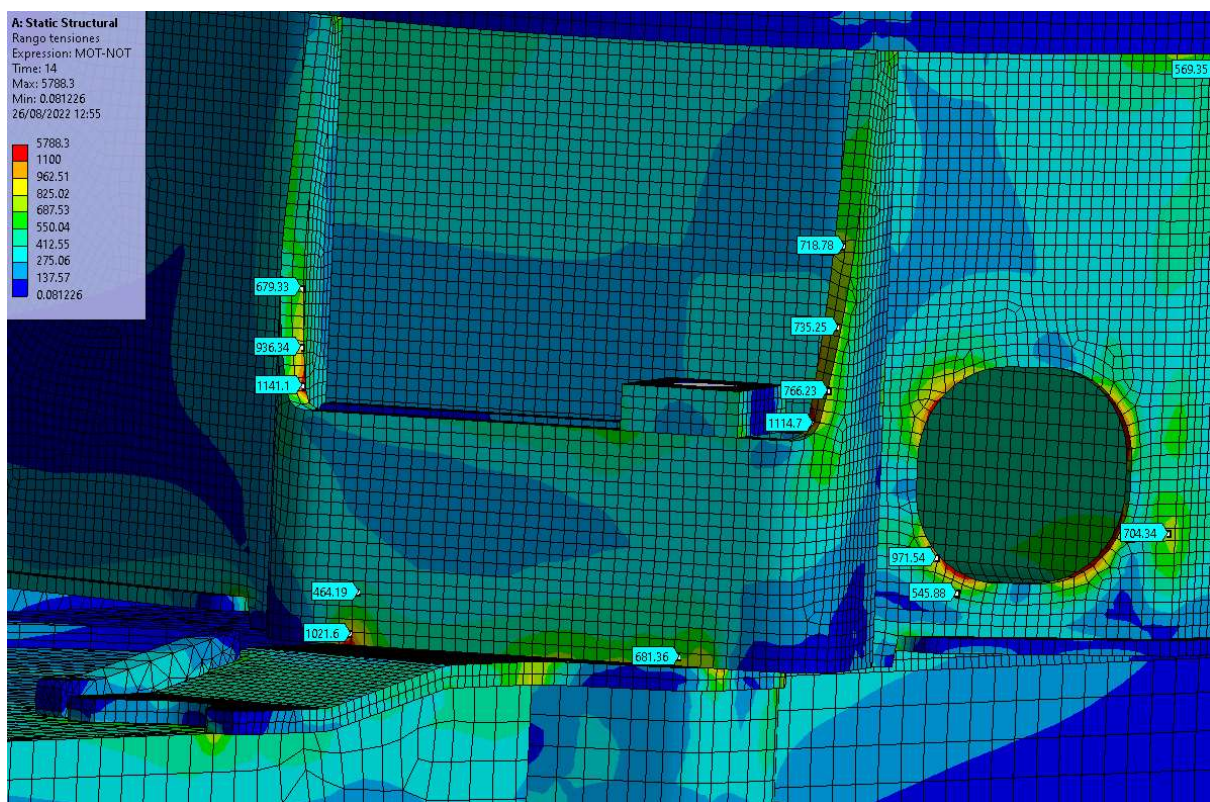


Ilustración 91, Detalle del rango de tensiones del cajón del diseño sin oscilante