



**Universidad
Zaragoza**

Proyecto Fin de Carrera

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE LAS RUEDAS GUÍA DE UN PUENTE GRÚA DE 17 TON, BAJO DIFERENTES COMBINACIONES DE CARGAS

Autor/es

Fernando Ansón Navarro

Director/es y/o ponente

Javier Abad Blasco



**Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza**

2013-2014

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE LAS RUEDAS GUÍA DE UN PUENTE GRÚA DE 17 TON, BAJO DIFERENTES COMBINACIONES DE CARGAS

RESUMEN

El presente, es un proyecto de investigación que desarrolla el estudio del comportamiento de las **ruedas guía** de un puente grúa de grandes dimensiones, utilizado para la manipulación de coque, bajo diferentes combinaciones de cargas.

El puente grúa de este estudio, tiene una luz de 42,37m, y la carga manipulada es de 17 ton.

Este estudio surge de la propuesta de una empresa del sector, TAIM, para estudiar la rotura prematura de las **ruedas guía** de varios puentes grúa de similares características al del estudio, con el objetivo de obtener los puntos sometidos a mayor esfuerzo tensional del elemento, analizarlos e indicar soluciones para resolver el problema presentado.

Las **ruedas guía** son las encargadas de absorber las fuerzas horizontales en la componente perpendicular a la dirección del movimiento del puente grúa, descargando de esta forma a las demás ruedas en esta dirección.

El proyecto consta de dos partes diferenciadas:

La primera parte se centra en el análisis de la estructura con el objetivo de obtener la reacción más desfavorable absorbida por la rueda guía, para ello se seguirán diversos procedimientos,

- Análisis según norma FEM, (booklet 9) en lo referente al cálculo de ruedas guía para el caso del estudio, lo que permitirá obtener el procedimiento de cálculo seguido hasta ahora por la empresa calculista.
- Simulación mediante SolidWorks del comportamiento estructural del puente grúa sometido a diferentes combinaciones de cargas que producen el cruzamiento de la estructura y por tanto son más desfavorables para las ruedas guía, se estudiará por ejemplo el frenado del puente grúa estando el carro desplazado, el efecto de las vibraciones sobre la estructura y el efecto del arranque de los motores estando el carro desplazado.
Con todas ellas se analizarán las reacciones absorbidas por las ruedas, el efecto al introducir ruedas guía y finalmente se obtendrá la reacción máxima o más desfavorable absorbida por las ruedas guía, lo que dará inicio a la segunda parte del proyecto.

La segunda parte consiste en el diseño tridimensional y análisis del conjunto de ruedas guía desplazándose sobre carril, siendo sometidas a la fuerza obtenida en el apartado anterior.

Con los resultados tensionales y de deformaciones obtenidos, se estudiará el problema presentado al inicio de la rotura prematura de las ruedas guía y se propondrán soluciones para resolverlo.

Tabla de contenidos

1	Introducción	3
1.1	Objetivo y alcance	3
1.2	Trabajo previo sobre el que se realiza el proyecto	4
1.3	Diferentes casuísticas para abordar el estudio.	5
2	Análisis estructural del puente grúa	6
2.1	Cálculo mediante norma FEM	6
2.1.1	Relación entre fuerzas tangenciales y desplazamientos	7
2.1.2	Fuerzas debidas al cruzamiento	8
2.1.3	Cálculo mediante la norma americana CMAA-70	10
2.2	Análisis mediante SolidWorks	11
2.2.1	Modelado y ensamblaje	11
2.2.2	Parámetros del estudio	13
2.2.3	Análisis estático de la estructura cargada.	15
2.2.3.1	Vibraciones estructurales debidas a la descarga de coque	16
2.2.3.2	Frenado instantáneo con carro desplazado	18
2.2.3.3	Potencia de arranque de motores con carro desplazado.	22
2.2.3.4	Resumen	23
3	Análisis del mecanismo de las ruedas guía	25
3.1	Introducción	25
3.2	Funcionamiento del mecanismo	25
3.3	Análisis del comportamiento del mecanismo en SolidWorks.	28
3.4	Resultados del estudio	31
3.4.1	Ejes de las ruedas:	32
3.4.2	Eje principal	38
3.4.3	Ruedas	41
4	Conclusiones	44

1 Introducción

En el presente proyecto se desarrolla el proceso de estudio y cálculo del comportamiento de las ruedas guía de un puente grúa de grandes dimensiones, utilizado para la manipulación de coque, bajo diferentes combinaciones de cargas.

El coque de petróleo es un producto residual de elevado contenido en carbono, resultante de la pirólisis de las fracciones pesadas obtenidas en el refino del petróleo, que ha pasado a través de un estado líquido cristalino (también denominado mesofase) durante el proceso de carbonización y que está constituido por carbono no grafitico pero grafitizable. Básicamente, se pueden clasificar los distintos

1.1 Objetivo y alcance

Este estudio surge de la propuesta de una empresa del sector, TAIM, de estudiar la rotura prematura de las ruedas guía de varios puentes grúa de similares características al del estudio, con el objetivo de obtener los puntos sometidos a mayor esfuerzo tensional, analizarlos e indicar soluciones para resolver el problema presentado.

Al centrarse el estudio en un campo muy específico en el cálculo de puentes grúa como son las ruedas guía, se realiza a continuación una breve descripción de su utilidad y diseño.

Las ruedas guía son las encargadas de absorber las fuerzas perpendiculares en la componente perpendicular a la dirección del movimiento del puente grúa, descargando de esta forma a las ruedas motrices en esta dirección.

Las fuerzas en esta dirección son provocadas debido al cruzamiento de la estructura, esto ocurre cuando en el movimiento de avance de la grúa, ambos testers no se mueven de forma simultanea por diversos factores que se analizan es este proyecto; a dicha fuerza se le denomina fuerza de cruzamiento.

Generalmente, el mecanismo de las ruedas guía se compone de un conjunto de cuatro ruedas de eje vertical, dispuestas de forma cuadrangular, con eje vertical, y cuya rodadura la realizan por ambos lados del carril sobre el que se desplaza la grúa.

El conjunto de ruedas guía, se encuentra posicionado en uno de los dos testers, contando con un grupo en cada extremo del mismo, de esta forma los movimientos de avance y retroceso del puente grúa producen exactamente las mismas reacciones, pudiéndose decir que se trata de movimientos simétricos.

El proyecto del cálculo y construcción del puente grúa ha sido llevado a cabo por la empresa TAIM, siendo el cliente "Egyptian Refining Company S.A.E", y la ubicación de la grúa en Mostorod (República Árabe de Egipto).

Este proyecto surge concretamente de las especificaciones que tal empresa imponía para el diseño de la grúa, el siguiente párrafo redacta literalmente lo concerniente al apartado de las ruedas guía. (ap 5.3 Specifications for coker bridge crane)

‘CMAA skewing loads stated in the CMAA 70 are inadequate for the design of runway girders in coker service. Runway girders and rail will be fabricated and installed to the maximum practicable extent by the Buyer per CMAA-70 standards and tolerances. If there is a potential adverse impact on the crane due to deviation from CMAA-70 runway rail tolerances, such as, crane vibration, rail wear and tear, wheel wear and/or breakage, noise, etc, Seller shall quantify the anticipated impact for Buyer’s review based on the extent of deviation.’

Por tanto, de forma resumida, el cliente deja a responsabilidad del vendedor el diseño de las ruedas guía para evitar la rotura prematura de las mismas, poniendo de manifiesto que la aplicación de la normativa americana CMAA-70, no es suficientemente segura, ya que en el histórico de dicha empresa se habían producidos fallos prematuros en el mecanismo.

1.2 Trabajo previo sobre el que se realiza el proyecto

El puente grúa que se estudiara tiene unas dimensiones de 42370x 12500mm. Está compuesto de dos vigas principales, perpendiculares al movimiento de la grúa, sobre las que se desplaza el carro, a las que en el desarrollo de este proyecto se las denominará “vigas” y de dos vigas paralelas al movimiento del puente grúa que se denominaran “testeros”.

La separación entre vigas es de 8800mm, situándose en las uniones de estos con los testeros un tren de dos ruedas, que absorberá las fuerzas vertical y en dirección del movimiento, que se denominará de frenado.

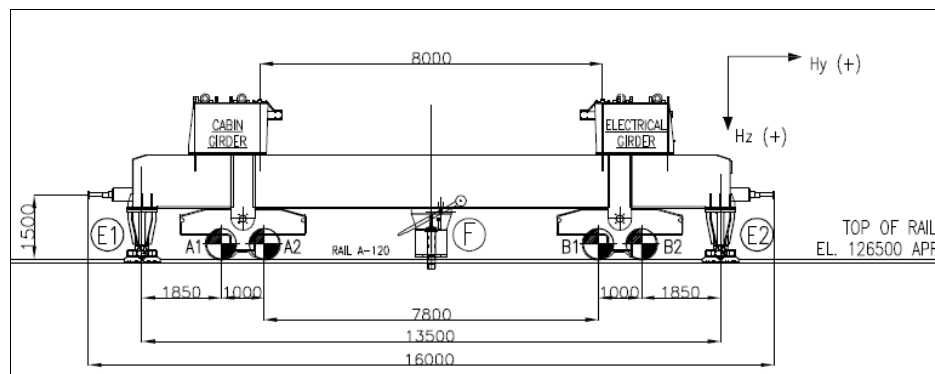


Fig 1.1 Testero de la grúa a estudio con ruedas guía

Las ruedas guía, objeto de este estudio, se sitúan en los extremos del testero, a una distancia de 13500mm entre ambas equidistantes respecto al centro del testero.

Las dos vigas, están formadas por un perfil cajón, de dimensiones 2400x1600mm y un espesor de 16mm en la chapa horizontal y de 12mm en la vertical.

Respecto a los testeros, están formados, igualmente, por una viga cajón de unas dimensiones 1000x700mm y un espesor de 16mm.

El cálculo y dimensionado de todos los sistemas y mecanismos que conforman el puente grúa, al no ser objeto de este proyecto, queriendo profundizar en el estudio específico de las ruedas guía, se presupone y aproxima mediante datos históricos, de este modo se calculan las masas de los componentes que repercuten en dicho estudio .

Ambas, vigas y testers, están rigidizados internamente, calculándose un peso aproximado de 155ton para el conjunto de la estructura, esto es incluyendo los pesos de los perfiles, rigidizadores y de aparatos eléctricos instalados en el interior de estas vigas.

Otros pesos a tener en cuenta en el estudio son los debidos al carro y a la carga a elevar, respecto al carro, se considerará un peso de 51ton, y de 17ton para la carga a elevar.

La aceleración de puente grúa es de 0.381m/seg^2 , siendo la aceleración de adherencia, aplicando la norma FEM, un 15% de la carga vertical, es decir 1.47m/seg^2 .

Por último, para que el puente grúa quede totalmente definido, respecto a los datos que se utilizaran en el desarrollo de este estudio, se define un acercamiento máximo de 0.906.

1.3 Diferentes casuísticas para abordar el estudio.

Para el completo análisis de los resultados de este estudio, se ha creído conveniente la división de este en dos partes diferenciadas:

En primer lugar el estudio estructural del comportamiento del puente grúa bajo diferentes combinaciones de carga, con la finalidad de definir las fuerzas de cruzamiento que absorben las ruedas.

Debido a las especificaciones planteadas por la empresa cliente (apartado 1.1), se plantea abordar esta parte bajo diferentes perspectivas.

Por un lado, para comprender la metodología de trabajo usada hasta el momento, se decide calcular en primer lugar mediante la norma FEM, y las especificaciones de esta para el caso concreto de ruedas guía.

Esto nos aportará la visión de cómo se estaba diseñando y qué parámetros tiene en cuenta dicha norma.

Por otro lado, para intentar aproximar el caso a la realidad, se decide simular el comportamiento del puente grúa y analizarlo por elementos finitos, mediante el programa SolidWorks, estudiando diversas configuraciones de factores que juegan un papel importante en el diseño de las ruedas guía.

En segundo lugar, a partir de la información obtenida del estudio anterior, suponiendo la casuística más desfavorable, que será aquella que produzca una fuerza de cruzamiento mayor, se realiza el estudio tridimensional del conjunto del mecanismo de ruedas guía más carril mediante SolidWorks, para definir los puntos más desfavorables desde el punto de vista tensional y de deformaciones que aclaren el problema presentado en el apartado 1.1.

2 Análisis estructural del puente grúa

El objetivo de este primer estudio es identificar las reacciones absorbidas por las ruedas guía en la dirección x, dirección perpendicular al movimiento del puente grúa.

Debido a las especificaciones proporcionadas por el cliente, explicadas en el apartado anterior, y como preámbulo del estudio posterior, se comienza el estudio mediante el cálculo de lo concerniente a las ruedas guía según la norma FEM, norma homologa a la CMAA americana.

Con este estudio, se pretende obtener la metodología seguida hasta el momento por las empresas del sector para el cálculo de reacciones absorbidas por las ruedas guía.

En segundo lugar, se aborda el diseño y análisis mediante el programa SolidWorks, de la estructura del puente grúa bajo diferentes casos de carga, así como diferentes parámetros que se han considerado fundamentales a la hora de obtener las reacciones en las ruedas guía.

2.1 Cálculo mediante norma FEM

En este apartado, se sigue el cálculo detallado del booklet 9 de la norma FEM, y se incorpora al finalizar un breve cálculo según la norma Americana CMAA 70, al ser una empresa americana la que redacta las especificaciones descritas en el apartado 1.1.

Para permitir la estimación de las fuerzas tangenciales entre ruedas y railes así como las debidas al cruzamiento, es necesario el diseño de un modelo simple de análisis.

El modelo que FEM propone, consta de n pares de ruedas en línea, estas, son definidas por FEM como (F/F) Independent, al tratarse de ruedas fijas respecto de movimientos laterales y montadas de forma independiente.

Se asume asimismo, que el punto de aplicación de las fuerzas de la carga (mg) actúan a una distancia μl del rail 1 y son distribuidas igualmente respecto de las n ruedas a ambos lados de la grúa.

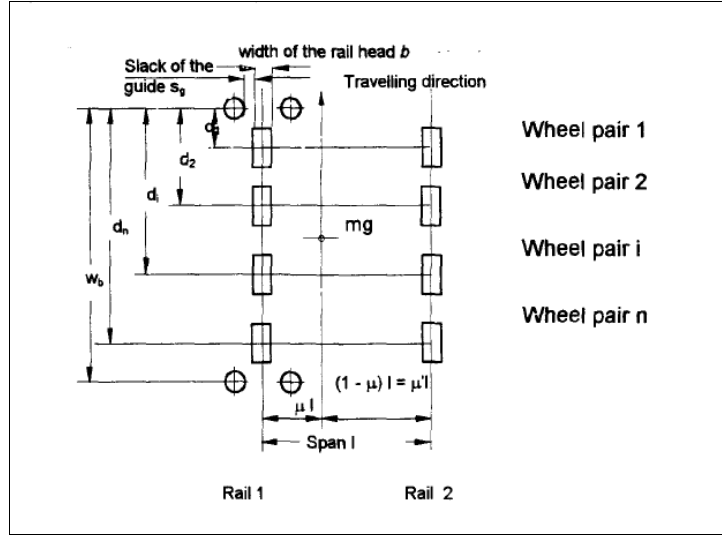


Fig 2.1 Posición de los pares de ruedas

2.1.1 Relación entre fuerzas tangenciales y desplazamientos

Cuando se produce el cruzamiento de la grúa, las ruedas sufren un desplazamiento $u [u_y, u_x]$ correspondiente a las fuerzas tangenciales (F_x, F_y) .

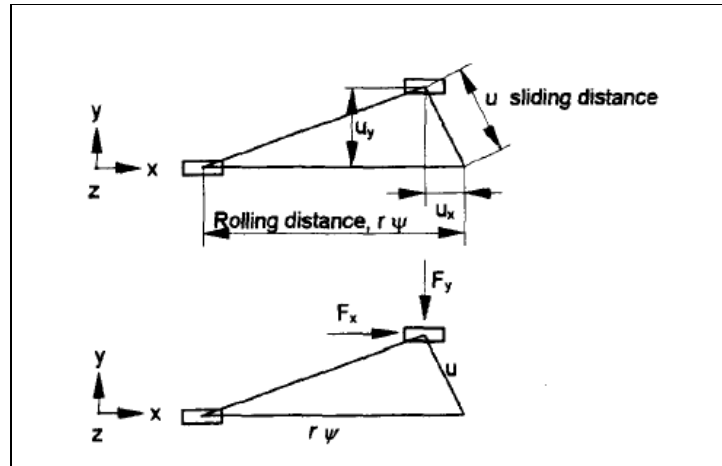


Fig 2.2 Fuerzas tangenciales y desplazamientos

La relación existente entre fuerzas tangenciales y desplazamientos es:

$$\begin{aligned} F_x &= f_x(s_x, s_y, p_c, \text{condiciones de rodadura}) \cdot F_z \\ F_y &= f_y(s_x, s_y, p_c, \text{condiciones de rodadura}) \cdot F_z \end{aligned}$$

Los coeficientes de fricción (f_x, f_y) dependen del cruzamiento, de la presión de contacto entre rueda y rail y de las condiciones superficiales del rail, para simplificar el cálculo, la norma FEM usa las siguientes relaciones empíricas:

$$\begin{aligned} f_x &= 0.3[1 - e^{(-250 \cdot s_x)}] \\ f_y &= 0.3[1 - e^{(-250 \cdot s_y)}] \end{aligned}$$

Siendo $s_x = \frac{u_x}{r\omega}$ $s_y = \frac{u_y}{r\omega}$

2.1.2 Fuerzas debidas al cruzamiento

El modelo utilizado por la FEM, asume que la grúa viaja con movimiento continuado y habiéndose producido un cruzamiento de ángulo α .

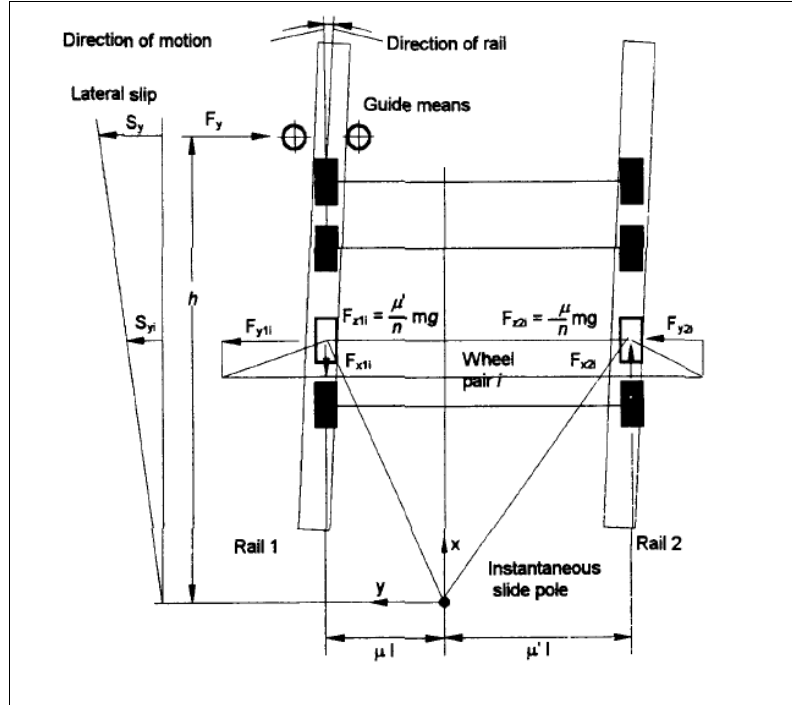


Fig 2.3 Fuerzas que actúan sobre la grúa en el momento de cruzamiento

Una fuerza F_y esta compensada con las fuerzas tangenciales $F_{x1}, F_{y1}, F_{x2}, F_{y2}$, que son las causadas por la rotación respecto al punto instantáneo de rotación (Instantaneous slide pole).

Considerando un desplazamiento máximo de la rueda delantera $s_y = \alpha$, se considera una distribución lineal del desplazamiento s_{yi} entre la rueda delantera y el p.i.r.

La distancia entre ambos, se calcula:

$$h = \frac{\sum_{k=0}^n d_i^2}{\sum_{k=0}^n d_i} = \frac{(1350)^2 + (2350)^2 + (10150)^2 + (11150)^2}{(1350 + 2350 + 10150 + 11150)} = 9387,6mm$$

y el posicionamiento del p.i.r. respecto de l:

$$d_1 = \mu l = \left[1 - \frac{\left[\frac{m_{puente}}{2} + m_{carro+carga} \cdot (l - aprox) \right]}{m_{total}} \right] \cdot l = 15944mm$$

$$d_2 = \mu' l = \left[\frac{\left[\frac{m_{puente}}{2} + m_{carro+carga} \cdot (l - aprox) \right]}{m_{total}} \right] \cdot l = 26423mm$$

Finalmente, se calcula la fuerza F_y :

$$F_y = v f m g = 100,17 \text{ KN}$$

Siendo:

$$v = 1 - \frac{\sum d_i}{nh}$$

$$f = 0.3(1 - e^{(-250\alpha)})$$

mg = carga debida a la masa de grua + carro + carga.

n = número de ruedas a ambos lados del carril.

Fuerzas tangenciales F_x F_y

$$F_{x_1} = \varepsilon_{1i} f m g$$

$$F_{y_1} = v_{1i} f m g$$

$$F_{x_2} = \varepsilon_{2i} f m g$$

$$F_{y_2} = v_{2i} f m g$$

Obteniendo de la FEM los parámetros:

$$\varepsilon_{2i} = \varepsilon_{1i} = 0$$

$$v_{1i} = \frac{\mu'}{n} \left(1 - \frac{d_i}{h} \right)$$

$$v_{2i} = \frac{\mu}{n} \left(1 - \frac{d_i}{h} \right)$$

Obteniendo unos valores para las fuerzas tangenciales de:

$$F_{11} + F_{21} = 64,15 \text{ KN}$$

$$F_{12} + F_{22} = 56,17 \text{ KN}$$

$$F_{13} + F_{23} = -6,08 \text{ KN}$$

$$F_{14} + F_{24} = -14,07 \text{ KN}$$

2.1.3 Cálculo mediante la norma americana CMAA-70

La norma americana es muy concisa respecto a las fuerzas de cruzamiento y muy sencilla de aplicar, asimismo, deja a la consideración del calculista el tomar medidas para la solución del problema de cruzamiento.

Respecto al cálculo del parámetro F_y , el cálculo se realiza mediante una tabla que relaciona un coeficiente S_{sk} con otro dependiente de las dimensiones del puente grúa.

La fuerza F_y se obtiene mediante el producto de S_{sk} y la fuerza vertical sobre cada rueda, esto es:

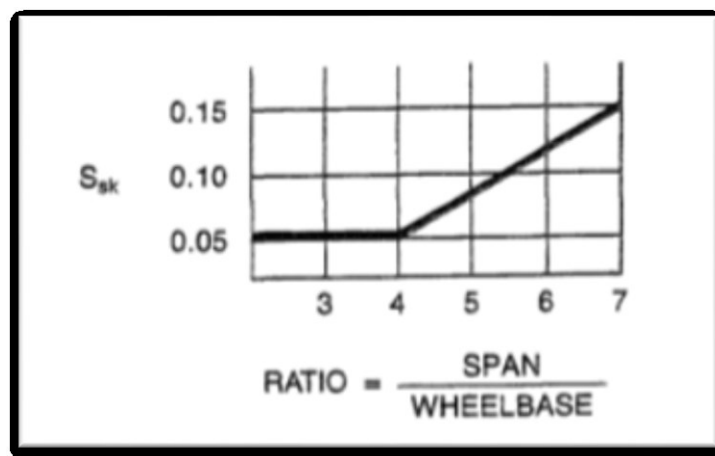


Fig 2.4 CMAA para el cálculo de F_y

$$RATIO = \frac{42350}{12500} = 3,38 \quad \longrightarrow \quad S_{sk} = 0,05$$

$$Q_{total} = Q_{grua} + Q_{carro} + Q_{carga} = 223 \text{ ton}$$

$$F_y = Q_{total} \cdot S_{sk} = 111,5 \text{ KN}$$

Recapitulando los resultados, mediante la norma FEM, la fuerza de cruzamiento obtenida es de 100,17 KN y mediante CMAA de 111,15 KN.

Como conclusión del análisis general de las normas, se observa que el resultado obtenido es prácticamente igual en ambas, a pesar de la diferencia de métodos, este valor se toma como referencia en primer lugar de los valores con los que se había diseñado hasta el momento, y en segundo lugar sirve como comprobación del modelo simulado en SolidWorks, considerando que la fuerza obtenida en ambas normas se encuentra mayorada, el valor obtenido en la simulación debería ser levemente inferior encontrándose en el mismo rango.

2.2 Análisis mediante SolidWorks

2.2.1 Modelado y ensamblaje

La estructura del puente grúa se va a modelizar mediante cuatro vigas, dos largueros de 42.3 m de longitud, y dos testeros de 12.5 m.

Los perfiles de ambas vigas se modelan mediante la herramienta Miembro-estructural, adjudicando los perfiles mostrados en la figura; estos perfiles son los que la empresa calculista ha considerado para esta grúa, su cálculo por tanto no forma parte del estudio de este proyecto.

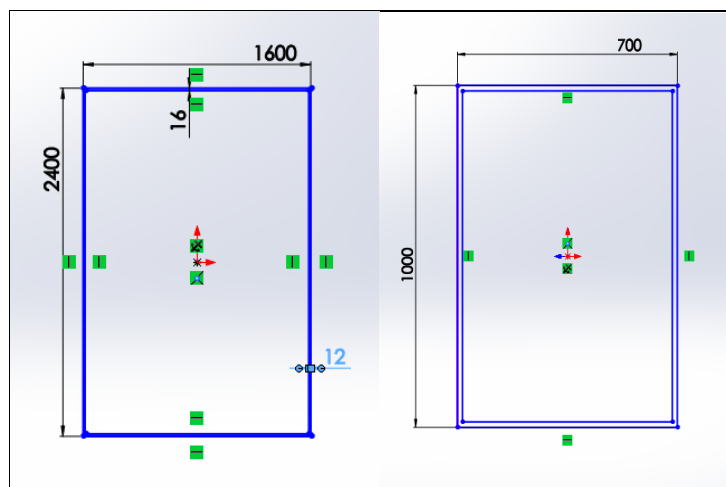


Fig 2.5 Perfiles adjudicados a larguero y testero respectivamente.

En la viga-testero, se añaden además cuatro salientes de un perfil cuadrado macizo de 30 cm x 30 cm, donde se simulan los apoyos de las ruedas. Se modelan también del mismo modo los apoyos de las ruedas guía en uno de los testeros, consiguiendo la configuración mostrada en la Fig 2.6

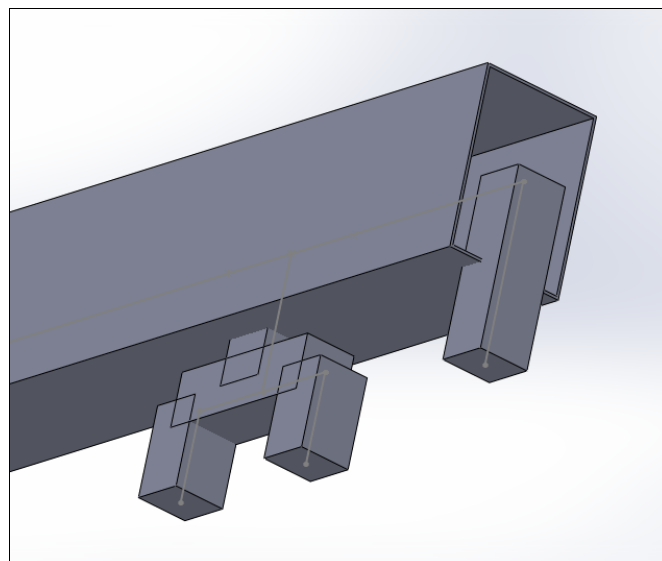


Fig 2.6 Vista inferior de uno de los apoyos para ruedas y ruedas guía

Tras el diseño, se procede a insertar los dos pares de vigas para configurar la estructura. La dirección de los largueros es la del eje X, y la de los testeros la del eje Y,

Una vez insertadas las cuatro vigas, se procede al ensamblaje de las mismas mediante las siguientes relaciones de posición:

- Coincidencia de los extremos de los largueros con un punto situado a una distancia de 1850 mm del extremo de cada testero.
- Paralelismo de las caras superiores de los largueros respecto al eje Y.
- Paralelismo de los perfiles de los largueros respecto al eje X.
- Perpendicularidad entre testeros y largueros.

De esta forma, queda totalmente definida la estructura, faltando únicamente de modelizar el carro que apoya en ambos largueros y los recorre longitudinalmente.

Esta modelización se realiza mediante dos **superficies planas** perpendiculares al eje Y, que apoyan sobre la cara superior de cada uno de los largueros. La división del carro en dos placas, evita la introducción de la rigidez que supondría el modelarlo con una sola placa. De esta forma, se simula mejor el comportamiento real de la unión carro-puente grúa, ya que el carro únicamente apoya sobre ambos largueros, sin introducir rigidez a la estructura.

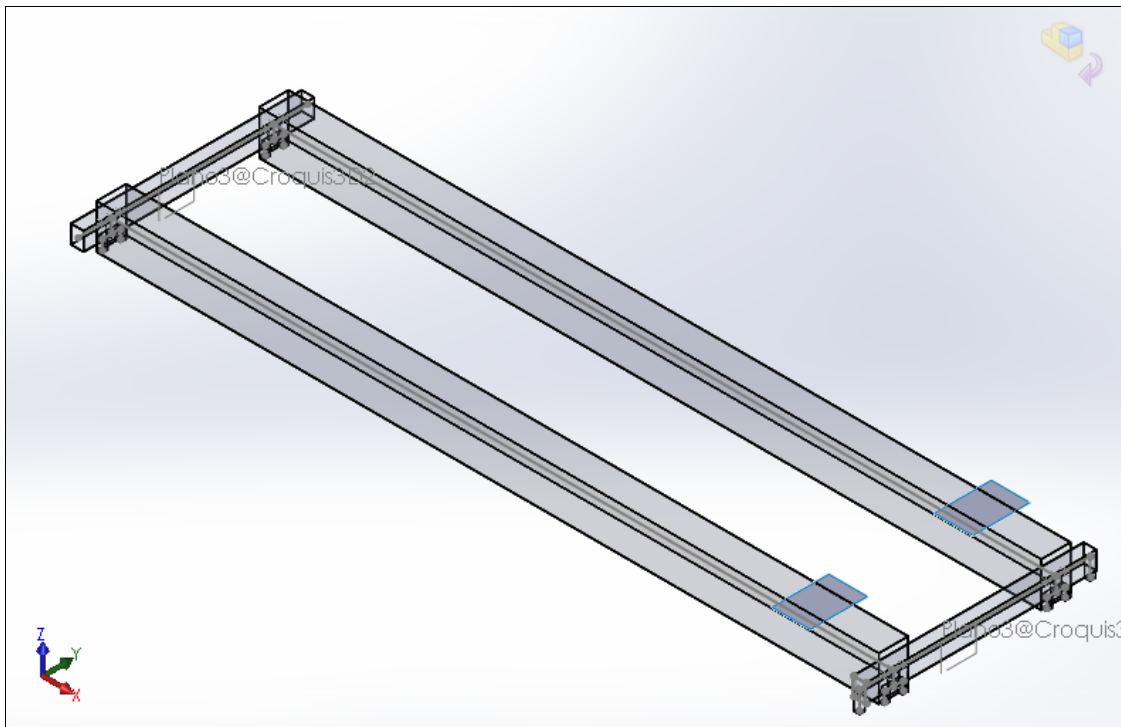


Fig 2.7 Vista isométrica del ensamblaje.

2.2.2 Parámetros del estudio

Para proceder al estudio en SolidWorks se han ajustado los siguientes parámetros de estudio: material, uniones entre piezas, nodos, sujeciones, cargas y malla, que son desarrollados a continuación.

Materiales

En el conjunto de la estructura son usados cuatro aceros distintos, en primer lugar, se hace una distinción entre el material usado en los testers y en los largueros, ya que la densidad de este material va a estar definida por la masa total de estas vigas, incluyendo rigidizadores, elementos eléctricos, etc, que se calculan del siguiente modo:

$$Sup_{perfil_{larguero}} = 1600 \cdot 2400 - [(1600 - 24)(2400 - 32)] = 108032 \text{ mm}^2$$

$$Sup_{perfil_{testero}} = 700 \cdot 1000 - [(700 - 32)(1000 - 32)] = 53376 \text{ mm}^2$$

$$V_{total} = 2(108032 \cdot 42370 + 53376 \cdot 12500) = 1,048 \cdot 10^{10} \text{ mm}^3$$

Por relación entre volumen y masa:

$$m_{total} = 155 \text{ ton} \rightarrow m_{larguero} = 67,66 \text{ ton} \quad m_{testero} = 9,765 \text{ ton}$$

Que serán las masas estimadas de cada una de las vigas que intervienen en el análisis, del mismo modo, se aumenta el módulo de Young del acero para simular así el efecto de los rigidizadores.

En lo concerniente a los aceros utilizados en placas y apoyos, se ha aumentado el módulo elástico, para evitar deformaciones en estos, ya que su comportamiento no es objeto de este estudio; el siguiente cuadro, resume las propiedades de los cuatro aceros utilizados:

	larguero	testero	apoyos	placas	Unidades
Módulo elástico	2,00E+12	2,00E+12	2,00E+19	2.05e+020	N/m ²
Coeficiente de Poisson	0.28	0.28	0.394	0.29	N/D
Módulo cortante	7.9e+010	7.9e+010	318900000	8,00E+10	N/m ²
Densidad	14790	14680	0.01	0.0001	kg/m ³
Límite de tracción	723825600	723825600	723825600	385000000	N/m ²
Límite elástico	620422000	620422000	620422000	325000000	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient in X	1.3e-005	1.3e-005	1.3e-005	1.2e-005	/K
Conductividad térmica	50	50	50	52	W/(m·K)
Calor específico	460	460	1386	486	J/(kg·K)

Tabla 2.a Propiedades de los materiales utilizados.

Conexiones

Una vez definidos los materiales, se procede a realizar las conexiones entre las placas que simulan el carro, y los largueros sobre los que irían los carriles de dicho carro. Esto se realiza mediante una unión rígida del conjunto de la viga y el plano en cuestión.

Por otra parte, para la simulación del bulón que une cada tren de ruedas con el testero y que permite el giro en dirección X, haciendo que las reacciones en Y en ambas ruedas sean idénticas, se ha modelizado la junta de unión de cada apoyo con el testero como 'bisagra en la segunda dirección' liberando el giro en X y aproximándolo a la realidad.

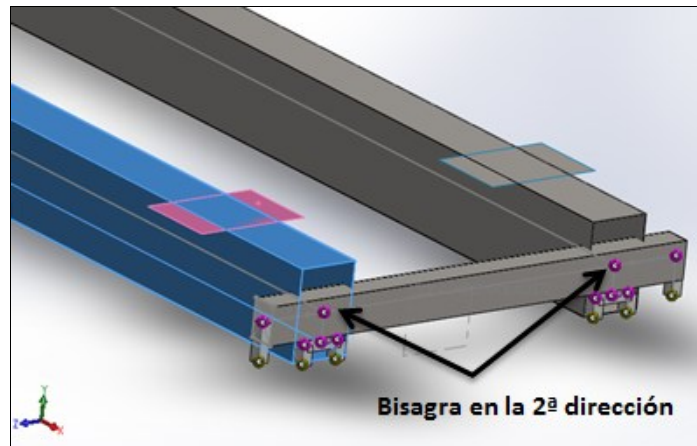


Fig 2.8 Detalle de las juntas que simulan los bulones y de la unión de la placa y el larguero

Cargas

En lo referente a las cargas, son dos las cargas principales a considerar, en primer lugar la debida al peso propio, que se ha definido ya en este apartado, y en segundo lugar la debida al peso del carro y de la carga:

$$P_{\text{carro+carga}} = 51 \text{ ton} + 17 \text{ ton} = 68 \text{ ton}$$

Esta carga es distribuida entre las dos placas que simulan el carro, aplicándolas mediante una masa distribuida sobre ambas superficies.

Aceleraciones

La estructura está sometida en condiciones normales a la acción de la gravedad en dirección Y, y a la aceleración debida al movimiento de avance del puente grúa en dirección Z, el cálculo de esta aceleración se detalla en el ap 2.2.3.2.

Además de estas aceleraciones, existen otras aceleraciones asociadas al proceso productivo del lugar donde se ubica la grúa, como pueden ser vibraciones estructurales, este caso se considera en el ap 2.2.3.1

Sujeciones

El posicionamiento de las sujeciones, se realiza, como se ha explicado anteriormente en los nodos finales de los apoyos diseñados ya para tal caso, simulando así las reacciones absorbidas por las ruedas, en el eje Y debido a la gravedad, en el eje X debidas al cruzamiento y objeto de este estudio, y en el ej Z debidas al frenado.

La justificación del posicionado de los frenos en las ruedas de ambos testeros se analiza en el anexo 1. En él se comprueba como si los frenos se posicionasen solamente en uno de los testeros, el cruzamiento producido sería mucho mayor y por tanto mucho más desfavorable para las ruedas guía, al tratarse de un suposición evitable mediante el diseño, esta posibilidad no es analizada, pero cabe reseñar que podría producirse si por algún motivo fallasen los frenos de uno de los testeros.

2.2.3 Análisis estático de la estructura cargada.

Mediante este análisis se simulan en SolidWorks diversas situaciones en las que en su uso normal, la estructura de la grúa sufre cruzamiento, es decir, aparece una reacción en el eje X de los apoyos de la grúa.

La geometría de las ruedas situadas en los apoyos, que absorben las reacciones en Y (debida a la gravedad) y en Z (debida al frenado), no permite absorber las reacciones producidas en X.

El análisis y estudio de estas situaciones permitirá demostrar la necesidad de uso de ruedas guía para solventar el problema descrito, comprobar su efectividad descargando las ruedas en el eje X y obtener la situación más desfavorable en que la rueda guía absorbe una reacción mayor.

Las tres situaciones que van a ser estudiadas son:

- Vibraciones estructurales debidas a la descarga de coque.
- Frenado instantáneo con carro desplazado.
- Potencia de arranque de motores con carro desplazado.

En todas ellas, se estudia el efecto que las diversas combinaciones de cargas tienen en las reacciones en dirección X en los apoyos, como varia la distribución de reacciones al introducir ruedas guía y por último, se comprueba cuál de las tres es la situación más desfavorable en lo concerniente al esfuerzo absorbido por la rueda guía, esta situación iniciará el apartado 2.3 en el que se realiza el estudio tensional y de deformaciones del mecanismo rueda guía bajo la sollicitación de la carga obtenida.

2.2.3.1 Vibraciones estructurales debidas a la descarga de coque.

En este apartado se estudia el movimiento transversal de la estructura producido en el instante en el que se produce la descarga del coque al foso, la caída de este material produce vibraciones en toda la planta.

Estas vibraciones, no son obviamente producto del movimiento del puente grúa en su uso normal, pero deben ser absorbidas por las ruedas guía del mismo al producirse vibraciones en toda la estructura.

Estas vibraciones han sido estudiadas en una planta de similares características a la del puente grúa a estudio con el fin de obtener los valores de las aceleraciones a las que se ve sometido el puente grúa en todas las direcciones.

Este estudio se adjunta en el anexo 2. y como conclusión se obtiene que longitudinal al carril, la aceleración es pequeña 0.115 m/sg^2 , pero la transversal, en el momento de producirse la descarga del coque en este sentido es de 2.568 m/seg^2 con algún pico de 3.4 m/sg^2 .



Fig 2.9 Momento de la descarga de coque

Por lo tanto, la simulación en SolidWorks, se realiza con una aceleración de 2.568 m/seg^2 en la dirección X, estando los apoyos que simulan los cuatro trenes de ruedas (ocho ruedas) restringidos en las tres direcciones.

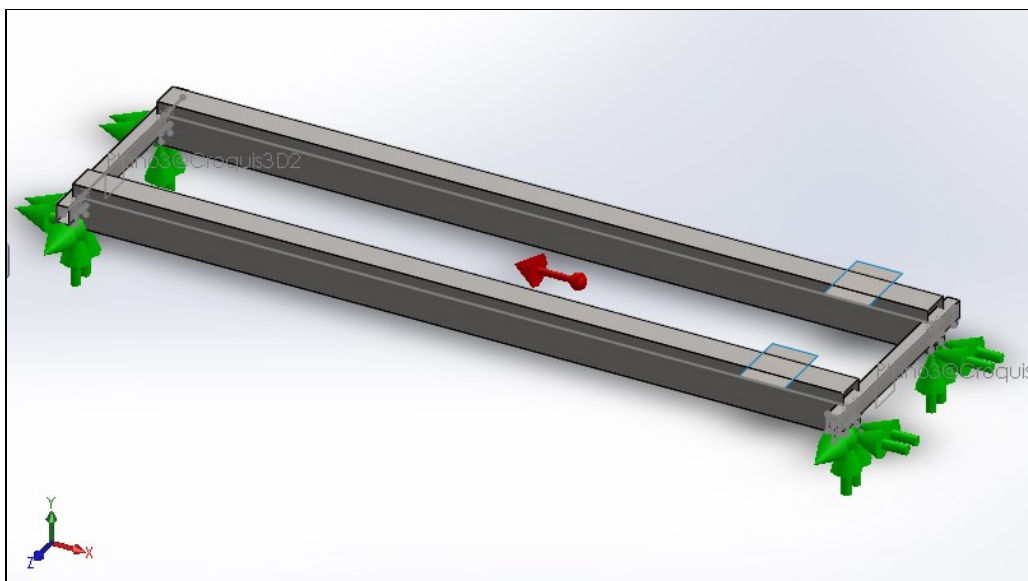


Fig 2.10 Vista trimétrica del modelo a estudiar

Tras realizar el estudio simulando las vibraciones de la estructura, se obtienen unas reacciones de 71,6kN en la dirección X de cada apoyo.

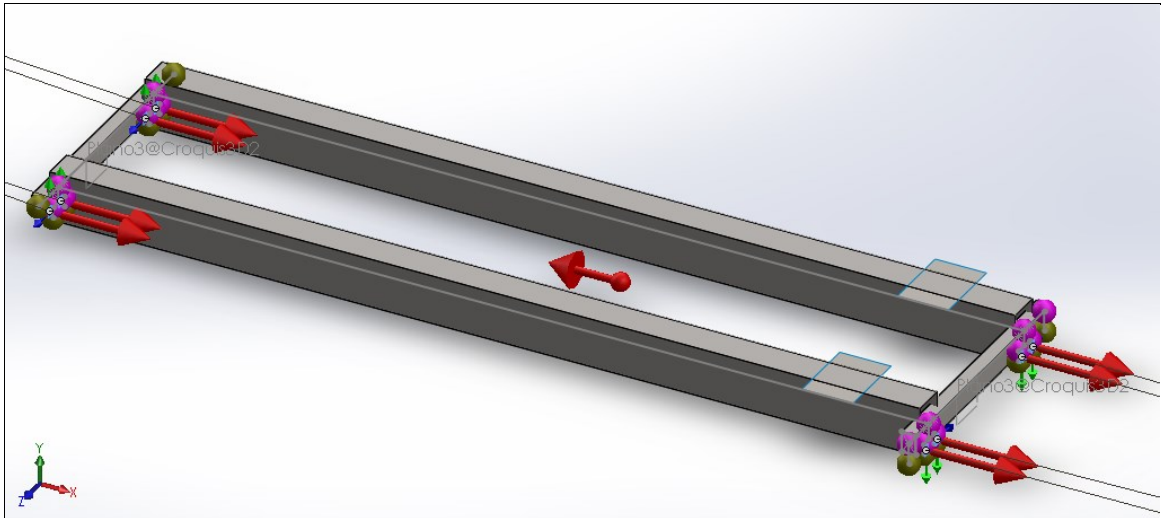


Fig 2.11 Vista trimetrica del modelo con las fuerzas resultantes en los apoyos.

Las ruedas, como ha sido explicado en apartados anteriores no pueden soportar una reacción de dicha magnitud en dirección X, por lo que a continuación se analiza la variación de estas reacciones al introducir ruedas guía, esto se realiza mediante la restricción del desplazamiento en x en los apoyos para ruedas guía.

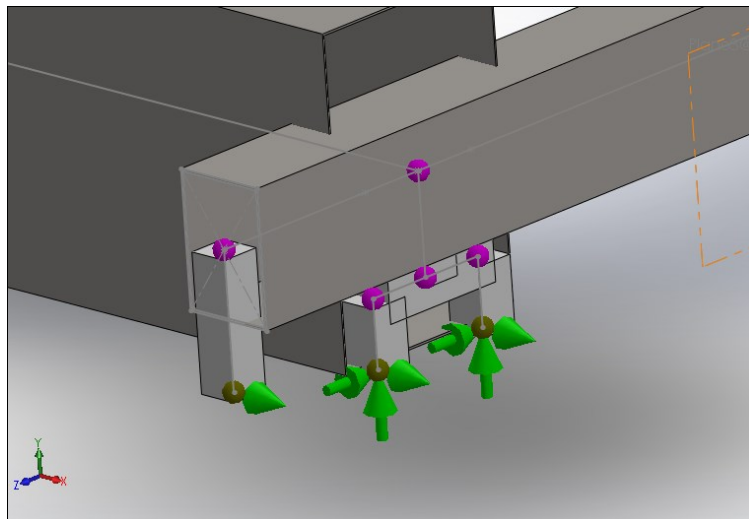


Fig 2.12 Detalle de las restricciones en apoyo para ruedas guía y apoyo para ruedas

Al introducir las ruedas guía, estas pasan a absorber casi la totalidad del esfuerzo en la dirección X,(Fig 2.13) de esta forma las ruedas guía absorben 202 kN, mientras que el esfuerzo en las demás ruedas disminuye hasta 20.9 kN, se debe puntualizar que esta última reacción puede ser incluso menor, debido a las simplificaciones introducidas al realizar el estudio en SolidWorks, ya que la holgura existente entre la geometría de las ruedas y el carril, introduce variaciones imposibles de simular.

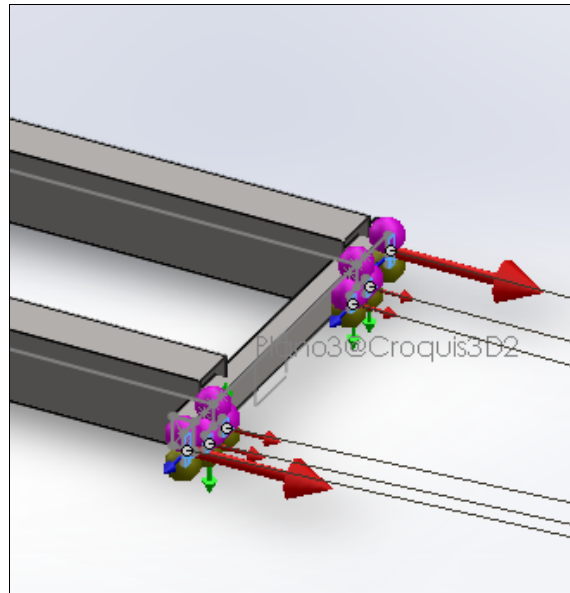


Fig 2.13 Vista trimetrica del testero en el que se han introducido ruedas guía, con las fuerzas resultantes en los apoyos.

Como análisis a este caso, se observa que el valor de la reacción obtenida que debe ser soportada por la rueda guía es el doble en magnitud de la calculada mediante la norma FEM.

Por lo tanto, se pone de manifiesto que factores puntuales como las vibraciones debidas a la descarga de coque, que se repiten con cierta frecuencia en el proceso normal de la planta, no han sido tenidos en cuenta en el momento del diseño de las ruedas guía, provocando un dimensionado a la baja.

2.2.3.2 Frenado instantáneo con carro desplazado

En este apartado se estudia el cruzamiento producido cuando al pulsar la 'seta de emergencia', el carro que se movía a una aceleración a_{adh} , frena bruscamente.

Diversas combinaciones de cargas podrían ser analizadas, de entre todas, se estudia el caso más desfavorable para el cruzamiento:

En primer lugar, la ubicación de los frenos es de vital importancia en este estudio, ya que de él depende el valor de las reacciones en los apoyos. Así, de todas las combinaciones posibles, en el anexo 1. se analiza matemáticamente la conveniencia del uso de frenos en ruedas de ambos testeros, proporcionando así simetría a la estructura.

Respecto a la cantidad de ruedas guía frenadas en cada testero, este estudio se realiza con un tren de ruedas (dos ruedas) frenadas en cada testero, siendo este el mínimo de las cuatro existentes, se aseguran reacciones máximas en dirección Z.

En segundo lugar, respecto a la posición del carro, el caso más desfavorable para el cruzamiento se produce cuando el carro está situado en uno de los extremos, en el punto de mínimo acercamiento, es decir a 4m de uno de los testeros.

Por otra parte, otro parámetro a tener en cuenta en esta simulación es la aceleración a la que se mueve la grúa en el momento del frenado, si la aceleración normal es : $a_n = 0.86 \text{ m/seg}^2$, la aceleración de adherencia a_{adh} calculada como aquella aceleración que hace que las ruedas motrices tengan una rodadura perfecta a lo largo del carril, es, teniendo en cuenta que las ocho ruedas son motrices:

$$Q_{vertical \text{ por rueda}} = 27875 \text{ kg}$$

$$Q_{adherencia} = 0.15 \cdot Q_{vertical \text{ por rueda}} \cdot n_{ruedas \text{ motrices}} = 33450 \text{ kg}$$

$$a_{adh} = \frac{Q_{adherencia} \cdot 9.8}{Q_{vertical \text{ por rueda}} \cdot n_{ruedas}} = 1.47 \text{ m/seg}^2$$

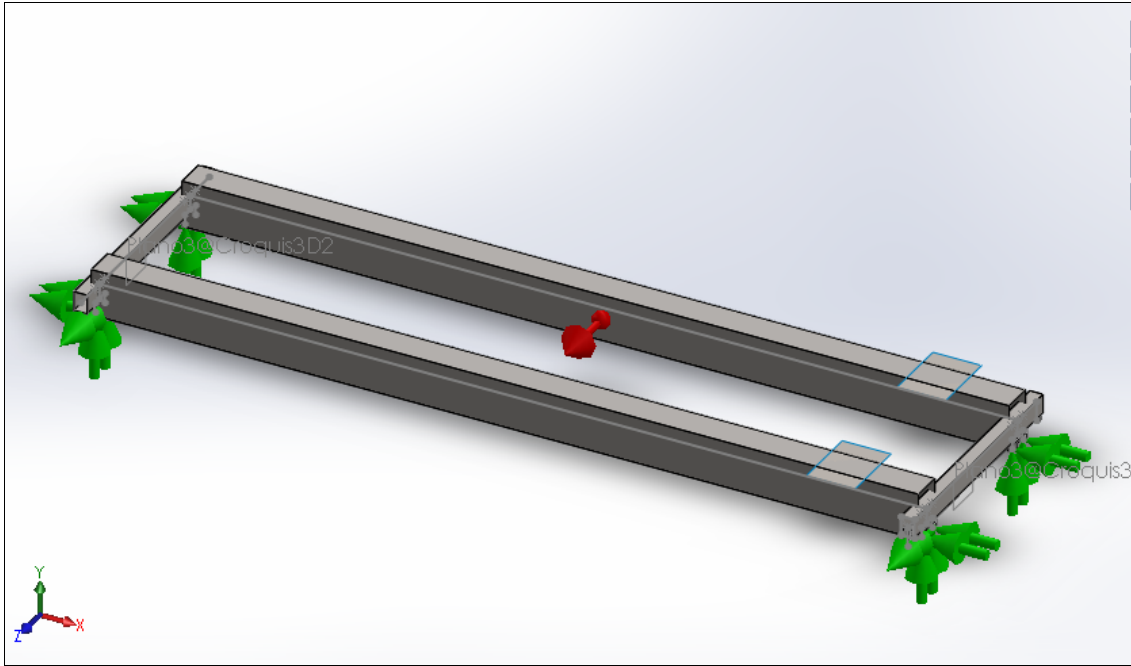


Fig 2.14 Vista trimétrica del modelo a estudiar

En la figura superior, puede apreciarse las sujeciones de los apoyos, flechas verdes, la dirección de la aceleración, flecha roja, y la posición del carro a 4m de uno de los testeros.

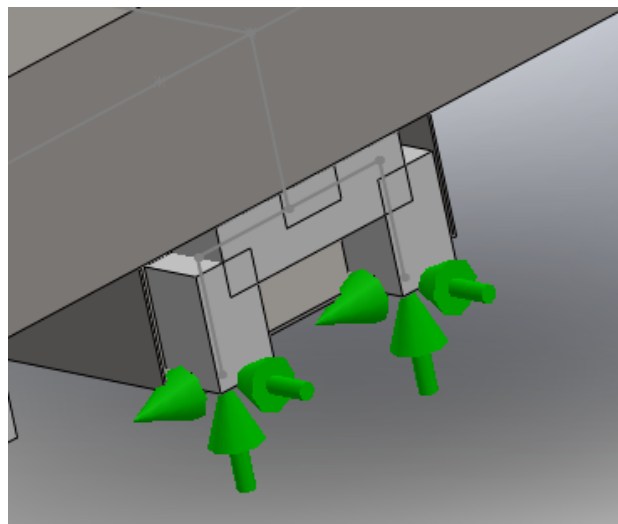


Fig 2.15 Detalle de las sujeciones en los apoyos

Respecto al estudio en SolidWorks , este se realiza en dos etapas, ya que el conjunto estructural está sometido a dos aceleraciones, la ya mencionada a_{adh} , y el efecto de la gravedad.

La división en dos simulaciones es debido a que el programa solo permite el cálculo con una aceleración, asimismo, el sumatorio de los resultados de ambos estudios será analizado tanto en lo concerniente a tensiones como a desplazamientos.

En primer lugar se simula el caso en que actúa únicamente la aceleración en dirección Z, o sea el caso de frenado sin considerar gravedad las reacciones en los apoyos obtenidas en el estudio, son:

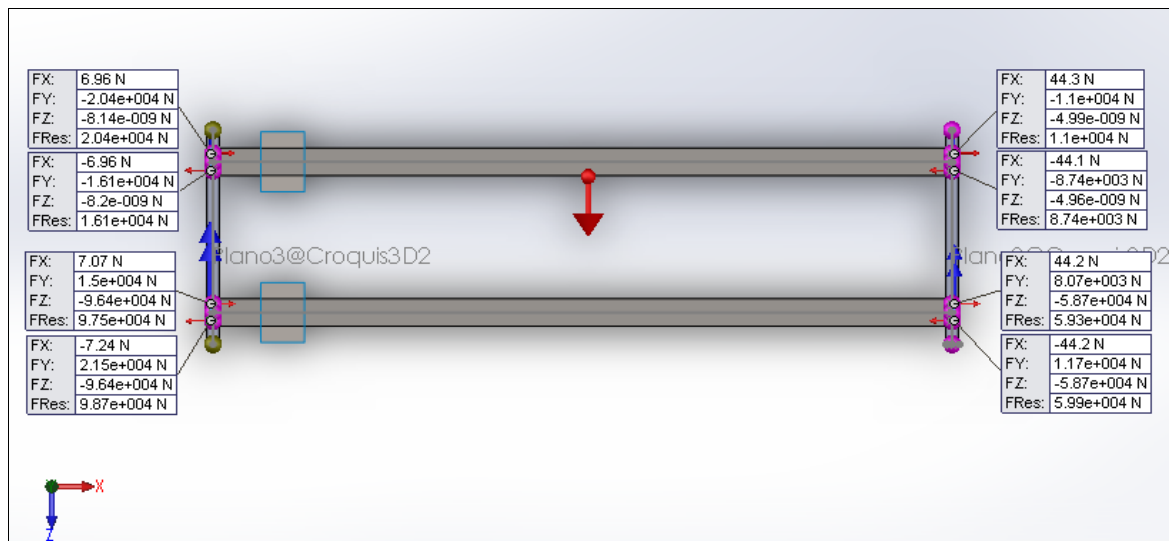


Fig 2.16 Reacciones en el estudio 1 debidas al efecto del frenado brusco ($a_{adh} = 1.47 \text{ m/seg}^2$)

La reacción máxima en X es de 44.3N en el testero del lado opuesto al que está situado el carro, también se observa el correcto modelizado del bulón que une cada carro de ruedas con el apoyo, esto significa que la reacción vertical Y tienen la misma dirección y un valor prácticamente idéntico en ambas ruedas de cada tren, comprobando así lo supuesto en el 2.2.2 Conexiones.

En segundo lugar se procede a simular el efecto de la acción gravitatoria, para lo que se impone una aceleración en sentido Y de $9,8 \text{ m/seg}^2$, obteniendo los siguientes datos:

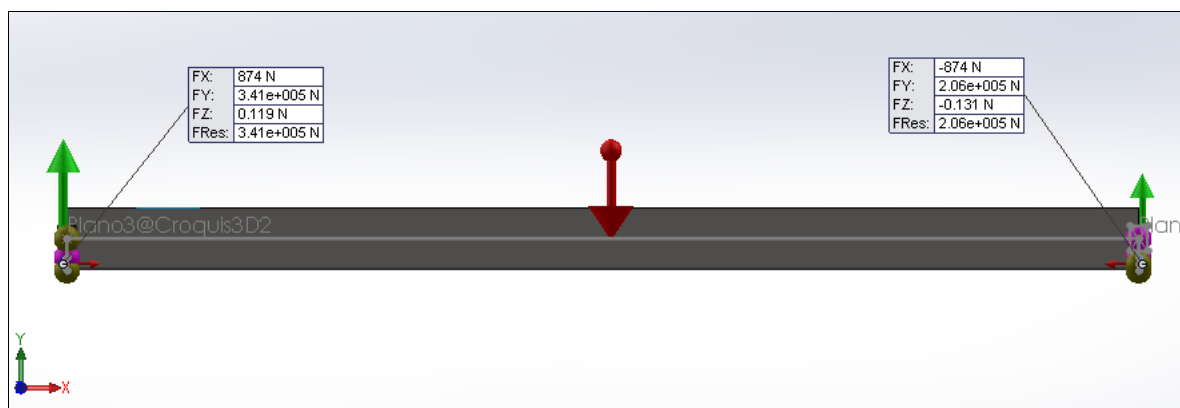


Fig 2.17 Reacciones en el estudio 2 debidas al efecto de la gravedad

Las reacciones en el eje X son prácticamente despreciables, mientras que en el eje vertical, son de 341kN en cada rueda del testero respecto del que el carro está más próximo, y 206kN respecto del contrario, por lo que se concluye que este segundo caso, el de la acción gravitatoria no es importante en lo referente a las fuerzas en dirección X, objeto de este estudio.

Realizando el sumatorio de fuerzas resultantes en los dos estudios, que se producen simultáneamente en el tiempo, se obtiene que tanto las fuerzas de frenado, eje Z, como las reacciones en el eje X, objeto de este estudio, no varían demasiado del primer estudio realizado, es decir el estudiado con una aceleración de 1.47 m/seg^2 .

Por otro lado, en lo referente a las reacciones verticales, los datos obtenidos en el estudio gravitatorio sirven de comprobación de que el modelo produce resultados razonables, el efecto de la gravedad hace que en el sumatorio todas tengan un valor positivo, siendo esto fiel a la realidad al ser la única forma en que las ruedas pueden trabajar en esta dirección; esto se produce debido a que el orden de magnitud de las reacciones en Y del segundo estudio es mucho mayor que las del primero.

Como análisis de este estudio, se comprueba que el efecto de cruzamiento producido por el frenado brusco de la grúa cuando el carro se encuentra en uno de los extremos es mínimo, no justifica el uso de ruedas guía al haberse obtenido en el eje X unas reacciones muy inferiores a las esperadas según la norma FEM estudiada en el apartado 2.13.

2.2.3.3 Potencia de arranque de motores con carro desplazado.

En esta casuística se estudia el cruzamiento de la estructura del puente grúa en el momento del arranque de los motores, estando el carro en el punto de mínimo acercamiento a uno de los testeros (4m).

Cuando se produce esta situación, los motores, diseñados para arrancar cuando el carro se encuentra en el centro de la luz del puente, deben arrancar con una carga de valor aproximado del doble, avanzando el testero del lado descargado con mayor velocidad que el del lado cargado, provocando así el cruzamiento de la estructura.

Para simularlo mediante SolidWorks, se aplica al modelo del estudio un desplazamiento impuesto de 5cm en el testero descargado, estudiando de este modo los esfuerzos provocados en la estructura.

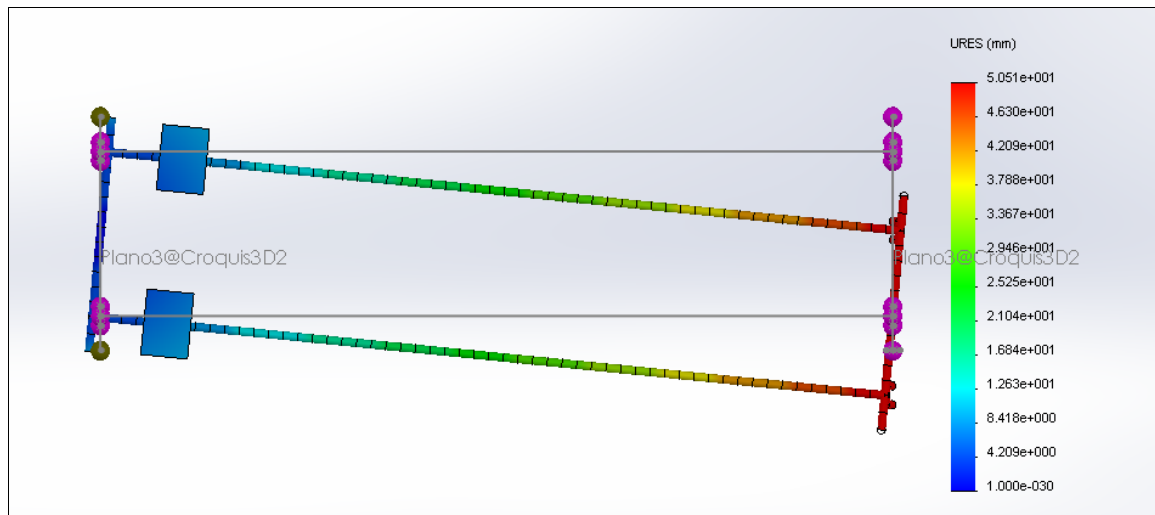


Fig 2.17 Vista en planta de los desplazamientos producidos en la estructura deformada

Como resultado, se obtienen unas reacciones máximas de valor 11.5 kN, como se muestra en la figura de la derecha.

A continuación, se introducen restricciones en X en los apoyos de las ruedas guía para analizar su efecto descargando las ruedas.

Realizando el estudio de nuevo, se obtienen las siguientes reacciones:

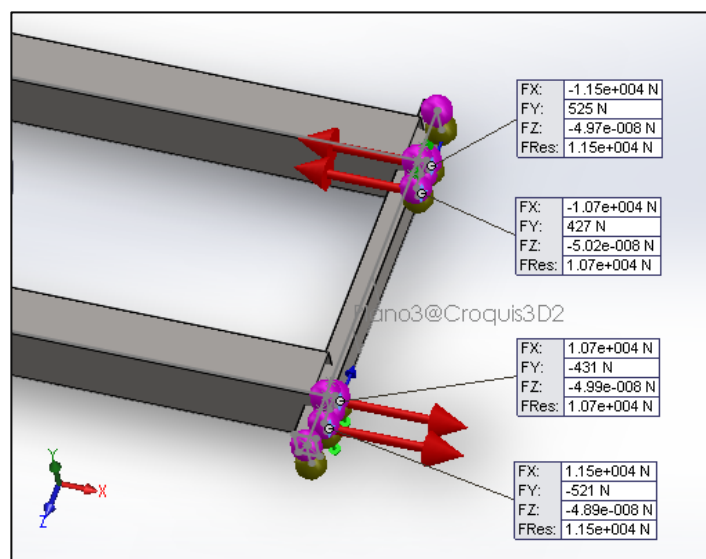


Fig 2.18 Reacciones en los apoyos de las ruedas

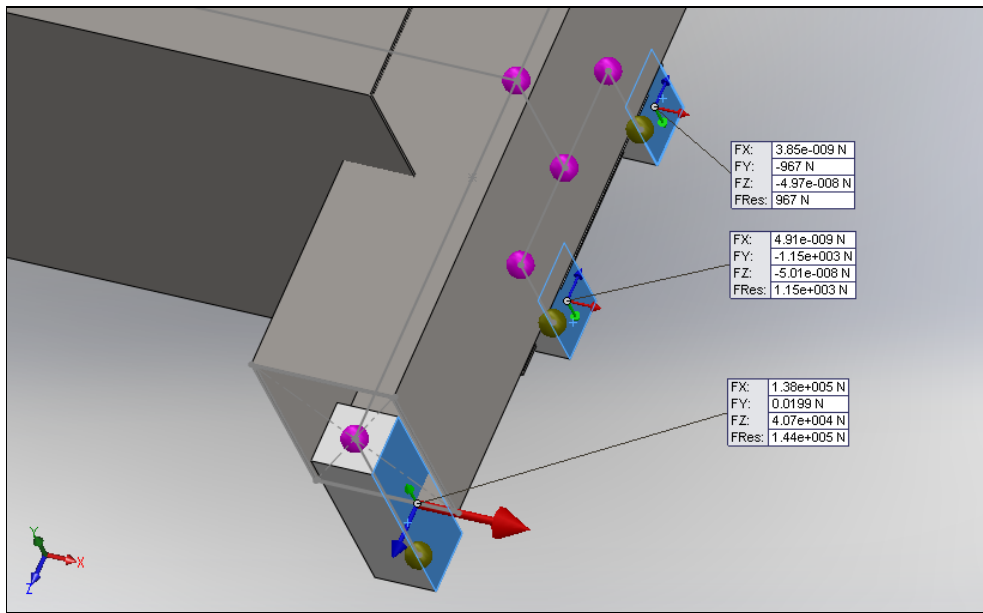


Fig 2.19 Vista de las reacciones en ruedas guía y ruedas en uno de los apoyos del testero descargado

Como se aprecia en la Fig, al introducir la restricción debida a las ruedas guía, las reacciones en el resto de ruedas disminuyen bruscamente, y las ruedas guía absorben un esfuerzo de 138 kN, valor algo superior a los 111kN calculados mediante la norma FEM en el apartado .

2.2.3.4 Resumen

A continuación se resumen los datos obtenidos en las tres casuísticas analizadas con el objetivo de localizar el caso más desfavorable para las ruedas guía, es decir aquel que haga que absorban una reacción mayor en la dirección X de cruzamiento.

	Sin ruedas guía	Con ruedas guía	
	Apoyos rueda	Apoyos rueda	Ruedas guía
1- Vibraciones estructurales	71,6 KN	0	238 KN
2- Frenado instantaneo	44,3 N		
3- Potencia arranque	115 KN	0	138 KN

Tabla 2.b Resumen de resultados de los casos analizados

Como conclusión final a este estudio, de los tres casos analizados, tanto el de "vibraciones estructurales debidas a la descarga de coque", como "potencia de arranque de motores con carro desplazado" provocan unas reacciones en las ruedas de un valor considerable, y como se ha explicado imposible de absorber desde el punto de vista geométrico, estos esfuerzos disminuyen al introducir las restricciones que introducen las ruedas guía, siendo estas las encargadas de absorber las reacciones en el eje X.

Estas reacciones, son en ambos casos superiores a la calculada mediante FEM, es decir superiores a la fuerza con la que han sido diseñadas las ruedas guía, esto hace pensar que

estos podrían ser los motivos por los que la empresa advierte de roturas y desgaste prematuro en las ruedas guía.

De los dos casos en lo que se obtienen reacciones de gran magnitud en las ruedas guía, son las debidas a las vibraciones las de valor más alto, y por tanto, las que se tendrán en cuenta en el segundo apartado de este proyecto, analizando el comportamiento del conjunto de ruedas guía en su movimiento a lo largo del carril.

3 Análisis del mecanismo de las ruedas guía

3.1 Introducción.

La segunda parte del estudio consiste en el análisis tridimensional del mecanismo encargado de trasladar los esfuerzos provocados por el cruzamiento de la estructura hasta el carril que los absorbe.

El mecanismo de las ruedas guía es el encargado de evitar el cruzamiento de la estructura mediante la absorción de las reacciones en dirección X (Fig.), este mecanismo se dispone como se especificó en el capítulo 2 de este proyecto en ambos extremos de uno de los testeros, en la fig se ve la placa soporte en el testero sobre la que van montadas las ruedas guía.

Respecto al mecanismo de las ruedas guía, este estudio parte del diseño que ha sido definido por la empresa, sobre él se analiza en primer lugar el funcionamiento y la misión que desempeña cada uno de los componentes, y posteriormente, tras la explicación de cómo se diseña y discretiza cada uno de los componentes en el programa de cálculo, el estudio se centra en varios ejes del mecanismo que por experiencia se sabe que se agrietan prematuramente.

Al tratarse de un caso, el de las vibraciones, que no está recogido en la norma FEM, habiendo obtenido en ese supuesto unos valores de reacciones que deben ser absorbidos por dichas ruedas muy superiores a la máxima establecida por la normativa, hay indicios más que suficientes para estimar que se pueden producir puntos de tensión máxima en los componentes arriba citados que pueden llevar al mecanismo al desgaste prematuro.

3.2 Funcionamiento del mecanismo

La explicación de cómo actúa el mecanismo se hace a partir de los ejes que van a ser estudiados en este análisis.

En primer lugar se estudia el eje principal (1), cuyas referencias se hacen con respecto a la Fig.

La carcasa soporte (3), está conectada a la base del testero mediante sendas hileras de tornillos, y el agujero de dicha carcasa se ubica el eje principal.

Dicho eje tiene un cambio de diámetro en el punto (3*), disminuyendo en la parte superior del eje, esto permite que el eje apoye solamente en la parte inferior de la carcasa soporte y no a lo largo de toda ella, siendo esto beneficioso, como se estudia en el ap. para la distribución de tensiones.

En la parte superior, una tapeta (2) unida a la carcasa soporte sirve de segundo apoyo para el eje, la razón de colocar esta tapeta se realiza por cuestión de montaje.

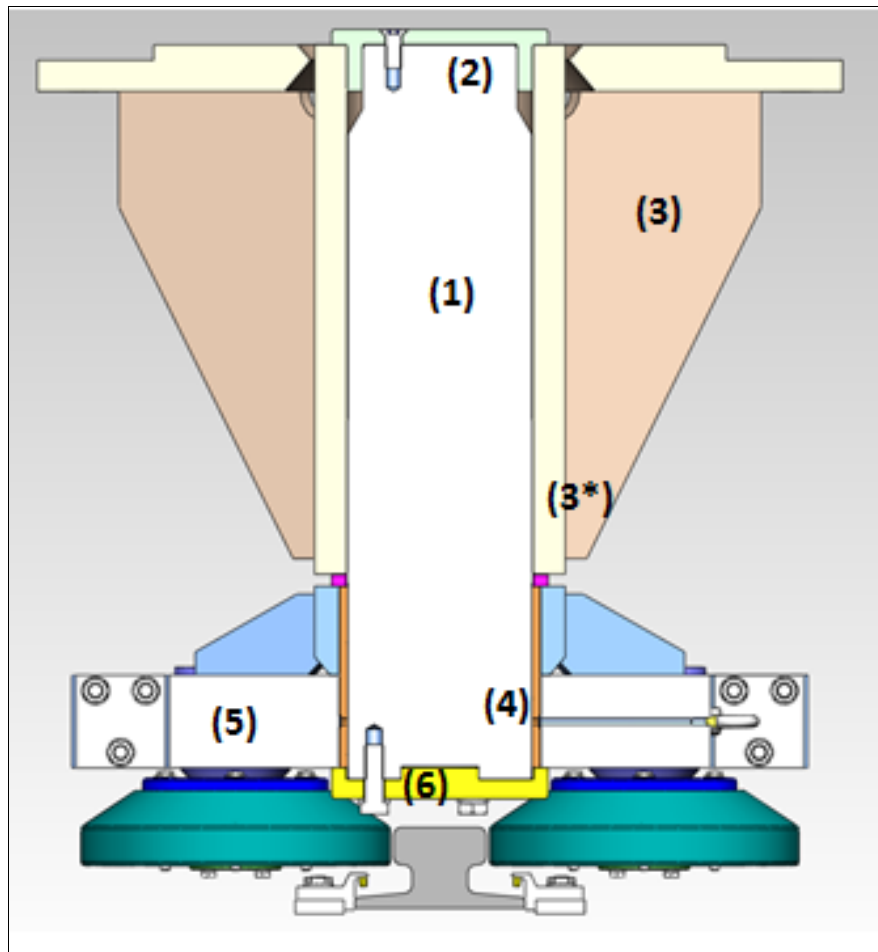


Fig 3.1 Sección central del mecanismo donde se aprecia cada uno de los componentes en contacto con el eje central

La carcasa soporte va asimismo rigidizada, ya que el apoyo con el eje en el punto inferior hace que se produzca un momento importante a lo largo de la pieza.

El eje en su parte inferior va introducido en la placa base (5), a la que van acoplados los ejes de las ruedas y las ruedas (se estudiara a continuación).

La unión entre eje y placa se realiza mediante un casquillo de bronce(4), este componente permite el giro entre ambos, permitiendo así que al transmitir la fuerza de cruzamiento, las dos ruedas del mismo lado del carril entren en contacto a la vez, distribuyendo de esta forma los esfuerzos.

Finalmente, para sujetar el eje a la placa, se coloca la tapeta (6) que es solidaria al eje en el momento de giro.

Por otro lado, este estudio se centra también en los ejes de las ruedas (1), cuyas referencias se toman respecto a la figura .

Este eje, a diferencia del eje principal, se encuentra empotrado, el empotramiento se realiza en la parte superior del eje mediante un mecanismo de apriete en la placa base (2).

En la parte inferior del eje se aloja la rueda guía, ambos componentes tienen permitido el giro mediante rodamientos cilíndricos (5).

El posicionamiento correcto de la rueda se realiza en la parte superior mediante una arista viva en el eje que le permite el desplazamiento vertical, y en la inferior mediante una tapeta (6)

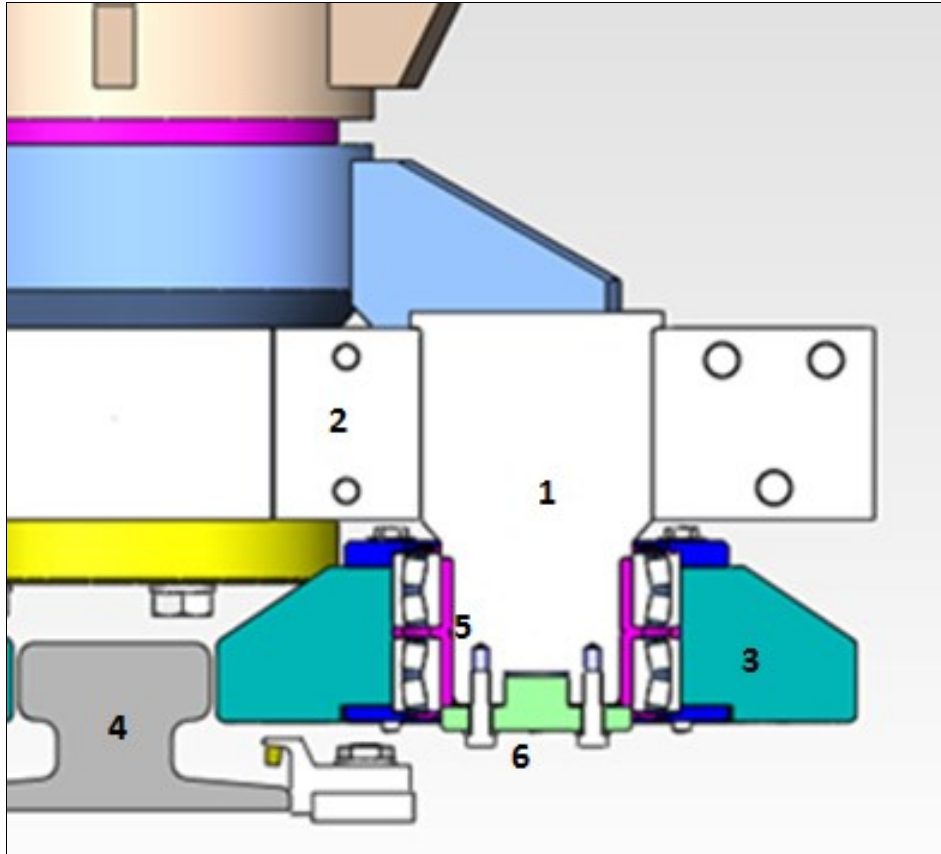


Fig 3.2 Sección central del eje de las ruedas donde se aprecia cada uno de los componentes en contacto con él.

Finalmente, la rueda está a una distancia \propto del carril (4) (ver cálculo según FEM. ap.), cuando el mecanismo se desplaza en la dirección del cruzamiento, rueda y carril entran en contacto, transmitiéndose entonces la reacción, sobre el carril actúan las dos ruedas del mismo lado simultáneamente, obteniendo de esta forma una disminución de la tensión que debe soportar cada eje de las ruedas.

3.3 Análisis del comportamiento del mecanismo en SolidWorks.

En SolidWorks han sido diseñadas los siguientes componentes del mecanismo: placa base, eje principal, carcasa soporte, eje ruedas, rueda y carril, en el estudio se pone especial atención en el análisis de ambos ejes, tanto principal como de las ruedas, sirviendo el resto de componentes para semejar el modelo de una forma más precisa a la realidad.

De este modo, la carcasa soporte sirve de apoyo del eje en su parte inferior, el otro apoyo se modeliza mediante un apoyo exterior.

Del mismo modo, la unión entre eje de las ruedas y la base simula el empotramiento en la parte superior del eje; En la parte inferior del eje se ha realizado una simplificación respecto a la unión mediante rodamientos, realizándose un apoyo directo entre ambos componentes, facilitando de este modo los cálculos al programa.

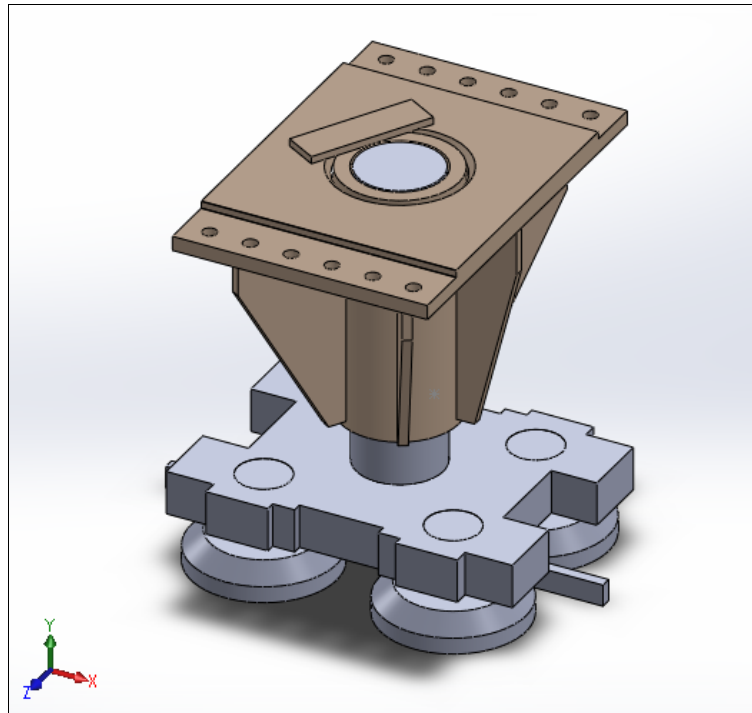


Fig 3.3 Vista dimétrica del ensamblaje

El material utilizado en la fabricación de los diversos componentes que participan en el análisis es: para los ejes, tanto el principal como los ejes de las ruedas se utiliza un A550,

Material	Yield Strength	Tensile Strength	Elongation	Impact Energy
A550	550MPa	670-830 Mpa	16%	37J

Tabla 3.a Acero utilizado en los ejes

Al introducir los datos del material en SolidWorks, se ha modificado el valor del módulo de Young para la zona inferior del eje principal, haciéndolo así más rígido de manera que se comporte como en el caso real, donde la rigidez es impuesta por el rigidizador alrededor del casquillo de bronce.

Para simular los demás componentes, tanto la chapa base, carcasa como las ruedas se utiliza un A420.

Material	Yield Strength	Tensile Strength	Elongation	Impact Energy
A450	420MPa	530-6800 Mpa	18%	28J

Tabla 3.b Acero utilizado en la chapa base y las ruedas.

Las relaciones de posición impuestas para los distintos componentes se detallan en el anexo 3.

En lo referente a contactos entre componentes, se define contacto entre las ruedas guía y el carril, realizando un contacto 'sin penetración', simulando así la rodadura de las ruedas a lo largo del carril, asimismo, se define contacto sin penetración entre la carcasa soporte y la zona del eje con mayor diámetro, de esta forma se simula el apoyo del eje en el extremo inferior de la carcasa.

Además de este, se definen los siguientes apoyos externos:

- Restricción de los movimientos en X e Y de la cara inferior del carril.
- Restricción de los movimientos en X, Y, Z de la cara superior del eje principal.
- Restricción de los movimientos en X, Y, Z de la cara superior de la carcasa soporte.

De esta forma se asemeja el modelo a la realidad, analizando por una parte el eje principal biapoyado, y el eje de las ruedas empotrado.

Otra de las simplificaciones introducidas en el estudio es la exclusión del análisis de los rigidizadores de la carcasa soporte, aumentando en su lugar el módulo de Young al acero aplicado y por tanto haciendo más rígida la pieza.

Se define la carga externa sobre el carril, o sea, se define la reacción que absorbe el carril como fuerza externa y se estudia su distribución por todo el mecanismo, ambas, restricciones y fuerza aplicada pueden verse en .

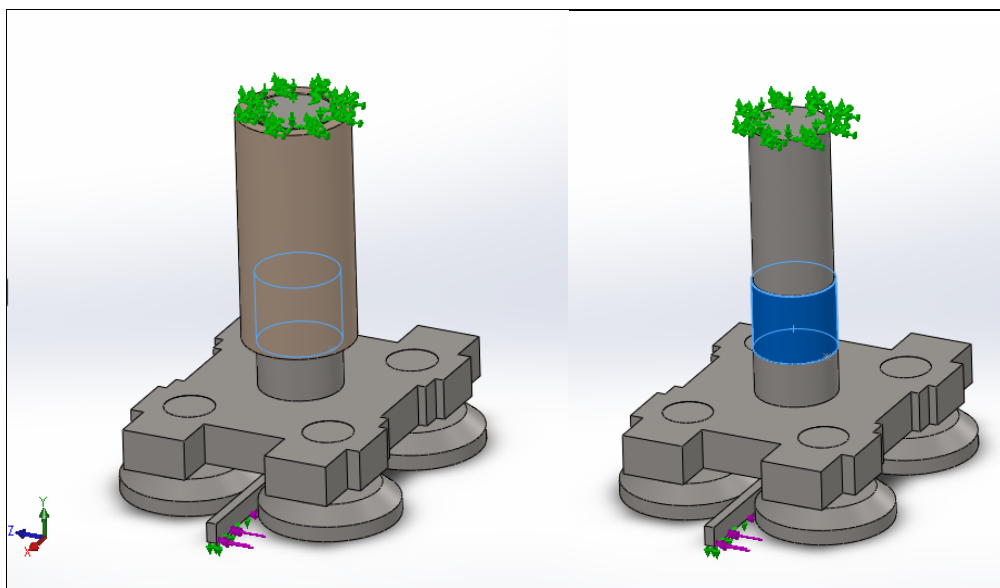


Fig 3.4 Vista del mecanismo con fuerzas aplicadas (morado), restricciones (verde) y contacto (azul)

Para que el resultado sea detallado en las zonas de mayor interés, es decir, los ejes donde se producen los mayores casos de rotura prematura, se aplica un control de malla tanto al eje principal como a los ejes de las ruedas que entran en contacto con el carril, mallando con elementos triangulares de 18.8mm y 13.22mm respectivamente, la exactitud en la utilización de estos tamaños se detalla en el anexo 4. En el que se verifica el control de malla, estudiando como al hacer la malla más fina, aumenta la tensión máxima hasta llegar a un punto en que permanece constante.

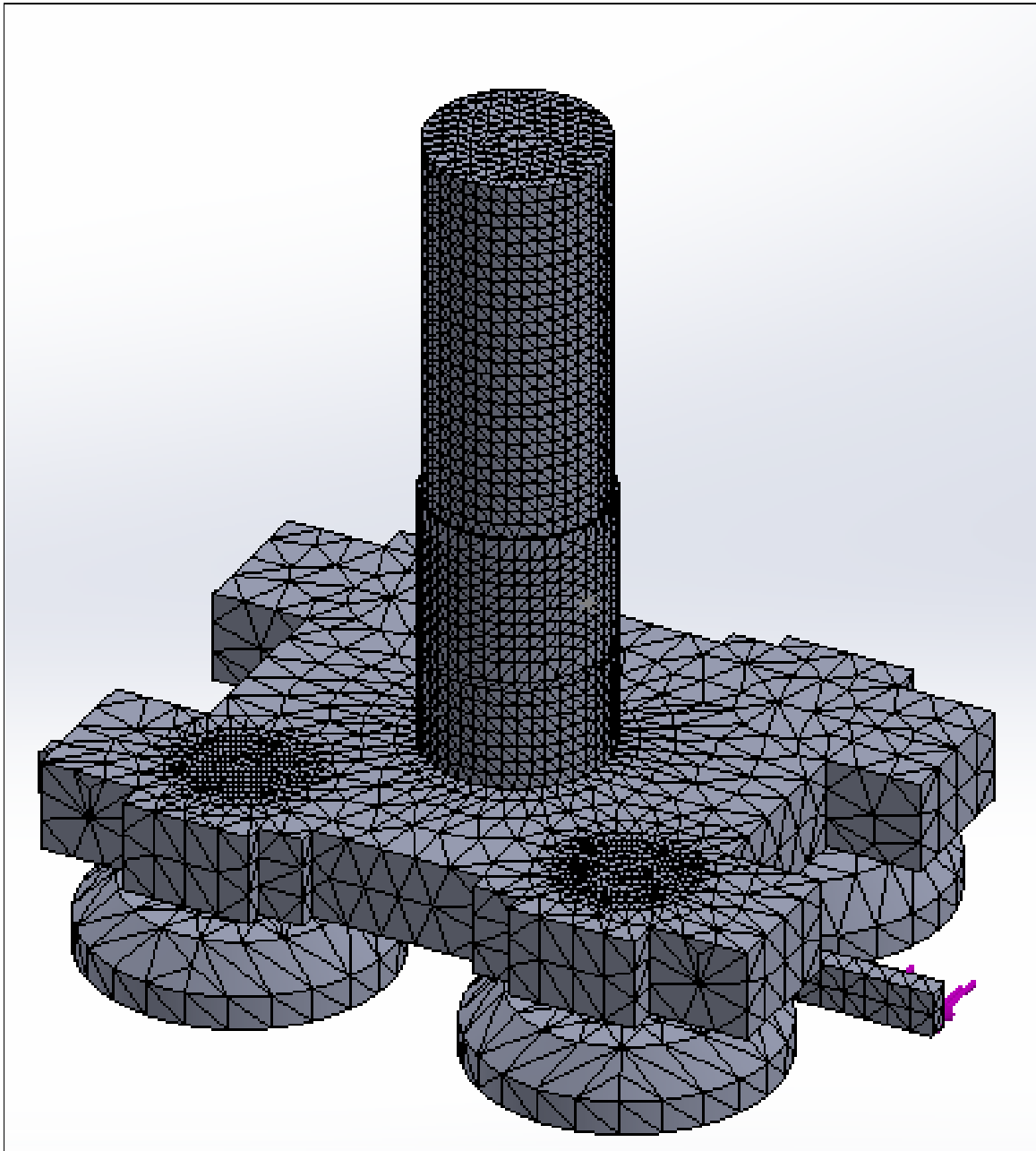


Fig 3.5 Mallado de los componentes del mecanismo aplicando control de malla a los ejes.

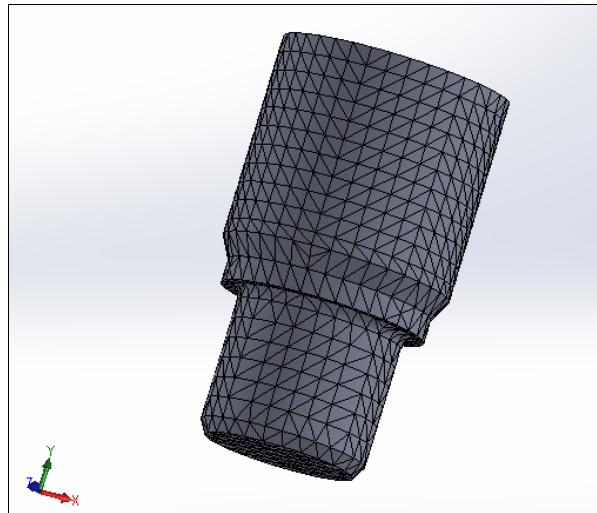


Fig 3.6 Detalle del mallado de uno de los ejes de la rueda

3.4 Resultados del estudio

El estudio muestra la tensión de Von Mises en cada uno de los nodos de los elementos que conforman el mecanismo.

La tensión máxima, como se muestra en la Fig 3.7 se obtienen en el eje de las ruedas, a continuación se estudia individualmente cada uno de los componentes:

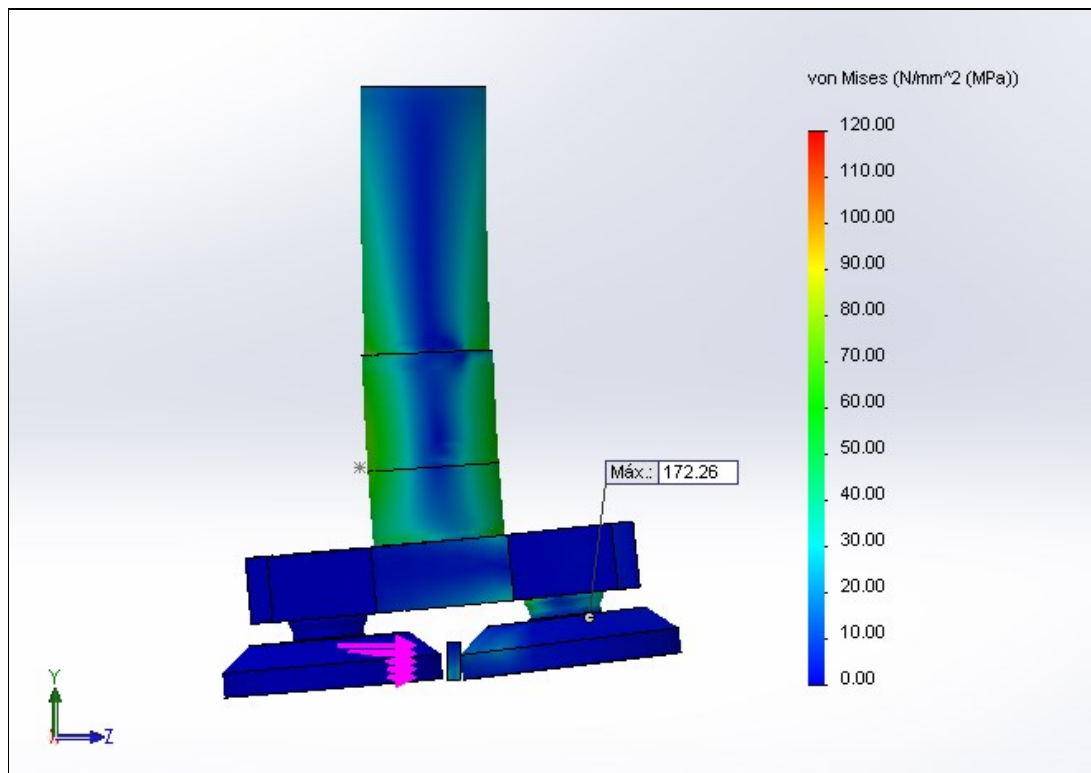


Fig 3.7 Distribución de tensiones en el mecanismo deformado

3.4.1 Ejes de las ruedas:

Este eje se encuentra empotrado en el extremo superior y con una carga en el inferior, siendo esta carga transmitida por la rueda guía.

El eje central permite el giro con lo que las dos ruedas del mismo lado del carril actúan simultáneamente, y por tanto la reacción, o fuerza impuesta en el caso del análisis con SolidWorks se divide entre las dos de igual forma, es decir, cada eje transmite a la base en que esta empotrado una reacción de 143KN.

Los ejes de las ruedas pueden ser clasificados en el grupo E4 según la normativa FEM, asumiendo carga alternada ($K=-1$), teniendo el acero una tensión resistente de 550MPa, se obtiene:

$$\sigma_{bw} = 0.5 * 550 = 275 \text{ N/mm}^2$$

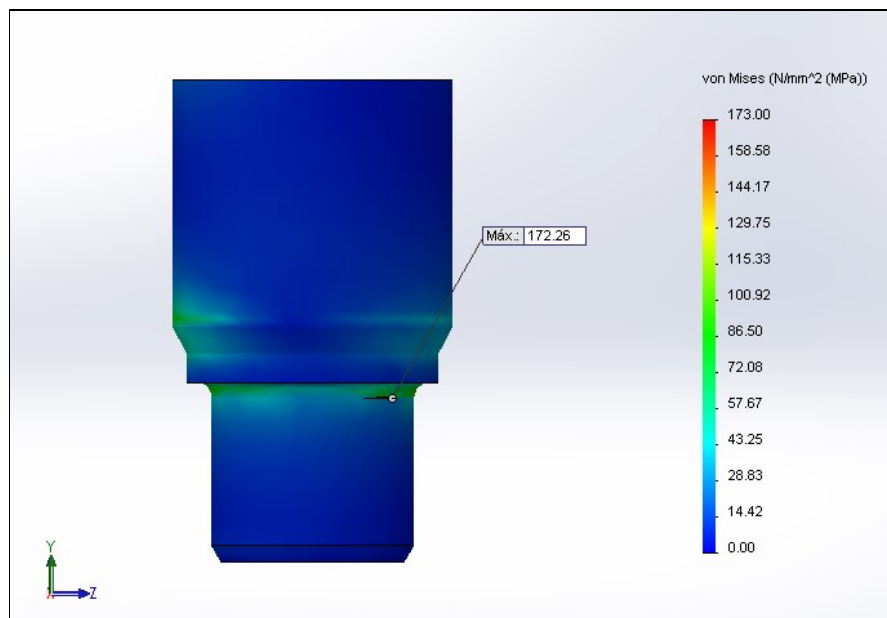


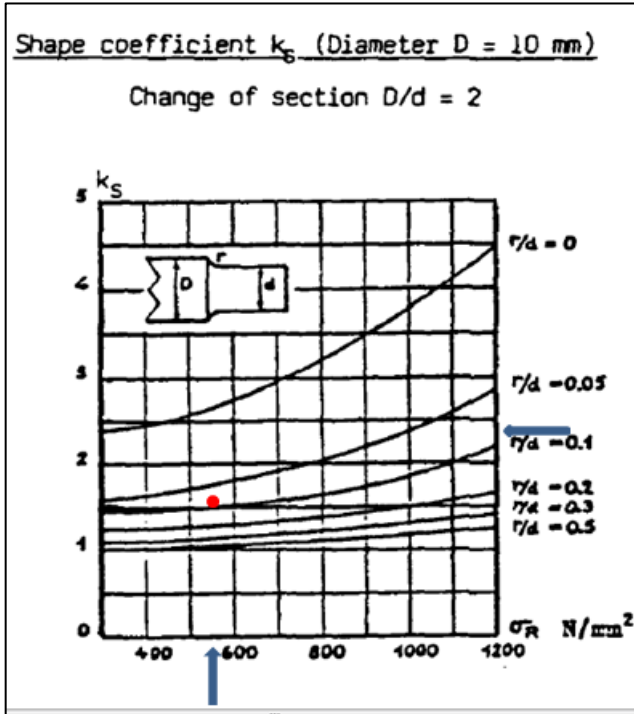
Fig 3.8 Distribución de tensiones en el eje

Como se ha mencionado, la tensión máxima de la estructura se produce en dichos ejes, siendo el valor máximo de 172.26kN, esta tensión es menor a la máxima permitida por la norma FEM, pero la morfología de este eje, dado que existen cambios de diámetro con aristas vivas, hace necesario un estudio del mismo frente a fatiga, ya que estos vértices actúan como concentradores de tensiones, disminuyendo el valor de la resistencia del eje.

3.4.1.1 Cálculo de la tensión resistente a fatiga.

Calculo del coeficiente k_s

Este coeficiente es el referente a cambios de sección, radio, agujeros, etc



Siendo $\sigma_R = 550 \text{ N/mm}^2$

Suponiendo un radio de cambio de diámetro de 3mm, siendo el diámetro menor 105mm:

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{105} = 0.0285$$

Para la corrección del factor:

$$\frac{D}{d} = \frac{130}{105} = 1.23$$

Por lo que $q = 0.064$

A la tabla se entra mediante

$$\frac{r}{d} + q = 0.0285 + 0.064 = 0.0925$$

Obteniendo un valor de $k_s = 1.52$

Grafica 3.a calculo del coeficiente k_s

D/d	1.05	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	2
q	0.13	0.1	0.07	0.052	0.04	0.022	0

Tabla 3.c factor de correccion de $\frac{r}{d}$

Calculo del coeficiente k_d

Para diámetros mayores de 10mm, el efecto de la concentracion de tensiones aumenta y este aumento es permitido mediante la introduccion del coeficiente k_d .

Values of k_d

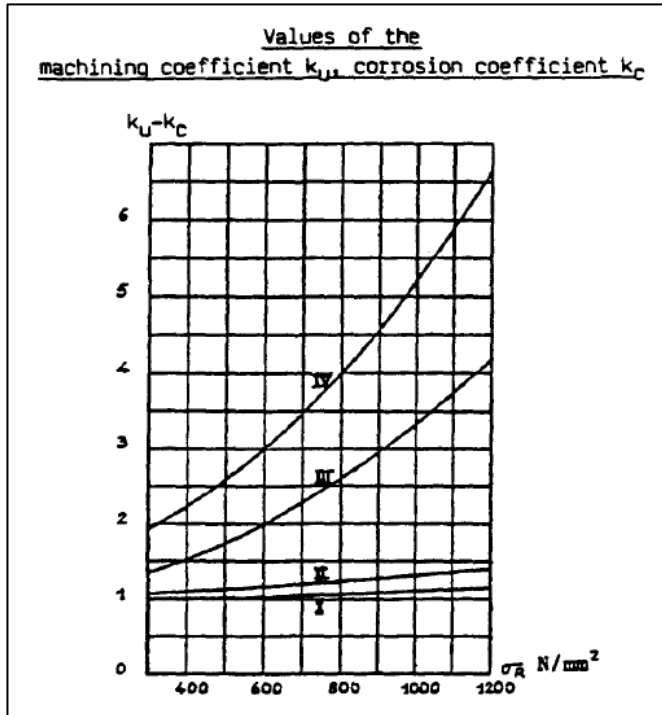
$d \text{ mm}$	10	20	30	50	100	200	400
k_d	1	1.1	1.25	1.45	1.65	1.75	1.8

Tabla 3.d Valores de k_d

Para un diámetro $d = 105 \text{ mm}$, $k_d = 1.651$

Calculo del coeficiente k_u

La experiencia demuestra que piezas con superficies rugosas con acabados bastos tienen una vida mas corta que aquellas con acabados finos, esto es permitido mediante la aplicación del coeficiente k_u .



Grafica 3.b Calculo del coeficiente k_u

Curva I: superficies acabado fino.

Curva II: superficies acabado basto.

Suponiendo un acabado fino, con $\sigma_R = 550 \text{ N/mm}^2$, obtenemos:

$$k_u = 1$$

Calculo de la tension resistente a fatiga.

Los ejes de las ruedas pueden ser clasificados en el grupo E4 según la normativa FEM, asumiendo carga alternada ($K=-1$), teniendo el acero una tensión resistente de 550MPa, se obtiene:

$$\sigma_{bw} = 0.5 * 550 = 275 \text{ N/mm}^2$$

La tensión máxima resistente a fatiga se obtiene mediante el cociente de la tensión σ_{bw} entre los coeficientes k_s , k_d y k_u obtenidos.

$$\sigma_{wk} = \frac{\sigma_{bw}}{k_s k_d k_u} = \frac{275}{1.52 * 1.65 * 1} = 109.64 \text{ MPa}$$

Siendo esta la tension máxima que soporta el eje sometido a fatiga, se comprueba que la tension en la zona del cambio de seccion en los dos ejes de las ruedas que entran en contacto con el carril es de 172.26kN (ap.3.4.1)

Este hecho, al tratarse de cargas intermitentes que tienen lugar con cierta continuidad apuntan a que la fatiga es la culpable del deterioro prematuro de las ruedas guia de muchos de los puentes grua fabricados con este diseño, por otro lado el que las roturas se produjesen en la mayoría de los casos en los ejes de las ruedas, refuerza esta hipótesis.

3.4.1.2 Solución

Como solución a este problema, se plantea el aumento de radio de giro en las aristas de cambio de diámetro, a bien su supresión creando así un eje de diámetro único.

La función de la disminución de diámetro en la parte baja del eje era adaptarse al diámetro de la rueda, y la del vértice del cambio de diámetro posicionar la rueda impidiendo que esta se desplazase hacia la base.

El cambio de la morfología del eje supone una adaptación de las funciones que se le atribuían, así pues, se debe modificar el diámetro interior de la rueda así como disponer un casquillo en el eje de la rueda que la posicione e impida su movimiento.

De esta forma se eliminan concentradores de tensiones en el eje, pero para mejorar y optimizar el trabajo que realiza este eje, se estudia la configuración de eje biapoyado en lugar de empotrado que es la que se ha estudiado.

Esta configuración supondría asimismo rediseñar la base del mecanismo, además de diseñarse mediante dos placas paralelas que sirven de apoyo a los ejes de las ruedas, se ha considerado una separación de 220mm entre ellas, siendo este valor mayor que el espesor de la chapa que ha sido estudiada en la suposición anterior donde el eje se encontraba empotrado (120mm).

El aumento de la distancia entre apoyos hace que disminuya el cortante en la parte superior del eje, disminuyendo por tanto la tensión máxima de este.

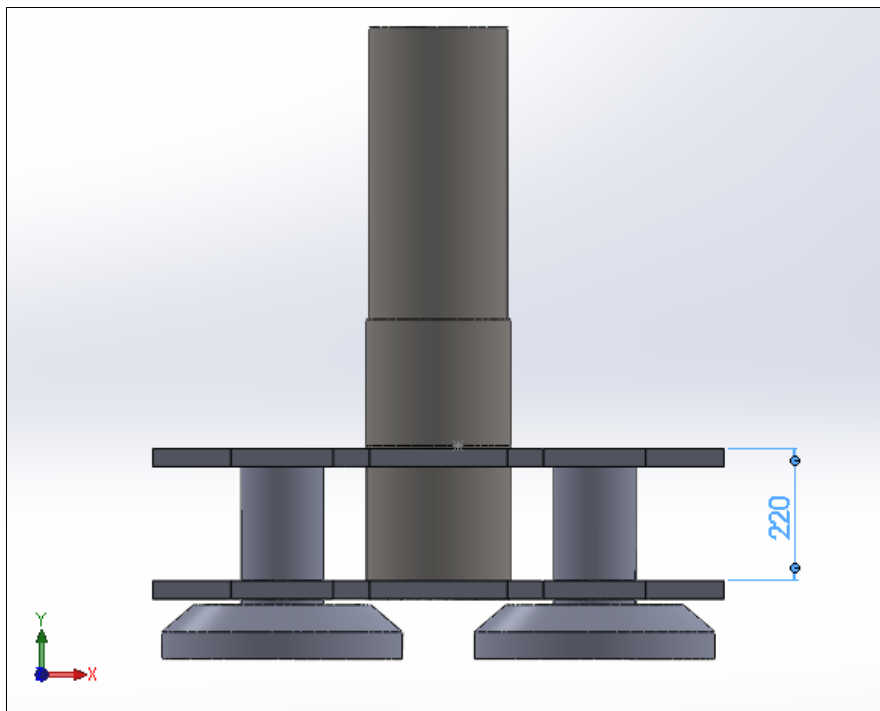


Fig 3.9 Rediseño del mecanismo

A continuacion se estudia como mejoran los diagramas de esfuerzo mediante la configuración de eje biapoyado:

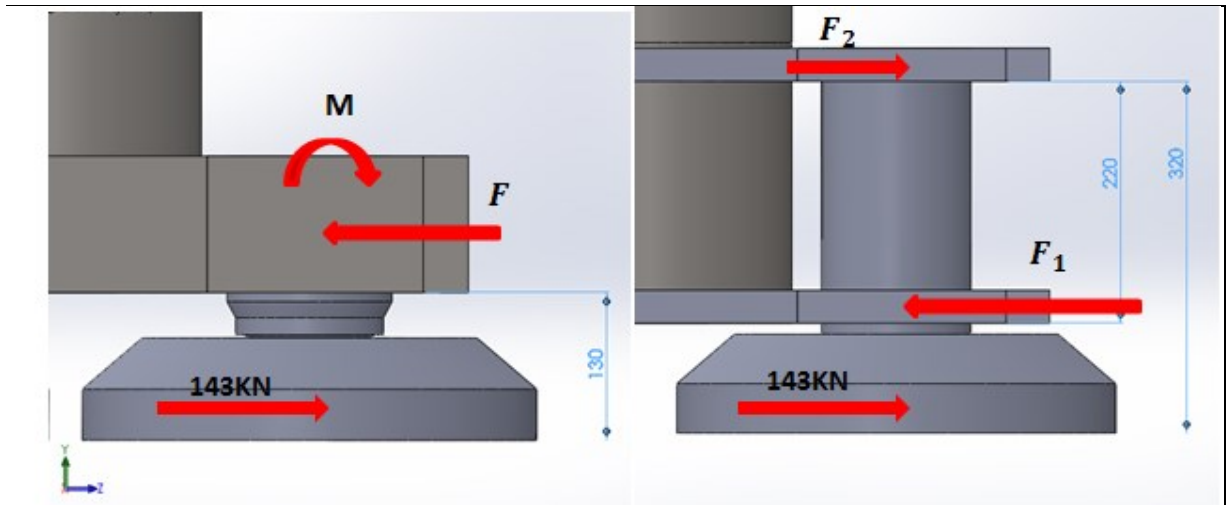


Fig 3.10 Distribucion de reacciones para las configuraciones de eje empotrado y biapoyado

Para la configuración de la que parte este estudio, en la que el eje se encuentra empotrado, las reacciones son:

$$F = 143 \text{ KN}$$

$$M = 143 * 0.13 = 18.59 \text{ KNm}$$

En contraste, para la configuración propuesta de eje biapoyado se obtiene:

$$F_1 = 143 \text{ KN} + F_2$$

$$F_2 * 220 = 143 * 100$$

Resultando $F_2 = 65 \text{ KN}$ y $F_1 = 208 \text{ KN}$, obteniendo un momento máximo en el punto 1, con un valor de 14.2 KNm , por lo que el eje está sometido aun cortante de 143 KN en la parte inferior y de 65 KN en la parte superior.

Comparando ambos resultados se comprueba que la disminución de tensiones y por tanto la mejora de diseño es evidente.

Por lo tanto se realiza un nuevo estudio sobre el nuevo modelo, la mejora planteada, permite asimismo disminuir el diámetro del eje, haciendolo por tanto mas económico, a continuación se estudia la variación de la tensión máxima respecto al diámetro del eje:

Diametro (mm)	95	100	110	120
Tension (MPa)	188,95	158,26	104,66	87,27

Tabla 3.e Variación de la tensión en el eje respecto al diámetro del mismo

Los ejes de las ruedas pueden ser clasificados en el grupo E4 según la normativa FEM, asumiendo carga alternada ($K=-1$), teniendo el acero una tensión resistente de 550 MPa , se obtiene:

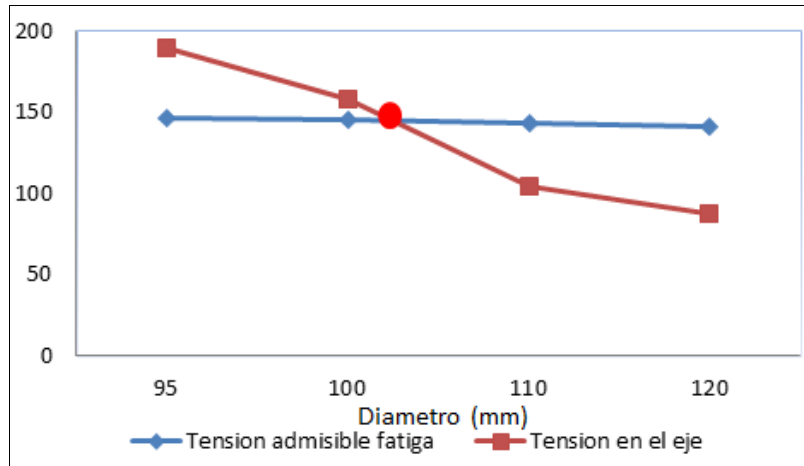
$$\sigma_{bw} = 0.5 * 550 = 275 \text{ N/mm}^2$$

Lo que, aplicando la suposición de fatiga, se obtiene para los diferentes diámetros:

Diametro (mm)	95	100	110	120
Tension máxima admisible (MPa)	146,62	144,84	143,11	141,42
Tension en el eje (Mpa)	188,95	158,26	104,66	87,27

Tabla 3.f Comparación entre tensión admisible por fatiga y tensión máxima en el eje

La tensión máxima en el eje disminuye al aumentar el eje, asimismo, la tensión resistente a fatiga es menor cuanto mayor es el eje debido al coeficiente k_d , por tanto es necesario encontrar un compendio, entre ambos valores.



Gráfica 3.c Comparación entre tensión admisible por fatiga y tensión máxima en el eje

En la grafica . se marca este valor para el que el valor máximo obtenido en SolidWorks es igual al máximo admisible por fatiga, este valor es aproximadamente 102mm, en este punto la optimizacion es máxima, pero en este estudio se considera el valor listado inmediatamente superior, obteniendo la siguiente distribución de tensiones:

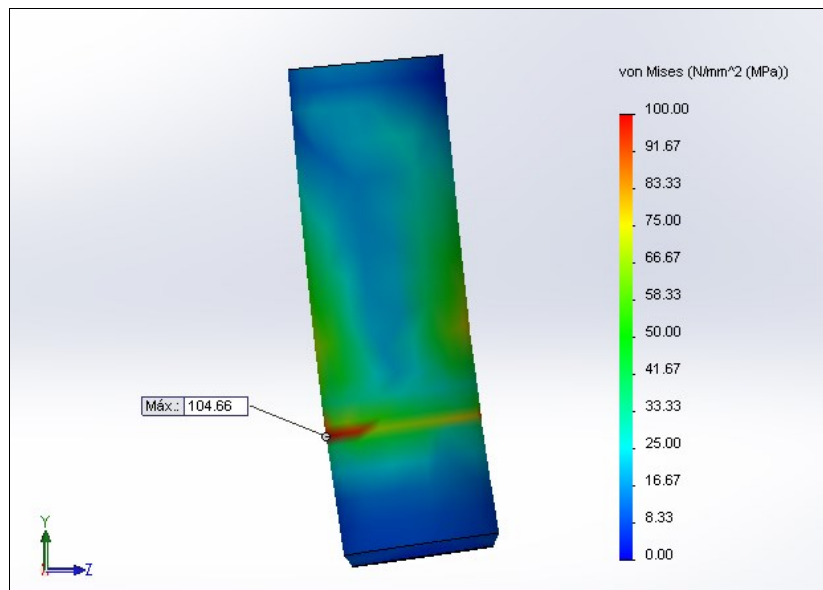


Fig 3.11 Distribucion de tensiones en el eje de la rueda biapoyado.

La mejora introducida ha permitido fundamentalmente evitar el problema de rotura prematura del mecanismo, además, se ha realizado un estudio para optimizar el diámetro del eje asegurando así seguridad en el cumplimiento de la normativa y economicidad.

3.4.2 Eje principal

La estructura del puente grúa comunica a cada grupo de ruedas guía una fuerza de 286 kN, esta se transmite a través de la carcasa al eje principal a través de los dos puntos en los que ambos apoyan, en la parte superior del eje (punto 2), y en una zona de 210 mm situada en la zona inferior de la carcasa soporte (punto 1), esto se realiza mediante un aumento del diámetro del eje principal.

Esta fuerza es transmitida a su vez por el eje a las ruedas donde, por contacto, es absorbida por el carril.

De este modo, se puede asegurar que el valor de la reacción en el carril es 286 kN.

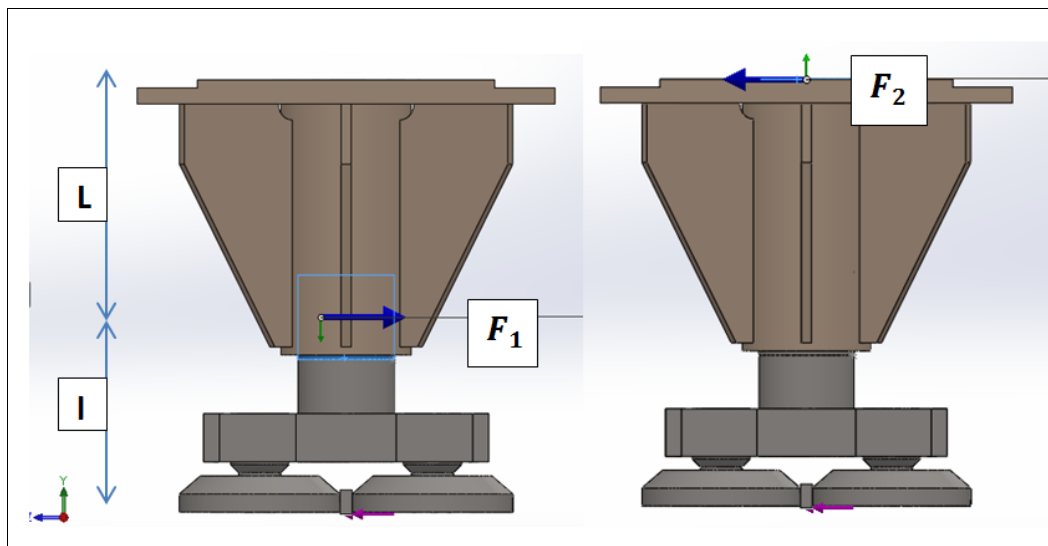


Fig 3.12 Distribución de fuerzas en los apoyos del eje principal.

Si se toma como referencia la fuerza actuante en el carril (Q), y se consideran F_1 y F_2 reacciones, que es el planteamiento con el que se ha modelizado en SolidWorks, se puede asegurar:

$$F_1 = Q + F_2$$

$$Ql = F_2L$$

Siendo: $Q=286 \text{ kN}$, $L = 864 \text{ mm}$, $l = 280$

$$F_1 = 378.68 \text{ kN}$$

$$F_2 = 92.68 \text{ kN}$$

De esta forma, el diagrama de esfuerzo cortante en el eje principal tiene su máximo en área de contacto entre el eje y la carcasa, siendo su valor 378 kN.

Para disminuir la reacción F_1 , disminuyendo de esta forma el valor del cortante máximo en ese punto (1), se podría considerar disminuir la distancia l , disminuyendo así tanto F_1 como F_2 .

El inconveniente de una distancia l demasiado pequeña, es la concentración de tensiones en el vértice del agujero de la base donde va alojado el eje principal, este hecho podría suponer el abocardado o desgaste prematuro de esta zona, es por este motivo por el que también se incorpora un rigidizador alrededor del casquillo de bronce que aporta rigidez.

Una distancia l demasiado grande aumentaría el valor de F_2 y por tanto de F_1 , con lo que el valor del cortante en el punto 1 aumentaría, de este modo la longitud l debe encontrar un compromiso que evite la concentración de tensiones tanto en eje como en base.

Por otro lado, al realizar una disminución del diametro del eje para evitar que apoye en toda su superficie, lo que aumentaria l , se produce una zona de concentración de tensiones.

Es en vertice, en la zona del eje sometida a tracción, donde se produce el valor máximo de tension en el eje principal, su valor es de 111.58KN.

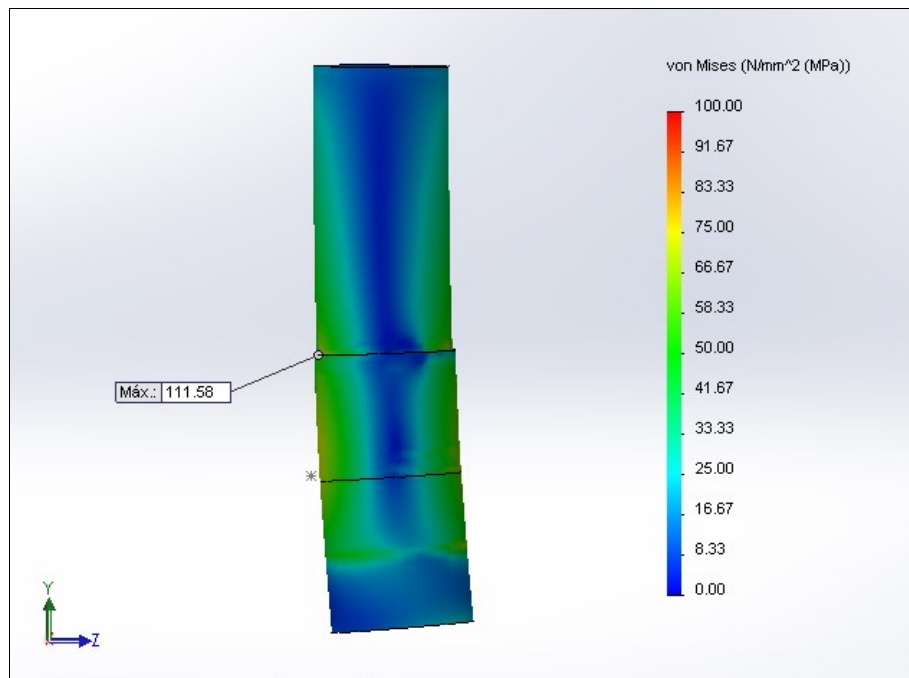


Fig 3.13 Distribución de tensiones en el eje principal

Estando este eje clasificado como grupo E4 según la normativa FEM, asumiendo carga alternada ($K=-1$), teniendo el acero una tensión resistente de 550MPa, se obtiene:

$$\sigma_{bw} = 0.5 * 550 = 275 \text{ N/mm}^2$$

La tensión máxima obtenida en el eje está por debajo del límite de tensión resistente marcado por FEM, pero al igual que en el caso de los ejes de las ruedas, al producirse la tensión máxima en un punto de concentración de tensiones debido a un cambio de diámetro, se debe considerar el caso de rotura por fatiga.

3.4.2.1 Cálculo de la tensión resistente a fatiga.

El cálculo completo se detalla en el anexo 5.

Los ejes de las ruedas pueden ser clasificados en el grupo E4 según la normativa FEM, asumiendo carga alternada ($K=-1$), teniendo el acero una tensión resistente de 550MPa, se obtiene:

$$\sigma_{bw} = 0.5 * 550 = 275 \text{ N/mm}^2$$

La tensión máxima resistente a fatiga se obtiene mediante el cociente de la tensión σ_{bw} entre los coeficientes k_s , k_d y k_u obtenidos.

$$\sigma_{wk} = \frac{\sigma_{bw}}{k_s k_d k_u} = \frac{275}{1.25 * 1.7575} = 125.17 \text{ MPa}$$

Siendo esta la tensión máxima que soporta el eje sometido a fatiga, comprobamos, que la tensión máxima obtenida en el eje principal es inferior (111.58MPa) por lo que no se presentan problemas de fatiga para este elemento.

3.4.3 Ruedas

Otro de los componentes que se estudian son las ruedas guía, estas deslizan sobre el carril transmitiendo al carril la reacción de 286KN, las dos ruedas del mismo lado del carril actúan de modo simultaneo debido al casquillo de bronce del eje principal que permite el giro, de esta forma, la reacción en cada una de las ruedas es de 143KN.

En la modelización de las ruedas en SolidWorks se han introducido simplificaciones, se ha realizado una conexión directa entre rueda y eje de la rueda, cuando en la realidad esta conexión se produce mediante rodamientos, que actuarían como apoyos en la cara de contacto.

El análisis produce los siguientes resultados:

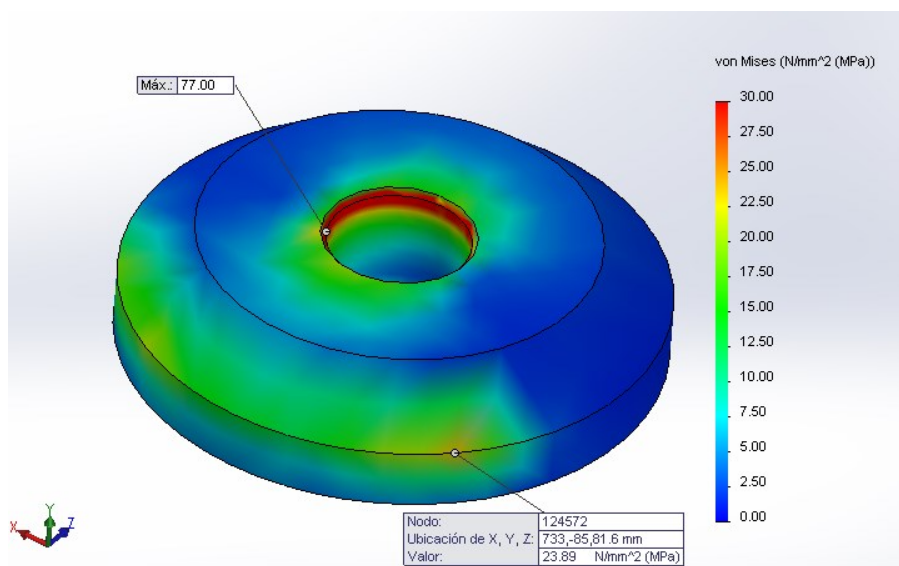


Fig 3.14 Distribución de tensiones en la rueda

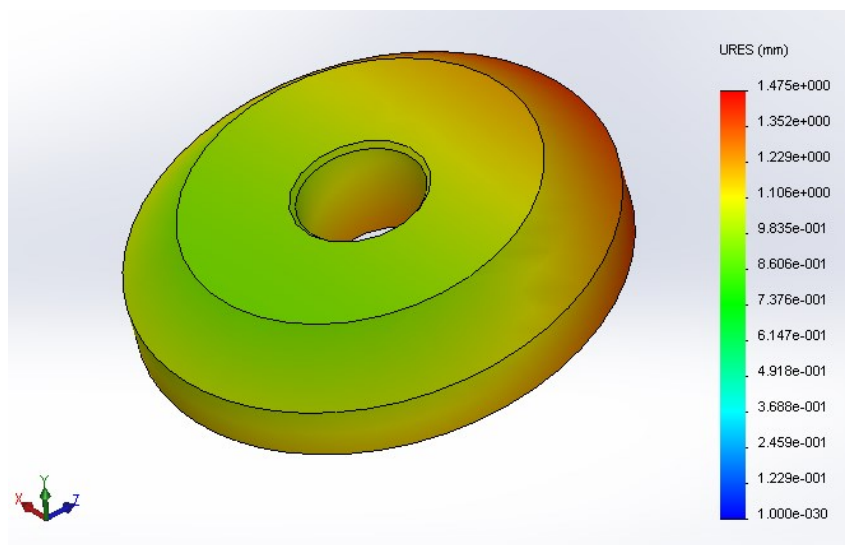


Fig 3.15 Distribución de desplazamientos en la rueda

Como se aprecia en la imagen, la tensión máxima (77MPa) se produce en la arista del chaflán en que rueda y eje entran en contacto, actuando el vértice como concentrador de tensiones.

Este hecho en la realidad dista de lo simulado, ya que los apoyos en la cara interior de la rueda desvían la tensión del concentrador de tensiones.

Otro punto a estudiar es el de contacto entre rueda y carril, al realizar con SolidWorks un 'contacto sin penetración', se pueden analizar los puntos de la rueda que al transmitir la carga, están sometidos a mayor tensión, esta tensión es de 23.89MPa.

Respecto a los desplazamientos unitarios en la rueda, el máximo se produce en la cara opuesta a la que entra en contacto con el carril, siendo esta de 1,3mm.

Como se indicó en el ap 3.3 en lo referente a los materiales utilizados, la empresa fabrica las ruedas en acero, siendo un A420 el utilizado en la simulación, con un límite elástico de 420MPa.

Las propiedades mecánicas del acero están por tanto muy por encima de las requeridas para las ruedas de este mecanismo, por tanto, como mejora introducida a nivel económico , evitando el sobrecoste que produce el diseño y fabricación, se estudia la utilización de ruedas de catálogo de otros materiales que se adecuen a los requerimientos calculados en el estudio.

El material que se cree adecuado para realizar la sustitución es la poliamida-6, fácilmente de alear con otros plásticos, con buenas propiedades mecánicas, buena resistencia al impacto y al desgaste, lo que aparentemente es idóneo para el trabajo al que va a ser sometido.

Este material se utiliza de forma comercial para la fabricación de engranajes, bujes roldanas, ruedas, sinfines, estrellas, distribuidoras, guías, tornillos, arandelas, poleas, etc.

Las características mecánicas, químicas, eléctricas y térmicas se detallan en el anexo 6, respecto a la modulo elástico del material , es de 103MPa.

Al cambiar el material obtenemos los siguientes resultados:

La tensión máxima permanece prácticamente invariable pero se produce una mayor deformación en el punto de contacto entre rueda y carril, aumentando el desplazamiento máximo de 1.47mm a 1.65mm.

Respecto a la tensión en el punto de contacto, disminuye hasta 13.56MPa, considerando el limite elástico del material de 103MPa, obtenemos que la rueda de poliamida-6 trabajo con un coeficiente de seguridad de:

$$cs = \frac{78}{13.56} = 5.75$$

Este coeficiente es superior al calculado para el grupo E4 según la normativa FEM, asumiendo carga alternada (K=-1), que es de 2.

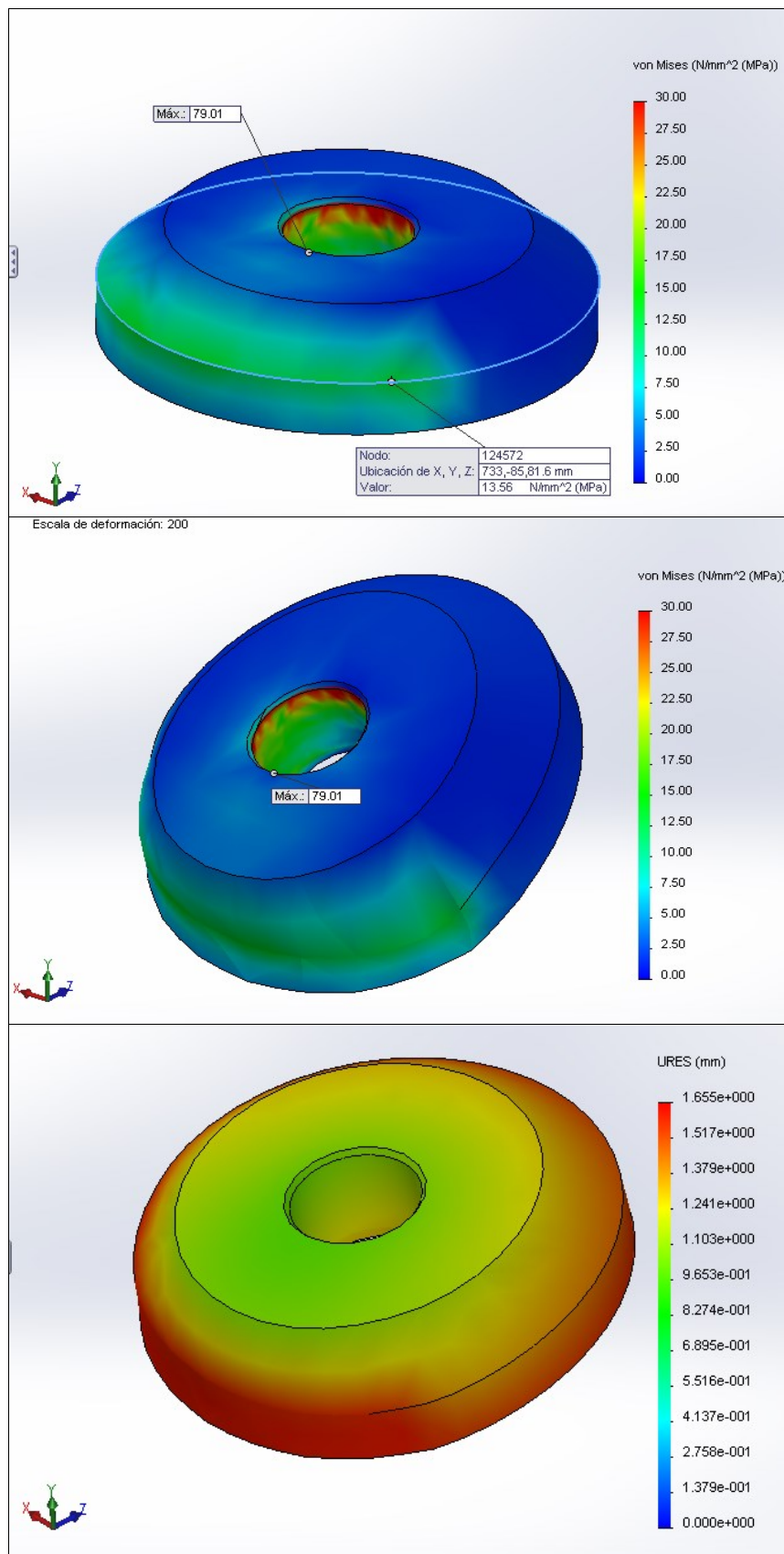


Fig 3.16 Distribución de tensiones, de tensiones en la deformada y de desplazamientos

4 Conclusiones

El proyecto parte de las especificaciones de la empresa TAIM para el estudio de la rotura prematura de la rueda guía de varios puentes grúa diseñados mediante la normativa FEM, lo que abrió la posibilidad de profundizar en el estudio de este mecanismo.

El puente grúa sobre el que se realiza el análisis estaba siendo diseñado y calculado por dicha empresa cuando se inició este proyecto, en Abril de 2013, esto permitió que el estudio se focalizase en lo concerniente a las ruedas guía sin entrar en el cálculo del resto de mecanismos, estructura, etc, lo que ayudo a enfocar el análisis, obteniendo los datos de dimensiones de la grúa, perfiles utilizados y pesos aproximados ya calculados, como se detalla en el ap 1.2.

Los objetivos que fueron marcados a principio del proyecto fueron localizar los puntos del mecanismo en los que se producía la rotura, es decir, un trabajo de investigación en el que no se conocía de antemano siquiera si se conseguiría averiguar la causa de la rotura.

En primer lugar se analiza la normativa FEM, ya que es con ella con la que la empresa acostumbra a diseñar el mecanismo, los resultados obtenidos en ella permitieron conocer la magnitud y valor de fuerzas que debían simularse y conseguirse en SolidWorks.

Es a partir de ahí donde comienza el proceso de simular la estructura en SolidWorks, introduciendo las simplificaciones necesarias para el cálculo e intentando aproximar el modelo a la realidad.

En el modelado surgen varios problemas dignos de mencionar como son la introducción de rigidez que aportaba la placa del carro a la estructura, la simulación de los bulones de los trenes de ruedas o el mallado de los apoyos, estos problemas se detallan en el anexo 7.

Una vez conseguida una correcta modelización de la estructura de la grúa, se pasa a discutir en que momentos del uso normal de la grúa se produce el efecto del cruzamiento, en este momento entra en juego la importancia del posicionamiento de los frenos en los resultados obtenidos, es por esto que se creyó conveniente, si bien no incluirlo en la memoria al no estar directamente implicado con los resultados obtenidos, si adjuntarlo en un anexo 1.

Por parte de la empresa calculista se informó de que el posicionado de los frenos siempre se da en ambos testers, precisamente para evitar el cruzamiento, por lo que las únicas casuísticas que quedaron a estudiar fueron frenado de emergencia y arranque de los motores ambas con carro desplazado.

Asimismo, como casuística no relacionada directamente con el uso normal de la grúa, se averigua que un problema común a todos los casos de rotura prematura eran las vibraciones al descargar en coque, que habían sido medidas en alguna de las plantas, los datos de estas medidas fueron facilitados, lo que facilitó el diseño, este estudio se adjunta en el anexo 2.

Con los tres casos a estudiar planteados, se pasa al análisis en SolidWorks de todos ellos, obteniendo como resultados, que el caso de vibraciones no había sido contemplado por la

norma, ya que se obtuvieron fuerzas de cruzamiento mucho mayores de las que habían sido obtenidas tanto por norma FEM como CMAA-7.

Este hecho abrió las expectativas de poder encontrar el fallo en el mecanismo al haber sido diseñado con una fuerza de cruzamiento menor a la que realmente soporta debido a factores externos como son las vibraciones.

La segunda parte del diseño en SolidWorks se inició mediante el modelizado del ensamblaje del mecanismo, aquí se contó de nuevo con la intervención de la empresa calculista, poniendo a disposición de este proyecto el diseño y dimensiones con los que ellos estaban diseñando las ruedas guía.

Al dibujarlos en el programa de cálculo, hubo que introducir simplificaciones en el ensamblaje, por ejemplo los rodamientos se sustituyeron por apoyos, la simulación de los casquillos se realizó aumentando el módulo de Young del material y se simplificó notablemente el cálculo de la placa base, dejando fuera del estudio el estudio de los distintos componentes que la forman y el sistema de presión.

En lo concerniente al mallado de los diversos componentes, se realizó un estudio de comprobación con diferentes tamaños de malla en los vértices de cambios de sección de los ejes, adjudicando aquel tamaño de malla para el que la tensión permanecía invariable.

Y son estos, el eje principal y los ejes de las ruedas, los que debido al histórico de roturas, en los que se centra el estudio, en ellos se analizaron tensiones máximas, deformaciones y desplazamientos.

Una vez obtenidos los resultados se comprobó que el límite elástico del material estaba por encima de la tensión máxima en ambos ejes, pero la morfología de ambos, con varios cambios de sección hizo suponer que la rotura por fatiga podía jugar un papel importante en el deterioro prematuro.

Una vez aplicada la FEM para el caso de fatiga, se comprobó que los ejes de las ruedas estaban sometidos a una tensión superior a la admisible por fatiga, y por tanto esta podía ser la causa de su deterioro prematuro.

Se plantean diversas soluciones, la más obvia fue la de suprimir las aristas que formaban concentradores de tensiones, pero la mejora no se quedó ahí, sino que se extrapoló la idea de eje biapoyado del eje principal al eje de las ruedas, consiguiendo una disminución importante de tensiones en este eje.

Finalmente como mejora adicional, en el estudio de las ruedas y el contacto con el carril, se plantea la posibilidad de cambiar el material con el que se fabricaban por otro de tipo comercial que pueda disminuir el precio, de entre varios materiales, se elige una poliamida-6, por su creciente implantación industrial a día de hoy, y por sus propiedades que encajan perfectamente con las especificaciones requeridas.

Los resultados de este proyecto han tenido la oportunidad de ser discutidos con la empresa TAIM, que vieron comprobadas sus sospechas de que las vibraciones destruían los ejes de las

ruedas, planteándoles las mejoras propuestas en este proyecto, informaron de que la idea de realizar la placa base partida la usan también ellos para biapoyar el eje. Por otro lado, en las modificaciones introducidas en la rueda guía, informaron que la poliamida está cada vez más presente en la fabricación de los componentes, así poleas y casquillos se fabrican ya de este material.

Como conclusión final, este proyecto ha servido para analizar un problema que se venía presentando y que suponía un coste de reparación de los mecanismos averiados, una inseguridad al no tener clara la causa exacta de la rotura, y un desprestigio para la empresa.

Con los resultados obtenidos, se clarifican los motivos de la rotura aportando a su vez soluciones constructivas que no solo eliminan el problema expuesto sino que mejoran el funcionamiento del mecanismo.

Bibliografía

Brown, R.L. y Richards, J.C, Trans. Instn. Chem. Engrs., 1959

Carleton, A.J., PowderTechnol., 1972

Darton, R.C., Powder Technol., 1967

Martin, R., Powder Technology. 1975

Norma FEM , Rules for the design of hoisting appliances booklet 9 (Supplement and Comments to booklet 1, 8)

Norma FEM , Rules for the design of hoisting appliances booklet 4

Norma CMAA-7 , Forces due to skewing.

Specification for coke bridge crane, Egyptian refining Company, TAKRRIR

<http://es.wikipedia.org/wiki/Poliamida>