

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ANÁLISIS DEL CONTACTO RUEDA-SOPORTE EN SISTEMAS
FERROVIARIOS**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

GRADO DE INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

AUTOR: JAVIER MONJE RUBIO

TUTOR: ALEJANDRO BUSTOS CABALLERO

LEGANÉS, SEPTIEMBRE 2017

Título: Análisis del contacto rueda-soporte en sistemas ferroviarios

Autor: Javier Monje Rubio

Tutor: Alejandro Bustos Caballero

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo de Fin de Grado el día 9 de Octubre de 2017 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradecer a mi familia por permitirme estudiar esta carrera y confiar en mí, así como por apoyarme tanto en los buenos como en los malos momentos, sin los cuales habría sido imposible llegar hasta este punto ni ser como soy.

A Alejandro Bustos Caballero e Higinio Rubio Alonso, por ser buenos tutores, pacientes y confiar en mí a la hora de realizar este proyecto, así como por las horas en las tutorías dedicadas a resolver los problemas encontrados.

A mis compañeros de la universidad, con los que he compartido la mayor parte de mi día a día durante estos años, y que han resultado un apoyo fundamental especialmente en los momentos difíciles, y grandes amigos siempre.

Finalmente, agradecimientos especiales a tres personas imprescindibles:

A Paula Martínez Presa, compañera de colegio y de universidad, y amiga para toda la vida, por su perseverancia y apoyo.

A Álvaro Nieto Zarzuela, compañero de colegio y universidad, gran persona y mejor amigo, por su capacidad de trabajo, sinceridad y, sobretodo, por sus consejos, generalmente acertados y siempre pensando en mi bien.

A Sara Monje Rubio, mi hermana. La persona que más me ha apoyado y a la que más admiro. Solo puedo darte las gracias por todo lo que haces por mí y decirte que eres capaz de conseguir cualquier cosa que te propongas.

RESUMEN

El presente proyecto se encuentra localizado en el sector de ingeniería ferroviaria, más concretamente en el fenómeno del contacto rueda-carril, producido durante cualquier situación de tracción ferroviaria, y rueda-rodillo, en los bancos de ensayos de bogies de las empresas.

En la realización del trabajo inicialmente se estudiará la huella existente en el contacto rueda-carril. Para ello, partiendo de los modelos previamente elaborados en PTC Creo por el grupo de investigación MAQLAB, perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid, se procederá a analizar la zona de contacto para diferentes cargas en el programa de elementos finitos ANSYS, estableciendo previamente al análisis las condiciones de contorno necesarias.

A continuación se procederá a estudiar la huella de contacto existente en el modelo rueda-rodillo de forma similar a la explicada anteriormente, pero manteniéndose una carga fija de 10 Toneladas y variándose el ángulo entre los rodillos.

Finalmente, se graficarán y compararán los resultados obtenidos con un modelo hertziano de contacto. En concreto, se comparan la tensión de Von Mises, el área de contacto y la presión de contacto.

Palabras clave: contacto, huella, rueda, raíl, rodillo, PTC Creo, ANSYS, banco de ensayos.

ABSTRACT

The currently project is set in the railway engineering sector, specifically in the Wheel-rail contact and Wheel-roller phenomenons, produced during any conventional rail and test-bench traction.

At the beginning of this study the print between the Wheel and the rail will be studied. Thanks to the models previously created in PTC Creo by the mechanical department of the "Universidad Carlos III de Madrid", the print for different loads and boundary conditions will be analycyed by using the Finite Elements program known as ANSYS.

Then, the same process will be followed for the wheel-roller study, keeping a 10 Tons load and changing the angle of the rollers.

Finally, the results obtained will be plotted and compared to a Hertzian contact model. Specifically, Von Mises stress, contact area and contact pressure will be checked.

Key words: contact, print, Wheel, rail, roller, PTC Creo, ANSYS, test-bench.

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	1
1.1 Ámbito y motivación	2
1.2 Objetivos	4
1.3 Etapas del proyecto	5
1.4 Estructura del documento	5
CAPÍTULO 2: FUNDAMENTOS DE INGENIERÍA FERROVIARIA	7
2.1 La vía ferroviaria.....	8
2.1.1 Infraestructura	8
2.1.2 Superestructura	9
2.1.2.1 Sub-balasto y balasto	9
2.1.2.2 Traviesas	10
2.1.2.3 Carril y ancho de vía	10
2.2 Material rodante	12
2.2.1 Coche	13
2.2.2 Bogie	13
2.2.3 Bastidor	14
2.2.4 Ejes y ruedas	14
2.2.5 Suspensión	16
2.2.6 Cajas de grasa	18
2.3 Teorías del contacto rueda-raíl	19
2.3.1 Rodadura pura	20
2.3.2 Deslizamiento puro.....	22
2.3.3 Teoría de Hertz	23
2.3.4 Teoría de Kalker	26
2.3.5 Otras teorías de contacto	27

CAPÍTULO 3: MARCO REGULADOR	29
3.1 Introducción	30
3.2 Legislación.....	30
3.3 Estándares técnicos	31
CAPÍTULO 4: DESCRIPCIÓN DE LAS HERRAMIENTAS UTILIZADAS	32
4.1 introducción	33
4.1.2 PTC Creo y PTC Creo Parametric.....	33
4.1.3 ANSYS.....	34
4.2 ANSYS Workbench	35
CAPÍTULO 5: METODOLOGÍA	42
5.1 Introducción	43
5.2 Selección del sistema de análisis	44
5.3 Definición del material.....	44
5.4 Importación del modelo a ANSYS	45
5.5 Simplificaciones realizadas	46
5.6 Condición de simetría	48
5.7 Selección de la zona y condiciones de contacto	48
5.8 Mallado del conjunto	50
5.9 Definición de las condiciones de contorno	52
5.10 Obtención de resultados.....	54
5.11 Caso especial: parametrización de los rodillos	54
5.12 Pasos para la obtención de datos de 2 a 3 rodillos.....	55
CAPÍTULO 6: DESARROLLO DEL PROYECTO Y RESULTADOS	57
6.1 Introducción	58
6.2 Variación de las cargas en el eje	59
6.3 Variación del ángulo de los rodillos y carga vertical de 10 T	63

CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	71
7.1 Conclusiones	72
7.2 Trabajos futuros	73
CAPÍTULO 8: ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO	74
8.1 Introducción	75
8.2 Planificación	75
8.3 Presupuesto	76
8.4 Impacto socio-económico	78
CAPÍTULO 9: REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	79
ANEXO A: VARIACIÓN DE LAS CARGAS DEL EJE EN EL MODELO RUEDA-RAÍL	82
ANEXO B: VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE LOS RODILLOS PARA UNA CARGA DE 10 T	93
ANEXO C: MODELADO DEL EJE, RUEDAS, RAÍL Y RODILLOS	106

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Banco de rodillos de la empresa Trakblaze GENESIS.	16
Figura 1.2. Ejemplo del funcionamiento de un programa de elementos finitos.	17
Figura 2.1. Componentes de la vía férrea.	22
Figura 2.2. Vista transversal de los elementos que conforman una vía.	23
Figura 2.3. Traviesas de una vía de ferrocarril.	24
Figura 2.4. Partes de un carril.	25
Figura 2.5. Principales tipos de carriles.	25
Figura 2.6. Medida del ancho de vía.	26
Figura 2.7. Estructura de un coche de ferrocarril.	27
Figura 2.8. Principales partes de un bogie.	28
Figura 2.9. Bastidor y principales puntos de apoyo.	28
Figura 2.10. Partes de un eje ferroviario.	29
Figura 2.11. Conicidad de las ruedas.	30
Figura 2.12. Partes de una ballesta.	31
Figura 2.13. Resortes helicoidales concéntricos.	31
Figura 2.14. Tipos de amortiguadores hidráulicos.	32
Figura 2.15. Componentes de una caja de grasa.	32
Figura 2.16. Principales fuerzas de contacto.	33
Figura 2.17. Contacto puntual entre 2 sólidos elásticos.	34
Figura 2.18. Movimiento circular uniforme de un cuerpo.	35
Figura 2.19. Condición de rodadura.	35
Figura 2.20. Zona de contacto rueda-raíl.	37
Figura 2.21. Radios de curvatura en el contacto rueda-raíl.	38
Figura 2.22. Distribución de presiones en el contacto rueda-raíl.	39
Figura 2.23. Zonas de adhesión y deslizamiento.	42

Figura 4.1. Guardado de archivo en extensión IGES (*.igs) en PTC.	47
Figura 4.2. Selección de las características de guardado	48
Figura 4.3. Interfaz de resultados de ANSYS Mechanical APDL	48
Figura 4.4. Interfaz principal de ANSYS Workbench	49
Figura 4.5. Menú inicial en ANSYS y selección del tipo de análisis	50
Figura 4.6. Menú principal de ANSYS	50
Figura 4.7. Menú de selección de material	51
Figura 4.8. Menú principal de ANSYS Design Modeler.	52
Figura 4.9. Principales herramientas de ANSYS Design Modeler.....	52
Figura 4.10. Interfaz de ANSYS Mechanical.	53
Figura 4.11. Zona de contacto.....	53
Figura 4.12. Características de contacto.	54
Figura 4.13. Menú de mallado.	54
Figura 4.14. Establecimiento de las condiciones de contorno.....	55
Figura 4.15. Tipos de soluciones de ANSYS.....	55
Figura 5.1. Selección del sistema de análisis.....	58
Figura 5.2. Datos del acero R8 en ANSYS.	59
Figura 5.3. Importación de un archivo a ANSYS.	59
Figura 5.4. Simplificación del conjunto en ANSYS.....	60
Figura 5.5. Simplificación del conjunto eje-rodillos.	61
Figura 5.6. Interfaz de “Mechanical ANSYS”.	61
Figura 5.7. Condición de simetría.....	62
Figura 5.8. Zona de contacto rueda-raíl.	63
Figura 5.9. Zona de contacto eje-rueda.	63
Figura 5.10. Características avanzadas de contacto.	64
Figura 5.11. Selección de las condiciones de mallado.	65
Figura 5.12. Condiciones avanzadas de mallado.....	65

Figura 5.13. Condición de contorno de empotramiento en el raíl.....	66
Figura 5.14. Condición de contorno de desplazamiento vertical en el eje.	66
Figura 5.15. Condición de contorno de fuerza en el eje.	67
Figura 5.16. Condición de contorno de empotramiento en los rodillos.	67
Figura 5.17. Menú de soluciones de ANSYS.	68
Figura 5.18. Variación de parámetros en PTC Creo Parametric.....	68
Figura 5.19. Modelo de 2 rodillos en ANSYS.	69
Figura 6.1. Zona de tensión en el contacto.	73
Figura 6.2. Zona de presión en el contacto.	73
Figura 6.3. Distribución de tensión para 12,5 T.	74
Figura 6.4. Distribución de presión para 12,5 T.	74
Figura 6.5. Evolución del área de contacto con el tiempo para 12,5 T.	75
Figura 6.6. Gráfica de la Tensión de Von Mises-Carga para la variación de cargas.	76
Figura 6.7. Gráfica de la Presión-Carga para la variación de cargas	76
Figura 6.8. Gráfica del Área-Carga para la variación de cargas en el eje.	77
Figura 6.9. Modelo rueda-3-rodillos.	77
Figura 6.10. Tensión en el rodillo 1.	78
Figura 6.11. Tensión en el rodillo 2.	78
Figura 6.12. Tensión en el rodillo 3.	78
Figura 6.13. Leyenda de tensiones.....	78
Figura 6.14. Deformación direccional de la rueda.	79
Figura 6.15. Presión en el rodillo 1.....	79
Figura 6.16. Presión en el rodillo 2.....	79
Figura 6.17. Presión en el rodillo 3.....	79
Figura 6.18. Leyenda de presiones.....	79
Figura 6.19. Evolución del área de contacto con el tiempo en el rodillo 1.	80
Figura 6.20. Evolución del área de contacto con el tiempo en el rodillo 2.	80

Figura 6.21. Evolución del área de contacto con el tiempo en el rodillo 3.....	81
Figura 6.22. Evolución de la tensión máxima en función del ángulo.....	82
Figura 6.23. Comparación de la tensión máxima en los 3 rodillos en función del ángulo.....	82
Figura 6.24. Evolución de la presión máxima en función del ángulo.....	83
Figura 6.25. Comparación de la presión máxima de los 3 rodillos en función del ángulo.....	83
Figura 6.26. Comparación del área de contacto de los 3 rodillos en función del ángulo.....	84
Figura 6.27. Deformación direccional máxima en función del ángulo.....	84
Figura 8.1. Diagrama de Gantt del proyecto.....	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Valores de los coeficientes m y n.	25
Tabla 2.2. Valores de deslizamiento y giro.....	27
Tabla 5.1. Contenido en % de los componentes del acero R8.	45
Tabla 6.1. Teoría de Hertz para la variación de cargas en el ensayo rueda-raíl.....	58
Tabla 6.2. Simulaciones en PTC Creo para la variación de cargas en el ensayo rueda-raíl....	58
Tabla 6.3. Resultados obtenidos en la simulación en ANSYS para el contacto rueda-raíl.	61
Tabla 6.4. Tensión, presión y área en función del ángulo para el ensayo de rodillos.	67
Tabla 6.5. Deformación direccional en función del ángulo para el ensayo de rodillos.	67
Tabla 8.1. Coste del equipo informático.	77
Tabla 8.2. Coste del software informático.	77
Tabla 8.3. Coste del personal.	77
Tabla 8.4. Costes totales.	78

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 ÁMBITO Y MOTIVACIÓN

En la actualidad no hay duda de que el ferrocarril constituye uno de los principales medios de transporte tanto de personas como de mercancías. Esto se debe a que presenta numerosas ventajas con respecto a otros medios de transporte, destacando entre otras una elevada capacidad de carga, seguridad, confort y un bajo consumo energético, además de una elevada velocidad, lo que permite un considerable ahorro de tiempo frente a otros medios de transporte más convencionales.

En cuanto al ámbito nacional e internacional se refiere, España es líder en diseños y proyectos de alta velocidad ferroviaria, siendo la segunda red más extensa del mundo y exportando a los cinco continentes su tecnología de sistemas de comunicación y señalización, mantenimiento de infraestructuras y gestión del tráfico.

Tal es la tecnología española que actualmente España se encuentra formando parte de numerosos proyectos internacionales como es la construcción de la línea de alta velocidad entre La Meca y Medina, en Arabia Saudí, un consorcio compuesto por Renfe, Adif, Ineco y OHL entre otros, o la línea de alta velocidad que enlaza las ciudades turcas de Ankara y Estambul, la primera de Oriente Medio, y siendo este proyecto liderado por OHL y CAF [1].

Debido a la creciente importancia de este sistema de transporte, se hace imprescindible una mejora continua en cuanto a las medidas de seguridad y pruebas de funcionamiento se refiere. Para ello, dado que con la tecnología actual resulta imposible medir de forma precisa el contacto entre los raíles y las ruedas, numerosas empresas especializadas en la fabricación de las piezas que componen el material rodante de un ferrocarril cuentan con lo que se conoce como bancos de ensayos, que generalmente serán de rodillos y que permiten simular la circulación del tren, tal y como se observa en la figura 1.1. [2].

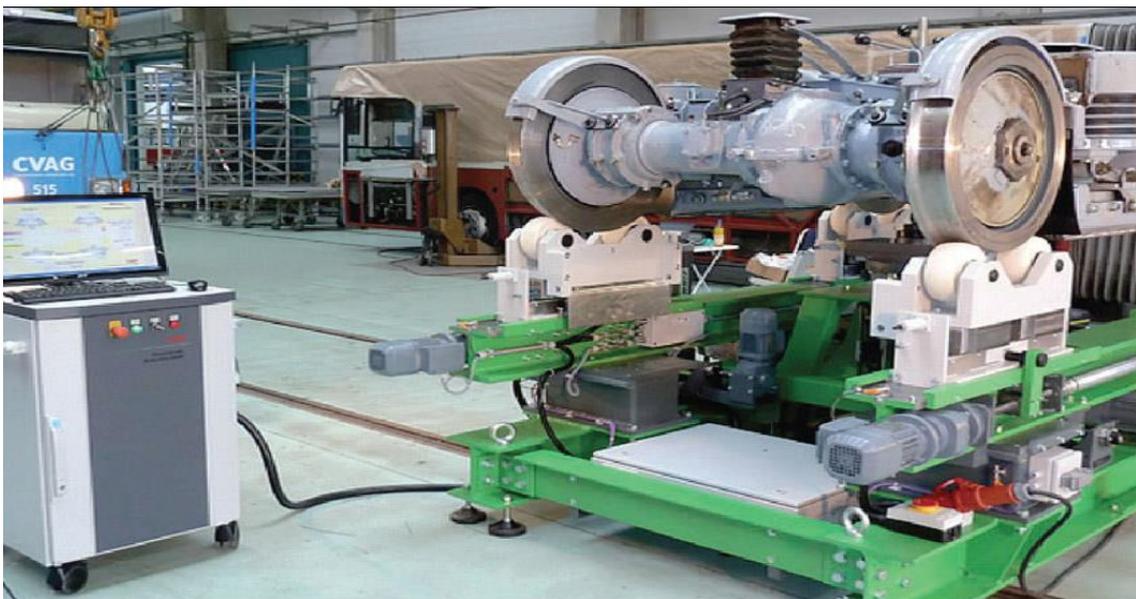


Figura 1.1. Banco de rodillos de la empresa Trakblaze GENESIS.

Además de estos ensayos, será necesaria la utilización de diversos modelos matemáticos de complejidad considerable debido a la dificultad presente en cualquier ecuación empleada en el contacto entre dos elementos, en este caso, debido a la geometría y al establecimiento de las condiciones de contorno. Para superar estos impedimentos existen diversos programas de análisis numérico que permiten obtener una solución aproximada al problema propuesto. Esto es posible gracias a que en los últimos años se ha producido un increíble desarrollo de estas técnicas debido a su implementación en los ordenadores, que permiten realizar estos cálculos complejos de manera rápida y eficaz.

La primera parte de estos programas empleados en la obtención y resolución de los cálculos teóricos se llama Diseño Asistido por Ordenador (CAD, Computer Aided Design), que permite la modelización en 2D y 3D de las partes a estudiar, y la segunda parte es el Método de Elementos Finitos (FEM, Finite Elements Method), que consiste en la división del elemento continuo que forma la pieza en partes más pequeñas (segmentos o elementos) limitados por puntos (nodos), con lo que se consigue limitar el número de grados de libertad de la pieza original. De esta forma, se podrán aplicar las condiciones de contorno sobre estos nodos, de forma que tras sucesivas iteraciones en la resolución de las ecuaciones se obtengan los resultados deseados [3] y [4]. Un ejemplo de este método se puede observar en la figura 1.2.

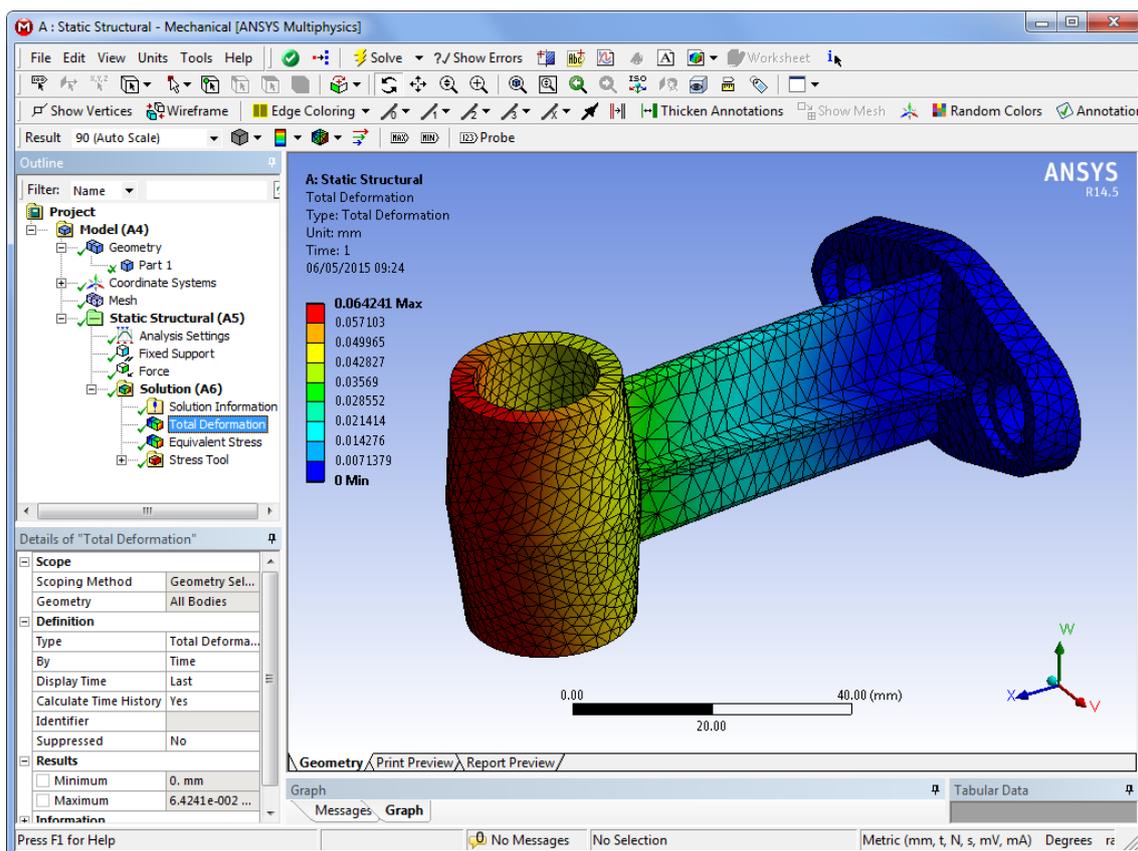


Figura 1.2. Ejemplo del funcionamiento de un programa de elementos finitos.

Otro aspecto de gran relevancia en el sector ferroviario son las normativas vigentes, ya que todos los elementos están normalizados. Además, hay que tener en cuenta tanto las acciones de mantenimiento como su impacto económico y medioambiental.

1.2 OBJETIVOS

El presente Trabajo de Fin de Grado se encuentra dentro de las líneas de investigación del grupo MAQLAB de la Universidad Carlos III de Madrid, más concretamente al estudio del contacto entre los elementos rodantes del sector ferroviario.

El objetivo principal de este proyecto de Fin de Grado es:

“El estudio de modelos de elementos finitos que permitan conocer los efectos del contacto existente en el conjunto rueda-raíl en ferrocarriles, y rueda-rodillos en bancos de ensayo”.

Para conseguir alcanzar este objetivo, será necesario atravesar una serie de pasos intermedios que permitan realizar de forma satisfactoria dicho análisis. Estas fases son las siguientes:

- Estudiar y aplicar la normativa vigente del sector ferroviario al estudio del contacto rueda-raíl y rueda-rodillo, necesarias para el cumplimiento de las medidas de funcionamiento y de seguridad.
- Adaptación de modelos previos creados en el seno del grupo de investigación MAQLAB, para ajustarlos al programa de elementos finitos que abarca este trabajo.
- Crear un modelo de análisis que permita simular adecuadamente el fenómeno de contacto rueda-raíl y rueda-rodillos.
- Establecer un mallado del modelo coherente y preciso en el contacto, de modo que se puedan obtener simulaciones lo más realistas posibles.
- Establecer unas condiciones de contorno y de carga lo más realistas posibles, que permitan asemejar el modelo a las condiciones reales.
- Analizar la presión de contacto, la tensión de Von Mises y el área de contacto para el caso de variación de cargas en el contacto rueda-raíl, y compáralos con los resultados obtenidos previamente en los estudios teóricos de la Teoría de Hertz y de PTC Creo.
- Analizar la presión de contacto, la tensión de Von Mises, el área de contacto y la deformación direccional para el caso de variación de ángulos en el contacto rueda-rodillos, y comprobar y comentar si son coherentes.

Para lograr estos objetivos, se hará uso de diferentes elementos:

- Primeramente, se emplearán los modelos creados previamente por el departamento MAQLAB de la Universidad Carlos III de Madrid, y se empleará la normativa para comprobar su correcto diseño.
- Se utilizará PTC CREO para modificar los diseños existentes, suprimiendo la mitad de la parte modelada para aplicar posteriormente la opción de simetría.
- Se utilizará el programa ANSYS para establecer las condiciones de contorno y las características del análisis, así como para realizar las simulaciones correspondientes.
- Se compararán los resultados obtenidos en todas las simulaciones con los modelos científicos de la Teoría de Hertz, y en el caso del conjunto rueda-rodillos, se comentará si son coherentes.
- Finalmente, se emplearán Microsoft Word para la redacción de la memoria, y Microsoft Excel para la realización de tablas y gráficas de los resultados obtenidos.

1.3 ETAPAS DEL PROYECTO

Las etapas que este proyecto sigue son:

- 1- Inicio: Consiste en establecer cada una de las partes en las que se va a trabajar en el proyecto y el tiempo aproximado que se va a dedicar a cada parte. Se explica el objetivo principal del proyecto y se realiza una breve introducción al ferrocarril y a las teorías de contacto, así como a los programas que van a utilizarse.
- 2- Planificación: Se divide el trabajo de forma más exacta, estableciendo periodos de tiempo coherentes para cada una de las partes del trabajo, incluyendo búsqueda de información, aprendizaje de los programas a utilizar y realización de las simulaciones entre otras variables. Se tendrán en cuenta también tiempos para obtención y comparación de resultados y elaboración de la memoria.
- 3- Ejecución del proyecto: Se procede a la realización de todo lo planificado con anterioridad, intentando cumplir con los tiempos previstos. Se analizarán los modelos previos de raíles y ruedas en PTC Creo facilitados por el grupo de investigación MAQLAB de la Universidad Carlos III de Madrid, y se procederá a su simulación en ANSYS.
- 4- Seguimiento, control y rectificación: Se procede a comparar los resultados obtenidos y revisar las 3 etapas anteriores. Muy importante para detectar posibles errores cometidos y cambiarlos a tiempo.
- 5- Cierre del proyecto: se finaliza el proyecto cumpliendo con los objetivos propuestos.

1.4 ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO

El proyecto está estructurado en 8 capítulos y 3 anexos. A continuación se expone un breve resumen de cada uno de ellos:

Capítulo 1: Introducción.

En este primer capítulo se explicarán brevemente los objetivos a alcanzar durante la realización del proyecto y las motivaciones para su realización. También se incluye la estructuración de la memoria y una breve explicación de cada uno de estos temas.

Capítulo 2: Fundamentos de ingeniería ferroviaria.

Se procederá a realizar una explicación detallada de los elementos que componen la vía y el bogie y sus características, así como a explicar las principales teorías de contacto entre estos cuerpos y sus consecuencias. Estas teorías forman la base teórica del proyecto, y son la teoría de Hertz y Kalker.

Capítulo 3: Marco regulador.

En este capítulo se detallarán las normas técnicas y de seguridad para la construcción de vías y ferrocarriles, y se realizará una breve incisión a la legislación que se debe seguir en España.

Capítulo 4: Descripción de las herramientas utilizadas.

El cuarto capítulo comenzará con una breve introducción al Método de los Elementos Finitos seguida de una explicación más detallada del funcionamiento de las herramientas a utilizar, en este caso PTC Creo Parametric y ANSYS.

Capítulo 5: Metodología.

Se realizará una explicación concisa de los pasos a seguir para la realización de una de las simulaciones del proyecto, explicando desde la importación del modelo previo cedido por el grupo de investigación MAQLAB hasta la obtención de resultados.

Capítulo 6: Desarrollo del proyecto y resultados.

En este capítulo se detallarán los resultados previos obtenidos tanto de forma analítica mediante la Teoría de Hertz como en simulaciones anteriores. A continuación, los resultados obtenidos en las simulaciones se compararán con los anteriores para comprobar la fiabilidad del modelo empleado.

Capítulo 7: Conclusiones y trabajos futuros.

Se explicarán las conclusiones obtenidas tras la realización y comparación de resultados del proyecto, y se propondrán diversos trabajos futuros para la optimización del proyecto.

Capítulo 8: Entorno socio-económico.

En este último capítulo se realizará un presupuesto del trabajo realizado y se detallará el impacto tanto social como ambiental que podría tener la implementación y optimización del proyecto realizado.

Referencias:

Se incluyen los principales documentos consultados, abarcando tanto los documentos electrónicos como los bibliográficos y las revistas científicas, así como Trabajos de Fin de Grado previos.

Anexos:

Los anexos incluyen tanto las soluciones (tensión, presión, áreas de contacto y deformación direccional) obtenidas tras las simulaciones de los modelos rueda-carril y rueda-rodillos, como la modelización de las piezas entregadas por el grupo de investigación MAQLAB.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS DE INGENIERÍA FERROVIARIA

2.1 LA VÍA FERROVIARIA

La vía ferroviaria, también conocida como vía férrea o simplemente vía, constituye el camino por el que se va a desplazar el ferrocarril. Es una de las partes más importantes y críticas de esta obra de ingeniería, pues no solo es la zona donde se produce el contacto, sino que además de guiar los vehículos ferroviarios, es la encargada de transmitir todos los esfuerzos al suelo.

Su construcción incluye, tanto la parte del material rodante en la que se produce el contacto previamente mencionado, como la preparación del suelo y las instalaciones para su correcto funcionamiento, pudiendo distinguirse entre superestructura e infraestructura, tal y como se observa en la figura 2.1.

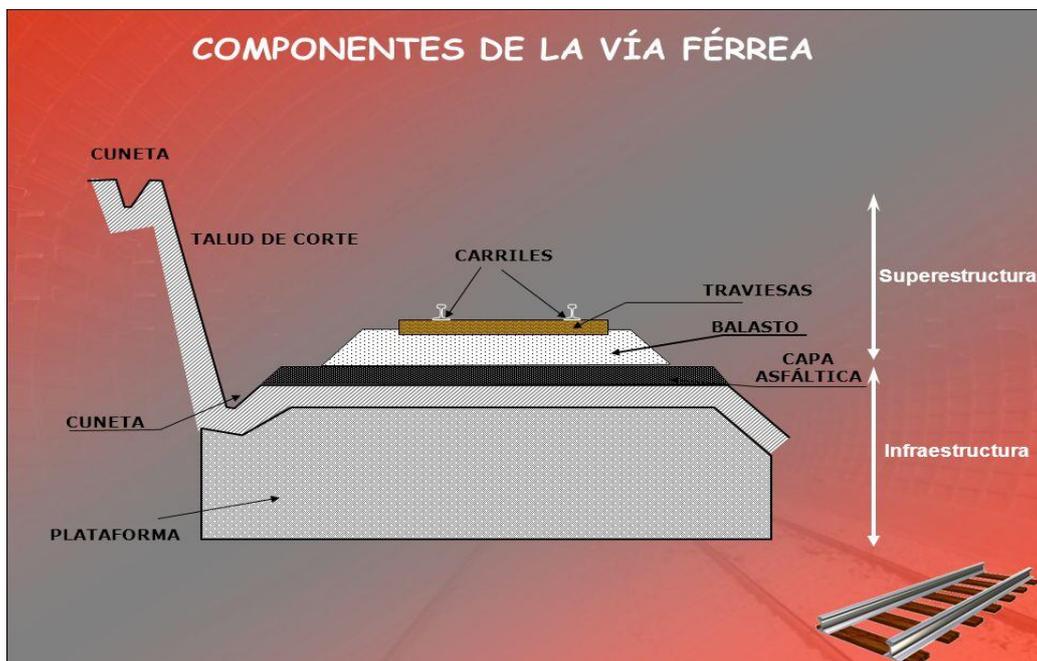


Figura 2.1. Componentes de la vía férrea.

2.1.1 La infraestructura.

La infraestructura, también denominada explanación o plataforma, es toda la parte sobre la que se asienta la vía y demás elementos estructurales, y para su correcta construcción resulta imprescindible acondicionar el terreno, tanto con obras de defensa (muros de contención, drenajes y saneamientos) como con obras de fábrica (túneles, puentes y pasos a distinto nivel) para mantener o conseguir unas condiciones óptimas sobre las que circulará el material rodante.

Entre las principales funciones de la infraestructura destacan la correcta evacuación del agua, el servir como base y apoyo a los demás elementos y la transmisión de esfuerzos al suelo previamente mencionada [5].

Algunas modificaciones sobre el terreno son la construcción de:

- Puentes: para salvar grandes hundimientos en el terreno como ríos o valles. También pueden construirse en núcleos urbanos.
- Trincheras: hundimientos artificiales que generan brechas en el terreno, evitándose así fuertes pendientes.
- Terraplenes: elevaciones sobre el terreno construidas para evitar pendientes.
- Túneles: perforaciones en el terreno para evitar montañas.
- Drenajes: canalizaciones para que el agua fluya fuera de la vía.

2.1.2 La superestructura.

Está formada por los componentes que permiten la circulación de los vehículos ferroviarios, por lo que está construida sobre la infraestructura. Además de los componentes que se explican a continuación, también incluye cambios de aguja, señales y electrificación; y siguiendo el orden de colocación sobre la infraestructura, la superestructura se compone de:

2.1.2.1 El sub-balasto y el balasto.

El sub-balasto es una fina capa compacta de unos 30 cm de espesor compuesta por fragmentos de rocas de un tamaño comprendido entre los 2 y 30 mm y cuyas funciones principales son la protección de la plataforma, el reparto de cargas sobre el terreno y la impermeabilización de la plataforma.

Por su parte, el balasto está formado por rocas de un tamaño comprendido entre los 20 y 60mm, y forma una capa compacta de 50cm de espesor. Estos fragmentos de piedras se caracterizan porque deben superar una serie de ensayos (resistencias a la compresión y desgaste) que aseguren unas prestaciones determinadas recogidas en las normativas UNE 146146 y UNE 146147 [24] y [25].

Entre las funciones de la capa de balasto destacan la transmisión de cargas de forma equitativa, dotar a la vía de cierta elasticidad y favorecer el drenaje de la estructura base. Un esquema de la separación de estas dos capas se puede observar en la figura 2.2 [6] y [8].

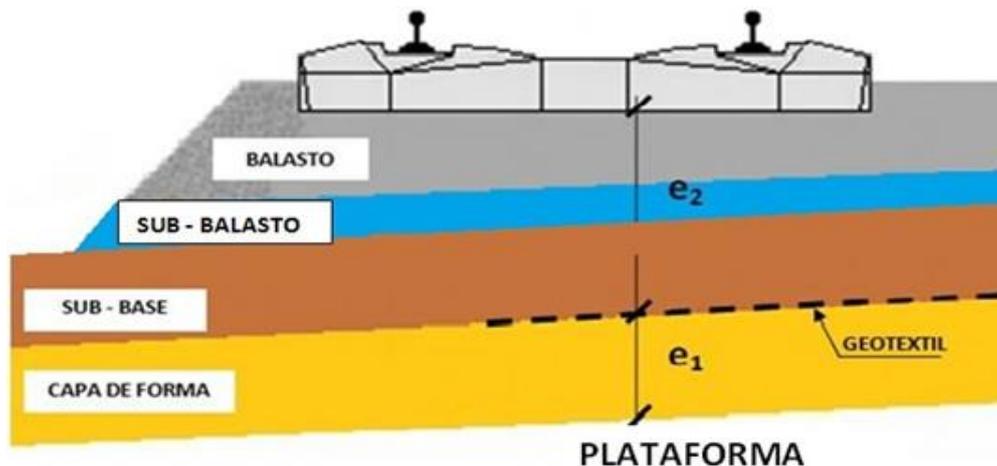


Figura 2.2. Vista transversal de los elementos que conforman una vía.

2.1.2.2 Las traviesas.

Son elementos situados en dirección transversal al eje de la vía que sirven como sujeción del carril y permiten la unión entre este y el balasto. Se clasifican en función del material del que están fabricadas, y tienen entre sus funciones la transmisión de los esfuerzos de la vía al balasto, evitar el desgaste, mantener la posición de las vías y su inclinación, y otorgar aislamiento eléctrico.

En función de las necesidades a satisfacer, existen diversos tipos de traviesas, siendo las más empleadas en la actualidad las de hormigón por sus características, si bien es cierto que presentan el inconveniente de una difícil forma de sujeción, utilizándose para ello diferentes tipos de anclajes reflejados en la norma Alaf 5-031 [7], como puede observarse en la figura 2.3.



Figura 2.3. *Traviesas de una vía de ferrocarril.*

2.1.2.3 El carril y el ancho de vía.

Si bien es cierto que podría considerarse el elemento más importante de la superestructura por ser el lugar por el que circula el material rodante, sin una correcta adecuación de las partes explicadas en los apartados anteriores su funcionamiento no sería satisfactorio.

Se caracteriza por ser el elemento que soporta directamente las cargas, por lo que tanto el material como la forma y geometría deben ser estudiados con especial interés, existiendo en la actualidad diferentes modelos de carril, siendo el más utilizado el modelo llamado Vignole. Las principales partes de un carril, tal y como se observa en la figura 2.4, son:

- Patín: es la zona más ancha y corresponde a la parte inferior del carril. Actúa como base de apoyo y otorga estabilidad.
- Alma: es la zona más estrecha y une el patín con la cabeza. Su función principal es dar la inercia a flexión necesaria para una correcta transmisión de esfuerzos.
- Cabeza: Corresponde a la parte superior del carril. Es la parte que sufre directamente el desgaste debido al contacto con los vehículos, y su función es soportar la carga y guiar correctamente al vehículo.

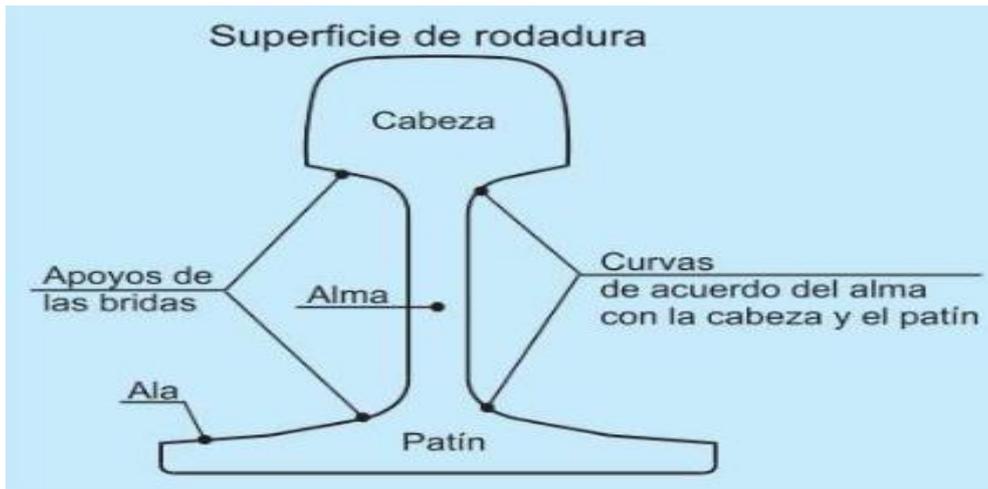


Figura 2.4. Partes de un carril.

Generalmente, los carriles se identifican por su forma y peso, siendo esta última la cualidad más importante pues otorga una idea aproximada de su robustez, cualidad más valorada en estos elementos. Estas medidas están normalizadas, siendo los tres tipos de carriles más utilizados los mostrados en la figura 2.5.

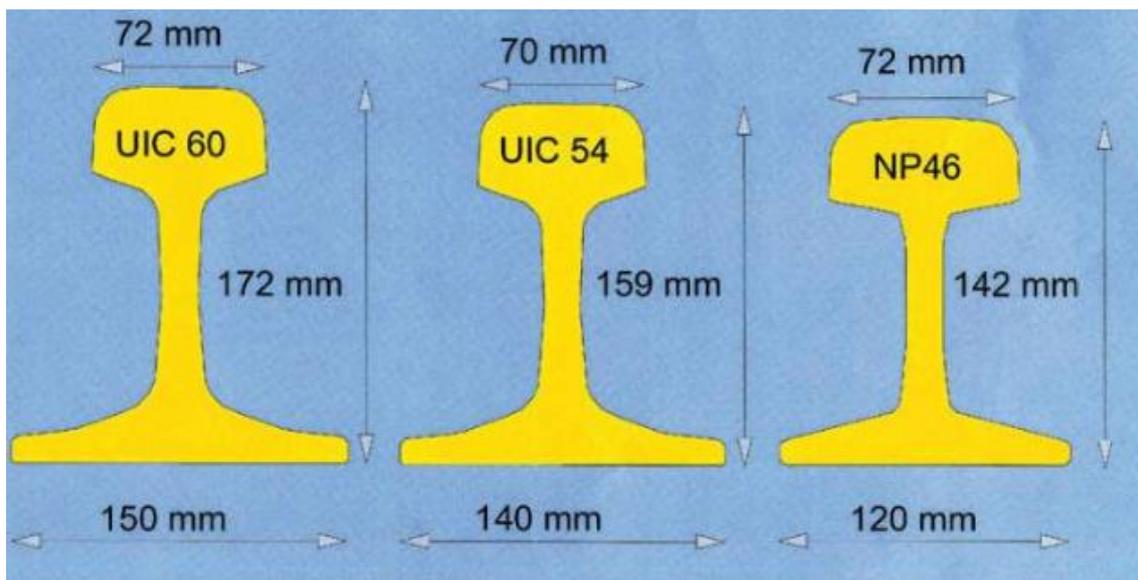


Figura 2.5. Principales tipos de carriles.

Por su parte, el ancho de vía corresponde a la distancia existente entre los 2 carriles que la conforman y, si bien es cierto que varía de unos países a otros, todas siguen una normativa en cuanto a la forma de medir esta distancia. El ancho de vía se caracteriza porque siempre se mide en las caras internas de los raíles, a 14cm por debajo del plano de rodadura, tal y como se puede observar en la figura 2.6.

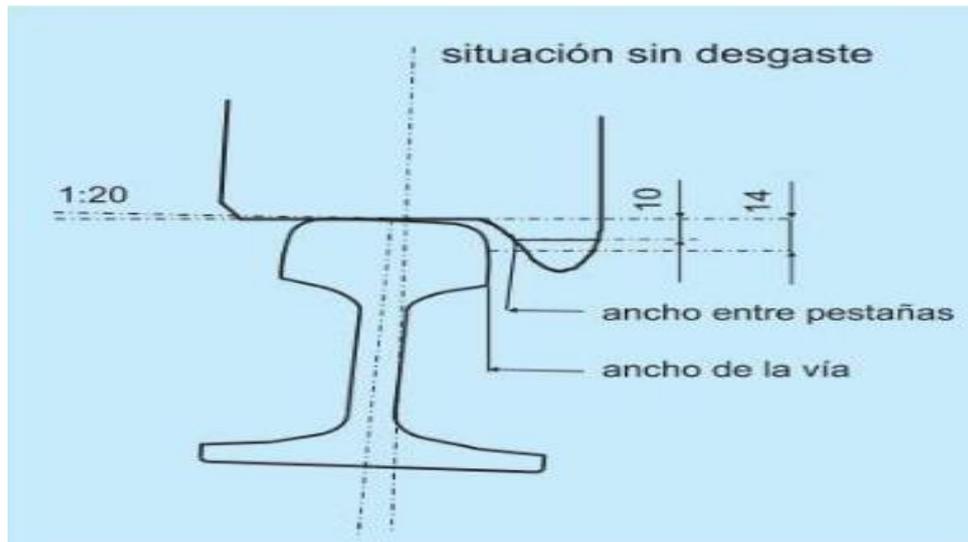


Figura 2.6. Medida del ancho de vía.

En España el ancho de vía varía de unos lugares a otros, si bien el más utilizado y extendido es de 1.668mm (utilizado por RENFE). Por su parte, en el aspecto internacional el ancho de vía más utilizado es de 1.435mm.

Como consecuencia de esto, España se ve en graves dificultades a la hora de tratar con otras vías de ferrocarril por el resto de Europa, siendo hasta el momento las únicas opciones posibles el transbordo, la utilización de un tercer carril o, mediante manipulaciones de los ejes de la vía con cambios de aguja, cambiadores de ancho, desembocando esto en graves problemas en cuanto al transporte de personas y bienes con las consecuentes pérdidas económicas [6] y [8].

2.2 MATERIAL RODANTE

En una línea de ferrocarril, se entiende por material rodante a todo vehículo apto para circular por la vía, ya sea motorizado (provisto de un motor para su autopropulsión y distinguiéndose entre material tractor, vehículo automotor o material auxiliar), o remolcado (para su desplazamiento necesita ser enganchado al material motor, encontrando entre sus tipos el coche, el furgón o el vagón).

Dada la gran cantidad de vehículos aptos para circular por la vía, existe una gran heterogeneidad en cuanto a sus características, siendo las más importantes a tener en cuenta:

- Sistema de transporte.
- Tipo de carga.
- Capacidad de transporte.
- Tipo de servicio.
- Velocidad de circulación.
- Ancho de vía.
- Toma de corriente.

Sin embargo, y a pesar de estas diferencias, todo material rodante presenta los mismos elementos principales, los cuales se proceden a explicar a continuación.

2.2.1 El coche.

Es el elemento principal en cuanto al transporte de personas o mercancías se refiere, y se define como una caja formada por una carrocería solidaria a un bastidor. El aspecto más significativo de este elemento es el material con el que está hecho, pudiendo ser acero al carbono, aluminio o acero inoxidable, y en función de esto para su cálculo estructural se seguirá la norma ORE B12/RP17 (para estructuras de acero al carbono), y BS CP118 (para estructuras de aluminio). Un ejemplo de la estructura de un coche se puede observar en la figura 2.7.



Figura 2.7. Estructura de un coche de ferrocarril.

2.2.2 El bogie.

Se denomina bogie a la estructura giratoria sobre la que se apoya un vehículo ferroviario. Es una de las partes más importantes de la estructura que conforma el material rodante, pues entre sus funciones se encuentran la de soportar el peso del vehículo junto con la carga que pueda llevar, proporcionar estabilidad, guiar el coche de forma satisfactoria y absorber movimientos producto de imperfecciones o elementos externos a la vía como pueden ser pequeñas rocas.

Generalmente consta de dos o más ejes paralelos y solidarios entre sí, cada uno de los cuales con dos ruedas, además de un eje vertical que permite la unión entre bogie y caja mediante un pivote, lo que le permite describir curvas. Existen diversos tipos de bogies, pudiendo englobarse en dos grandes grupos, aquellos que presentan motores y mecanismos de tracción (bogies motor), y aquellos que no presentan ni el motor ni la reductora (bogies remolque).

A continuación se procede a explicar las diferentes partes que conforman un bogie, destacando el bastidor, los ejes, los reductores y las suspensiones entre otros, tal y como se puede observar en la figura 2.8.

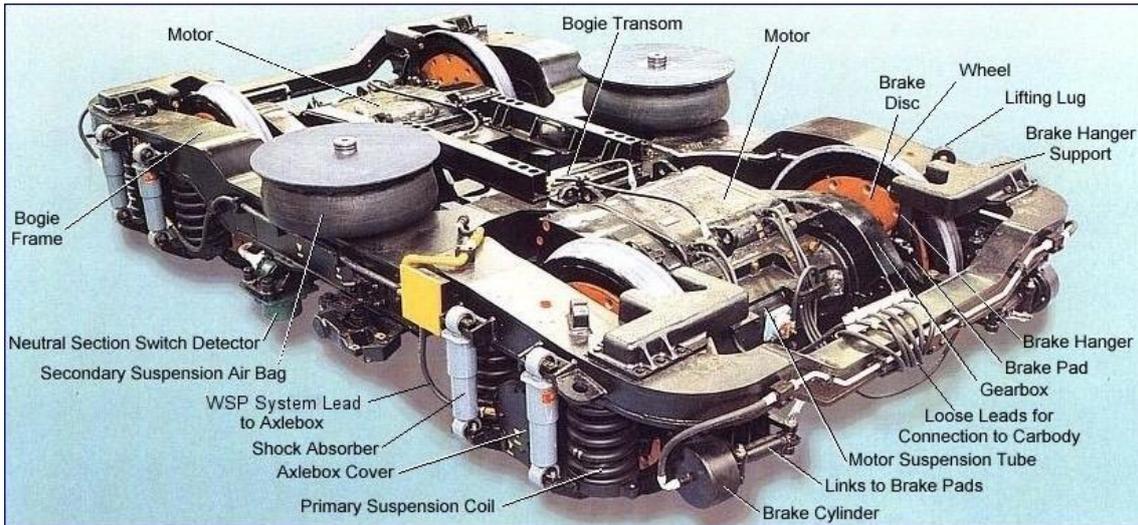


Figura 2.8. Principales partes de un bogie.

2.2.3 El bastidor.

El bastidor es una estructura metálica, generalmente con forma de H que forma el esqueleto del conjunto. Es el elemento principal del bogie puesto que será sobre él sobre el que se monten el resto de componentes, soportando su peso y manteniéndolos en la posición adecuada. Está formado por la unión de dos largueros y traviesas soldados para formar un conjunto rígido y se apoya sobre las cajas de grasa mediante resortes, como se observa en la figura 2.9. [9].

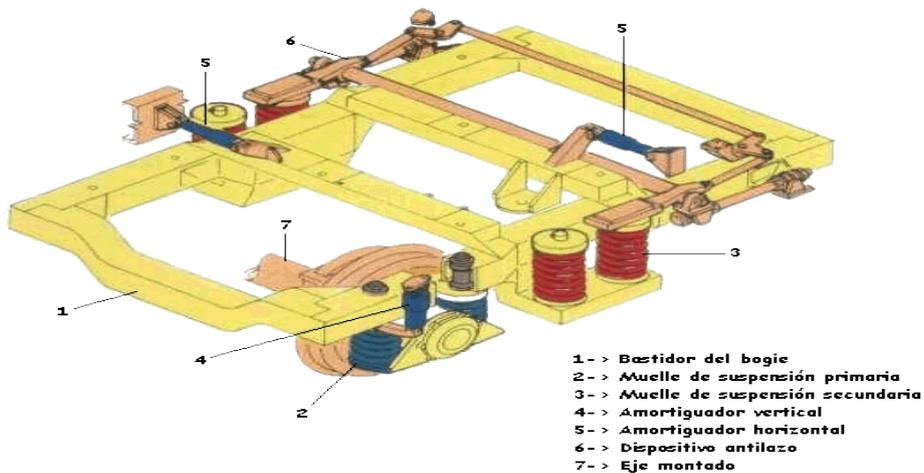


Figura 2.9. Bastidor y principales puntos de apoyo.

2.2.4 Ejes y ruedas.

Se puede definir el eje como el elemento (generalmente macizo) que permite la unión entre las dos ruedas, y se caracteriza por ser una de las partes más críticas debido a su función, pues no solo se encargan de unir las ruedas, sino que además debe soportar los esfuerzos de tracción y frenado manteniendo la orientación adecuada, sufriendo por tanto efectos perjudiciales como pueden ser fatiga, vibraciones y desgaste.

Según la normativa vigente en el diseño de ejes (UNE-EN 13103/2010 y UNE-EN 13261:2009) [18] y [19], y como puede observarse en la figura 2.10, un eje está constituido básicamente por 3 partes:

- Fuste: es el cuerpo del eje, comprendido entre las 2 ruedas.
- Sección de calaje: zona más robusta, donde se calzan las ruedas.
- Manguetas: zona más alejada del centro, donde reposan las cajas de grasa y que soportan el peso suspendido.

Para su correcto funcionamiento, la normativa exige realizar una serie de ensayos como son el cálculo de momentos en diferentes secciones y la selección de diámetros para el cuerpo y la mangueta, obteniéndose el resto de parámetros a partir de estos.

Por otra parte, y para evitar algunos de estos problemas, existe la posibilidad de construir el conjunto ruedas-ejes de forma conjunta, de modo que algunos de los problemas mencionados con anterioridad se reducirían. Este conjunto de ruedas-eje se denomina ejes montados y, si bien es cierto lo explicado con anterioridad, se caracterizan por la necesidad de un perfecto equilibrado de cada rueda a la vez que el centro de gravedad del eje debe coincidir con el teórico, pues en caso contrario se generaría un par torsor que provocaría el posible descarrilamiento de ferrocarril.

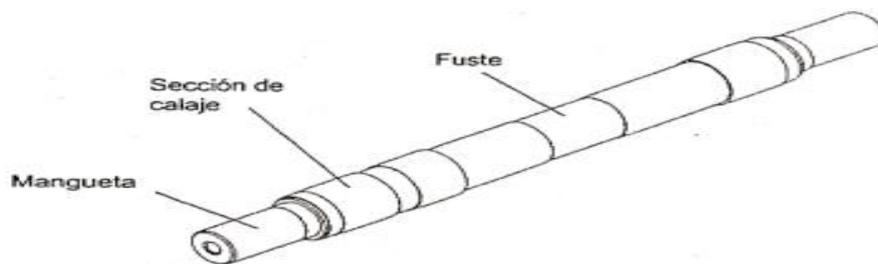


Figura 2.10. Partes de un eje ferroviario.

En cuanto a lo que las ruedas se refieren, si bien todas están hechas para poder circular por la vía, presentan diferentes diámetros en función del servicio que vayan a prestar (diámetros comprendidos entre 600mm y 900mm). Presentan 2 partes claramente diferenciadas, el centro de la rueda, que dura indefinidamente, y la llanta, que al estar en contacto con la vía es la parte que sufre desgaste (ya sea por servicio o imperfecciones en la vía) y precisa ser reparada o reemplazada.

Como es lógico, los perfiles de las llantas están normalizados, siendo los más utilizados el UIC 45, correspondiente a carriles de 45Kg por metro, y el UIC 54, correspondiente a carriles de 54 Kg por metro. Independientemente del perfil utilizado, las ruedas siempre presentan unos parámetros comunes, como son el espesor de pestaña, la altura de pestaña y la escarpadura de pestaña.

Para tratar de minimizar el desgaste mencionado, así como facilitar los giros y aumentar la estabilidad del vehículo, la superficie de rodadura presenta cierta inclinación sobre la horizontal, llamada conicidad, que varía desde el centro de la llanta (1/20) al extremo opuesto

a la pestaña (1/10). Esta conicidad, si bien es cierto que permite optimizar los recursos empleados, presenta el inconveniente de provocar lo que se conoce el movimiento de lazo, que resulta muy perjudicial por ser un movimiento frecuencial, y que puede desembocar en el descarrilamiento. Un ejemplo de la conicidad de las ruedas se puede observar en la figura 2.11. [6] y [8].

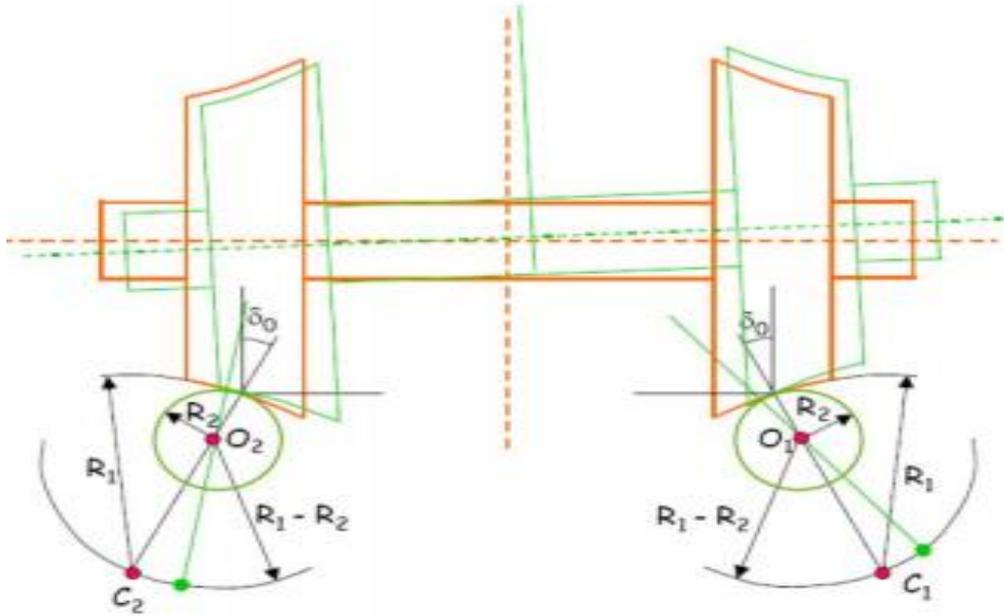


Figura 2.11. Conicidad de las ruedas.

2.2.5 La Suspensión.

Es el conjunto de elementos destinados a proporcionar confort y seguridad a los pasajeros, además de proporcionar estabilidad. Es uno de los conjuntos más complejos y según su función se pueden clasificar en elásticos o amortiguadores, y en primarios o secundarios.

Se entiende por elementos elásticos a aquellos destinados a garantizar la unión entre los órganos de rodadura y el vehículo, destacando entre otros la ballesta y los muelles helicoidales. Por otra parte, los elementos amortiguadores se caracterizarán por ser disipadores de energía, es decir, disminuirán el movimiento oscilatorio excesivo, siendo los principales los amortiguadores de fricción y los amortiguadores hidráulicos.

La otra forma de clasificar los amortiguadores es según el lugar donde amortiguan los efectos producidos durante el movimiento del vehículo, siendo primaria en el caso de amortiguar los efectos entre la rueda y el bogie, con funciones tales como reducir las vibraciones y repartir la carga de forma homogénea, y secundaria en el caso de disminuir los efectos de movimiento relativo entre la caja y el bogie, influyendo especialmente en el confort del pasajero.

Elementos elásticos:

- Ballesta: también llamada resorte de láminas, está formada por diferentes láminas de acero superpuestas de perfil parabólico o trapezoidal. Entre sus características destacan su bajo coste, su amortiguamiento propio y la realización de funciones como el guiado lateral y longitudinal. Actualmente se utilizan las llamadas ballestas de doble flexibilidad, en las que las hojas comienzan a deformarse a partir de una determinada carga, consiguiéndose que la frecuencia natural de la suspensión no cambie demasiado con la carga. Figura 2.12.

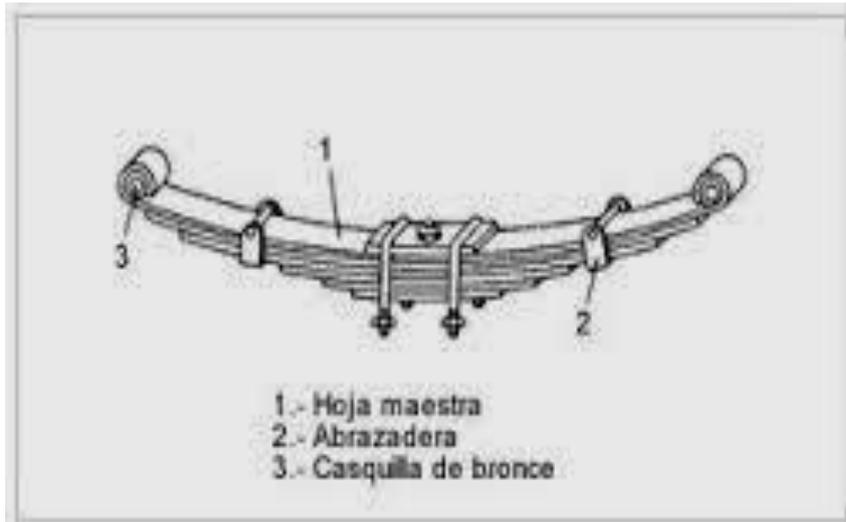


Figura 2.12. Partes de una ballesta.

- Resortes helicoidales: Son varillas de acero de alta resistencia formando una hélice que trabajan a flexión, Se caracterizan por ir siempre asociados a un disipador externo, pues si bien no presentan ningún tipo de amortiguamiento importante, son más precisos y más compactos que otros elementos como las ballestas. Existe una versión mejorada de este modelo, los resortes montados concéntricamente, que permiten absorber mayor cantidad de energía ocupando el mismo espacio, como se observa en la figura 2.13.

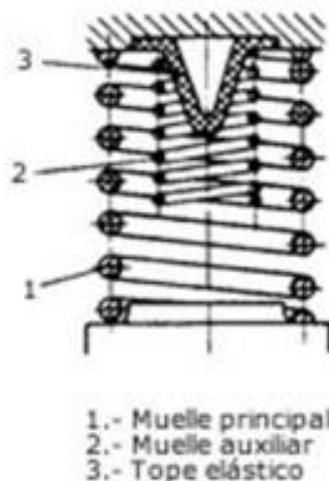


Figura 2.13. Resortes helicoidales concéntricos.

Elementos amortiguadores:

- Amortiguador de fricción: utilizados en suspensiones de vagones de mercancías, constan de elementos de fricción a los cuales se hace pasar parte de la carga vertical que los comprimen. A pesar de cumplir su labor, entre sus desventajas destacan el gran desgaste al que se ven sometidos y que una vez superada la fuerza de fricción, la fuerza amortiguadora disminuye con la velocidad en lugar de aumentar.
- Amortiguador hidráulico: Se caracterizan por estar básicamente formados por un pistón que trabaja dentro de un cilindro en el que existe aceite a ambos lados del pistón (amortiguador de doble efecto). A diferencia de los anteriores, la fuerza amortiguadora es creciente con la velocidad, lo que resulta más eficiente, y existen diversos tipos como el monotubo presurizado o no presurizado, y el bitubo presurizado o el no presurizado. Ver figura 2.14.



Figura 2.14. Tipos de amortiguadores hidráulicos.

2.2.6 Las cajas de grasa

Son elementos que permiten la unión entre el eje y la suspensión del vehículo ferroviario y cuya función es la de transmitir los esfuerzos y permitir el giro del propio eje. Son compuestos lubricados encerrados en una caja que permiten una vida útil elevada, además de permitir medir la velocidad de giro, la temperatura y posibles bloqueos de ruedas. Un ejemplo de los componentes de una caja de grasa puede verse en la figura 2.15.

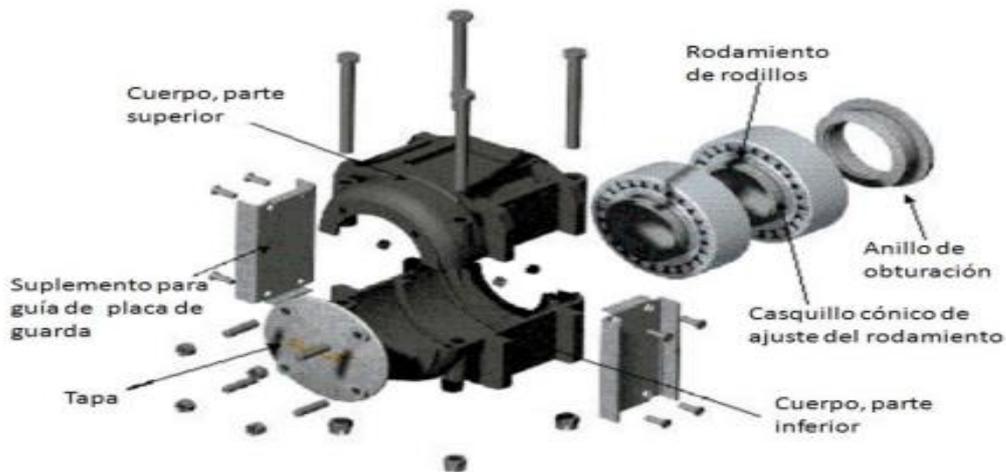


Figura 2.15. Componentes de una caja de grasa.

2.3 TEORÍAS DEL CONTACTO RUEDA-RAÍL

Como en todos los elementos de la naturaleza, para que se produzca el movimiento de un cuerpo sobre otro deben darse una serie de características comunes, independientemente de la geometría o la forma de los cuerpos. En el caso del ferrocarril, al necesitarse una gran potencia para producir el movimiento deseado, el factor más influyente será la fricción existente entre el raíl y la rueda.

Esta fuerza de fricción vendrá caracterizada tanto por el tipo de contacto producido, que será de metal-metal (aunque sean las ruedas las que sufrirán un mayor desgaste debido a que el raíl es más resistente), como por la carga del ferrocarril. Será la medida de estos factores la que va a condicionar las características del ferrocarril, en concreto los materiales, la forma, la carga, la velocidad y la potencia a la que podrá circular. Es por ello que es necesario estudiar meticulosamente tanto la zona de contacto como las acciones por las que se ve influenciada, puesto que el esfuerzo tractor de la locomotora es producto de este contacto y dicha carga, siendo teóricamente nulo en caso de condiciones de deslizamiento completo y excesivo en caso de adherencia completa.

Por esta razón, la modelización y el estudio de esta disciplina es tan importante, pues una mejora de las condiciones descritas en el apartado anterior no solo supondría un gran ahorro económico, sino que también permitiría una optimización a la hora de utilizar los recursos empleados. Además, el problema no solo es de carácter material, sino que también podrían verse influenciados factores más importantes como la seguridad, la velocidad y el confort.

Para poder estudiar el contacto de estos dos cuerpos (rueda y raíl) se deben emplear ecuaciones de gran complejidad, siendo este uno de los motivos por lo que existe tanto desconocimiento en este ámbito. Para su comprensión, se estudiará el comportamiento de 2 sólidos elásticos con rodadura entre ellos bajo la acción de cargas normales y tangenciales, como se observa en la figura 2.16 [10].

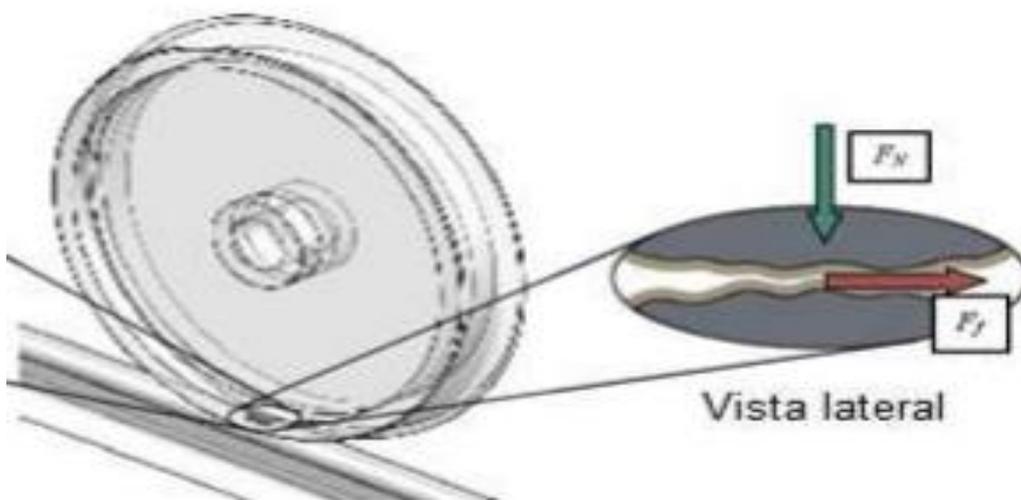


Figura 2.16. Principales fuerzas de contacto.

Debido a estas fuerzas, el estudio de las diferentes situaciones en la zona de contacto puede dividirse en:

- Rodadura pura: cuando la rueda gira sin deslizar.
- Deslizamiento puro: cuando la fuerza tangencial alcanza el límite de fricción. Por debajo de este límite no se produce deslizamiento.

Sin embargo, si bien la rodadura pura sería lo ideal, esto no es real. Actualmente se sabe que en el movimiento de un vehículo ferroviario ambas situaciones se dan de forma simultánea, produciéndose lo que se conoce como pseudo-deslizamiento. Este deslizamiento se calcula a partir de las velocidades relativas divididas entre el valor medio de sus velocidades de giro para obtener un valor adimensional. Las expresiones generales de estos deslizamientos se desarrollan en el apartado 2.3.3.

Para estudiar cada una de las 3 posibilidades en el contacto entre dos cuerpos elásticos se utilizará de base la figura 2.17 [11].

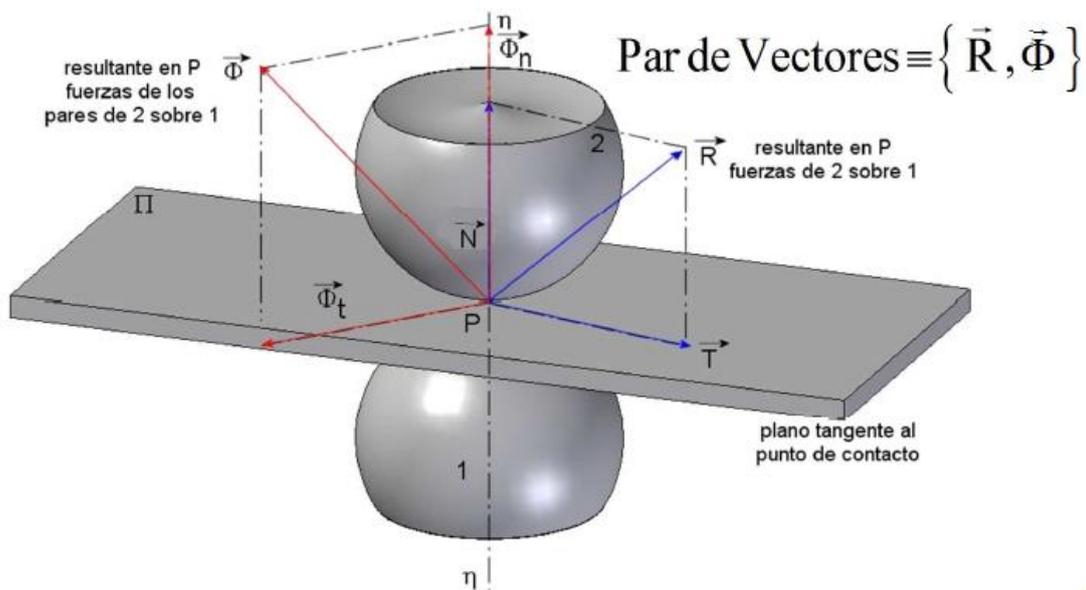


Figura 2.17. Contacto puntual entre 2 sólidos elásticos.

2.3.1 Rodadura pura

Se denomina rodadura pura al proceso por el cual un sólido avanza sobre un plano sin deslizar, realizando únicamente movimiento de rotación. Suponiendo una esfera en el suelo, según la ecuación de la dinámica de rotación, para que una esfera ruede debe haber una fuerza, distinta al peso y a la normal, que haga un momento respecto al centro de masas. Esta será la fuerza de rozamiento.

La condición fundamental para que se produzca únicamente rodadura será por tanto que el movimiento de rotación del cuerpo sea igual al movimiento de avance, siendo la velocidad del punto de apoyo con respecto del suelo nula. Para su correcta explicación se pueden observar las Figura 2.18 y 2.19, y las ecuaciones descritas a continuación.

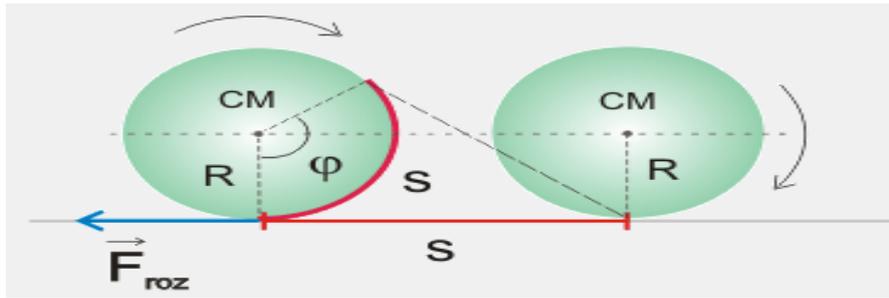


Figura 2.18. *Movimiento circular uniforme de un cuerpo.*

Para la comprensión del movimiento descrito con anterioridad, en primer lugar hay que explicar el movimiento circular. Partiendo de la figura 2.18, el desplazamiento del centro de masas debe coincidir con el ángulo girado. Para que esto ocurra, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$v_{CM} = \frac{ds}{dt} = \frac{d(R\phi)}{dt} = R \frac{d\phi}{dt} = R\omega \quad (2.3.1)$$

Siendo:

- v: velocidad lineal de desplazamiento del centro de masas.
- s: superficie lineal recorrida.
- R: radio de la esfera.
- ϕ : ángulo girado en S.
- ω : velocidad angular.

Volviendo a derivar con respecto del tiempo:

$$a_{CM} = \frac{dv}{dt} = \frac{d(R\omega)}{dt} = R \frac{d\omega}{dt} = R\alpha \quad (2.3.2)$$

Siendo:

- a: aceleración lineal del centro de masas.
- α : aceleración angular del centro de masas.

Sin embargo, por el principio de superposición este movimiento se puede descomponer en un movimiento de rotación respecto al eje que pasa por el centro de masas y en un movimiento de translación. Al igualar las velocidades tanto en el centro de masas como en el punto de apoyo se obtiene que son iguales y que se anulan, siendo la velocidad en el punto de apoyo nulo, condición indispensable de rodadura, como se muestra en la figura 2.19.

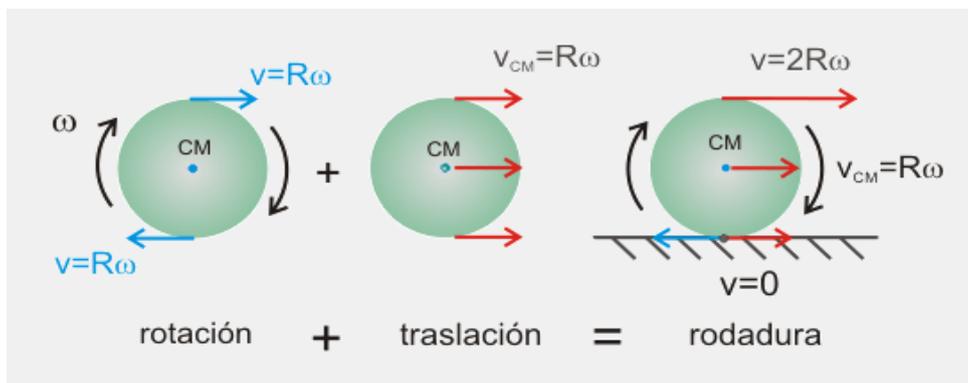


Figura 2.19. *Condición de rodadura.*

2.3.2 Deslizamiento puro

Se entiende por deslizamiento a la capacidad que presenta un cuerpo sólido a desplazarse sobre la superficie de otro cuerpo al aplicar una fuerza sobre él. Se caracteriza por ser un término adimensional en el que se definen 2 direcciones, la longitudinal y la transversal, y para que en 2 cuerpos en contacto se produzca deslizamiento tiene que darse la condición indispensable de que la fuerza aplicada sobre uno de los cuerpos tiene que superar la fuerza de rozamiento existente entre ambos cuerpos.

Se puede extrapolar el caso de estudio a dos sólidos esféricos como se muestra en la figura 2.17, donde el deslizamiento transversal y longitudinal se obtiene a partir de las fórmulas 2.1 y 2.2:

$$\varepsilon_x = \frac{V_{Lon} - V_{LonR}}{V_{LonR}} \quad (2.1)$$

$$\varepsilon_y = \frac{V_{Lat} - V_{LatR}}{V_{LatR}} \quad (2.2)$$

Siendo:

- ε_x : deformación longitudinal.
- ε_y : deformación transversal.
- V_{Lon} : velocidad longitudinal real.
- V_{Lat} : velocidad lateral.
- V_{LonR} : velocidad longitudinal de rodadura pura.
- V_{LatR} : velocidad lateral de rodadura pura.

Cuando se produce este fenómeno, aparece otro término conocido como deslizamiento de giro, que es la acción de que dos cuerpos roten alrededor de un eje normal al plano de contacto, y viene dado por la ecuación 2.3:

$$\varepsilon_G = \frac{w_S - w_I}{w_N} \quad (2.3)$$

Siendo:

- ε_G : deslizamiento de giro.
- w_S : velocidad angular del cuerpo superior.
- w_I : velocidad angular del cuerpo inferior.
- w_N : Velocidad angular nominal.

Para completar su comprensión es necesario comprender las diferentes partes y los diferentes aspectos de la zona de contacto. Para ello, se divide el problema en dos partes: el cálculo de las normales, para el cual se utilizará la Teoría de Hertz, y el cálculo de las fuerzas tangenciales, para lo que se utilizará la Teoría de Kalker [11] y [12].

2.3.3 Teoría de Hertz

Para poder estudiar de forma en la que se produce el contacto entre la rueda y el raíl hay que comenzar por el desarrollo de las cargas que actúan en dicho contacto. Para el estudio de las fuerzas normales hay que recurrir a la Teoría de Hertz, que establece que 2 cuerpos de material elástico similar y geometría esférica cumplen siempre las siguientes condiciones:

- Tienen comportamiento elástico.
- En la zona de contacto existen espacios semi-infinitos.
- La curvatura es constante en la huella de contacto y el radio de curvatura es muy grande en comparación con dicha zona de contacto.

Con estas premisas, se deduce que si no se ejerciera presión alguna sobre los cuerpos, el contacto sería un punto. Sin embargo, en el contacto rueda-raíl existen cargas que dan lugar a que el contacto sea mayor (mirar la figura 2.20), llegando a las siguientes conclusiones:

- La superficie de contacto es una elipse.
- La superficie de contacto se considera plana.
- La presión de contacto es un semi-elipsoide.

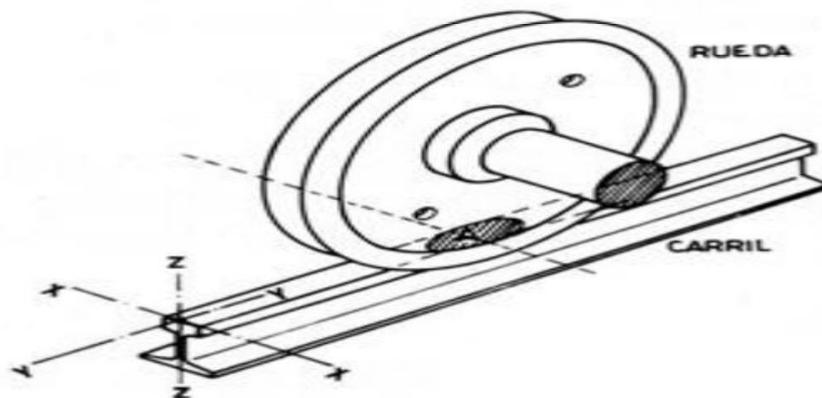


Figura 2.20. Zona de contacto rueda-raíl.

Para calcular el valor de los semiejes a y b que forma dicha elipse de contacto se recurre a las fórmulas 2.4 y 2.5, donde “ a ” corresponde al valor del semieje en dirección longitudinal, y “ b ” en dirección transversal.

$$a = \sqrt[3]{\frac{3\pi N}{4} * \frac{(k_1+k_2)*R_w*R_r}{R_w+R_r}} \quad (2.4)$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{9\pi^2 N^2}{16} * \frac{(k_1+k_2)^2*(R_w+R_r)}{R_w+R_r}} \quad (2.5)$$

Siendo:

- N : la carga nominal.
- R_w : radio de la rueda.
- R_r : radio del raíl.
- k_1 y k_2 : coeficientes obtenidos a partir de las fórmulas 2.6 y 2.7.

$$k_1 = \frac{1-\nu_1^2}{\pi E_1} \quad (2.6)$$

$$k_2 = \frac{1-\nu_2^2}{\pi E_2} \quad (2.7)$$

Con ν_1 y ν_2 como coeficientes de poisson de la rueda y el raíl, y E_1 y E_2 como módulos de elasticidad.

Los semiejes “a” y “b” pueden reescribirse como las ecuaciones 2.8, 2.9 y 2.10.

$$a = m * \left[\frac{3\pi N}{4} * \frac{k_1+k_2}{k_3} \right]^{1/3} \quad (2.8)$$

$$b = n * \left[\frac{3\pi N}{4} * \frac{k_1+k_2}{k_3} \right]^{1/3} \quad (2.9)$$

$$\text{Con } k_3 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R'_w} + \frac{1}{R_R} + \frac{1}{R'_R} \right) \quad (2.10)$$

Siendo:

- R_w : radio de curvatura de la rueda.
- R'_w : radio de curvatura transversal de la rueda en la zona de contacto.
- R_R : radio de curvatura del raíl.
- R'_R : radio de curvatura transversal del raíl.

En la figura 2.21 se observa claramente la forma de medir estos radios, considerándose positivo si el centro de curvatura está dentro del cuerpo.

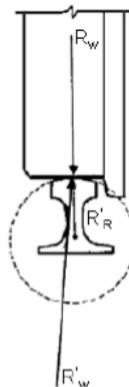


Figura 2.21. Radios de curvatura en el contacto rueda-raíl.

Sin embargo, el ángulo que forman los centros de los radios de curvatura también influirá en el área de contacto, describiéndose su comportamiento en las ecuaciones 2.11 y 2.12.

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{k_4}{k_3} \right) \quad (2.11)$$

$$\text{Con } k_4 = \frac{1}{2} * \left[\left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{\dot{R}_w} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_R} + \frac{1}{\dot{R}_R} \right)^2 + 2 * \left(\frac{1}{R_w} - \frac{1}{\dot{R}_w} \right) * \left(\frac{1}{R_R} - \frac{1}{\dot{R}_R} \right) * \cos 2\theta \right] \quad (2.12)$$

Con estas fórmulas obtenemos todas las variables necesarias para la obtención de los semiejes a falta de m y n, que son valores que dependen del ángulo θ y cuyo valor se refleja en la tabla 2.1.

θ (°)	m	n	θ (°)	m	n	θ (°)	m	n
0.5	61.4	0.1018	10	6.604	0.3112	60	1.486	0.717
1	36.89	0.1314	20	3.813	1.4123	65	1.378	0.759
1.5	27.48	0.1522	30	3.731	0.493	70	1.284	0.802
2	23.26	0.1691	35	3.397	0.530	75	1.202	0.846
3	16.5	0.1964	40	3.136	0.567	80	1.128	0.893
4	13.31	0.2188	45	1.926	0.604	85	1.061	0.944
6	9.79	0.2552	50	1.754	0.641	90	1.000	1.000
8	7.86	0.285	55	1.611	0.678			

Tabla 2.1. Valores de los coeficientes m y n.

Una vez obtenida el área de contacto el siguiente paso es la obtención de la presión de contacto, la cual presenta, según esta teoría, forma elipsoidal y viene dada por la expresión 2.13:

$$p(x, y) = p_0 * \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2} \quad (2.13)$$

Con p_0 igual al valor de la presión máxima dado por la fórmula 2.14:

$$p_0 = \frac{3N}{2\pi ab} \quad (2.14)$$

Finalmente, en la figura 2.22 puede observarse la distribución de presiones en un región elíptica [13].

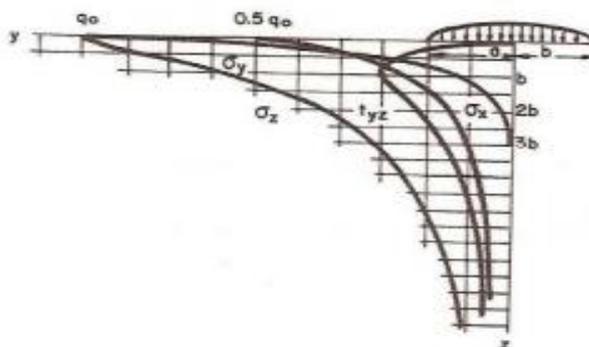


Figura 2.22. Distribución de presiones en el contacto rueda-rail.

2.3.4 Teoría de Kalker

Una vez estudiado el problema de las cargas normales que actúan en la zona de contacto, será necesario estudiar las fuerzas tangenciales del mismo. Para ello, Kalker establece que existe una relación lineal entre las fuerzas de contacto tangencial y el pseudo-deslizamiento, siendo la zona de deslizamiento dentro de la zona de contacto muy pequeña y pudiendo suponerse que el área de adhesión cubre toda la zona de contacto, estableciendo las siguientes fórmulas para relacionar las fuerzas tangenciales con dicho deslizamiento:

$$F_x = -f_{33} * \varepsilon_x \quad (2.15)$$

$$F_y = -f_{11} * \varepsilon_y - f_{12} * \varphi \quad (2.16)$$

$$M_z = f_{12} * \varepsilon_y - f_{22} * \varphi \quad (2.17)$$

Siendo:

- F_x : fuerza debida al pseudo-deslizamiento longitudinal.
- F_y : fuerza debida al pseudo-deslizamiento transversal.
- M_z : momento debido al pseudo-deslizamiento de giro.
- ε_x : pseudo-deslizamiento longitudinal.
- ε_y : pseudo deslizamiento transversal.
- φ : pseudo-deslizamiento de giro.
- $f_{11}, f_{12}, f_{22}, f_{33}$: coeficientes de pseudo-deslizamiento.

Los coeficientes de pseudo-deslizamiento por otra parte se obtienen de:

$$f_{11} = a * b * G * C_{22} \quad (2.18)$$

$$f_{12} = a * b^{3/2} * G * C_{23} \quad (2.19)$$

$$f_{22} = a * b^2 * G * C_{33} \quad (2.20)$$

$$f_{33} = a * b * G * C_{11} \quad (2.21)$$

Siendo:

- a y b: valor de los semiejes longitudinal y transversal.
- $C_{11}, C_{22}, C_{23}, C_{33}$: coeficientes de deslizamiento y de giro tabulados en la tabla 2.
- G: módulo de rigidez combinado de la rueda y el raíl de valor igual al resultado de la fórmula 2.22.

$$G = \frac{2 * G_w * G_R}{G_w + G_R} \quad (2.22)$$

Siendo:

- G_w : módulo de rigidez de la rueda.
- G_R : módulo de rigidez del carril.

g	C ₁₁			C ₂₂			C ₃₃ = -C ₃₂			C ₃₃		
	σ=0	1/4	1/2	σ=0	1/4	1/2	σ=0	1/4	1/2	σ=0	1/4	1/2
<i>(a/b)</i>												
0,1	2,51	3,31	4,85	2,51	2,52	2,53	0,334	0,473	0,731	6,42	8,28	11,7
0,2	2,59	3,37	4,81	2,59	2,63	2,66	0,483	0,603	0,809	3,46	4,27	5,66
0,3	2,68	3,44	4,80	2,68	2,75	2,81	0,607	0,715	0,889	2,49	2,96	3,72
0,4	2,78	3,53	4,82	2,78	2,88	2,98	0,720	0,823	0,977	2,02	2,32	2,77
0,5	2,88	3,62	4,83	2,88	3,01	3,14	0,82	0,929	1,07	1,74	1,93	2,22
0,6	2,98	3,72	4,91	2,98	3,14	3,31	0,930	1,03	1,18	1,56	1,68	1,86
0,7	3,09	3,81	4,97	3,09	3,28	3,48	1,03	1,14	1,29	1,43	1,50	1,60
0,8	3,19	3,91	5,05	3,19	3,41	3,65	1,13	1,25	1,40	1,34	1,37	1,42
0,9	3,29	4,01	5,12	3,29	3,54	3,82	1,23	1,36	1,51	1,27	1,27	1,27
<i>(b/a)</i>												
1,0	3,40	4,12	5,20	3,40	3,67	3,98	1,33	1,47	1,63	1,21	1,19	1,16
0,9	3,51	4,22	5,30	3,51	3,81	4,16	1,44	1,59	1,77	1,16	1,11	1,06
0,8	3,65	4,36	5,42	3,65	3,99	4,39	1,58	1,75	1,94	1,10	1,04	0,954
0,7	3,82	4,54	5,58	3,82	4,21	4,67	1,76	1,95	2,18	1,05	0,965	0,852
0,6	4,06	4,78	5,80	4,06	4,50	5,04	2,01	2,23	2,50	1,01	0,82	0,751
0,5	4,37	5,10	6,11	4,37	4,90	5,56	2,35	2,62	2,96	0,985	0,819	0,650
0,4	4,84	5,57	6,57	4,84	5,48	6,31	2,88	3,24	3,70	0,912	0,747	0,549
0,3	5,57	6,34	7,34	5,57	6,40	7,51	3,79	4,32	5,01	0,868	0,674	0,446
0,2	6,96	7,78	8,82	6,96	8,14	9,79	5,72	6,63	7,89	0,828	0,601	0,341
0,1	10,7	11,7	12,9	10,7	12,8	16,0	12,2	14,6	18,0	0,795	0,526	0,228

Tabla 2.2. Valores de deslizamiento y giro.

Los coeficientes de deslizamiento ($C_{11}, C_{22}, C_{23}, C_{33}$) mencionados anteriormente se caracterizarán por depender del módulo de rigidez y el coeficiente de Poisson combinado del conjunto, obtenido a partir de la fórmula 2.23 [29] y [30].

$$v = \frac{G*(G_w*U_R + G_R*U_w)}{2*G_w*G_R} \tag{2.23}$$

Siendo:

- U_w : coeficiente de Poisson de la rueda.
- U_R : coeficiente de Poisson del carril.

Para considerar casos de pseudo-deslizamientos grandes, Kalker desarrollo la Teoría Simplificada, explicada en el apartado 2.3.5.

2.3.5 Otras teorías de contacto

Si bien es cierto que el proyecto se basa en las teorías descritas con anterioridad, es importante mencionar otras teorías de contacto que han tenido o tienen un efecto en las teorías ya descritas.

Teoría de Johnson y Vermeulen: se centra en el problema tangencial, estableciendo que la superficie de contacto es una circunferencia y considerando únicamente los pseudo-deslizamientos longitudinal y transversal, por lo que no sería válida en caso de querer estudiar en comportamiento con giro.

Establece una zona de deslizamiento y adhesión descrita en la figura 2.23, y relaciona las cargas con los deslizamientos con las siguientes ecuaciones:

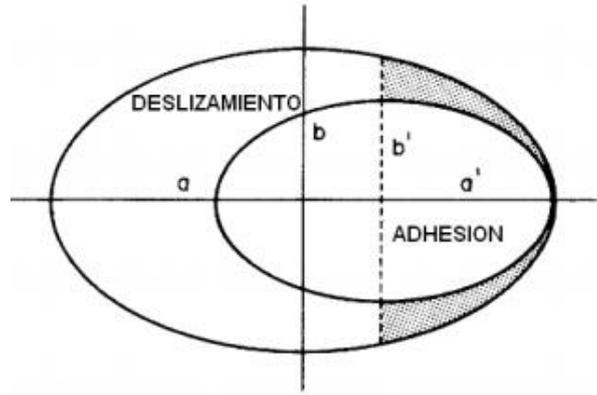


Figura 2.23. Zonas de adhesión y deslizamiento.

$$\frac{F}{\mu * N} = \begin{cases} \frac{1}{\tau} * \left[\left(1 - \frac{1}{3} \tau \right)^3 - 1 \right] * (\varepsilon \vec{i} + \eta \vec{j}) & \text{para } |\tau| \leq 3 \\ -\frac{1}{\tau} * (\varepsilon \vec{i} + \eta \vec{j}) & \text{para } |\tau| \geq 3 \end{cases} \quad (2.24)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi * a * b * G}{\mu * N * \theta} * \varepsilon_x \quad (2.25)$$

$$\eta = \frac{\pi * a * b * G}{\mu * N * \varphi} * \varepsilon_y \quad (2.26)$$

$$\tau = \sqrt{\varepsilon^2 * \eta^2} \quad (2.27)$$

Siendo:

- ε : pseudo-deslizamiento longitudinal normalizado.
- η : pseudo-deslizamiento transversal normalizado.
- τ : coeficiente de adhesión.

Teoría simplificada:

Desarrollada por Kalker y aplicada cuando dos cuerpos son casi idénticos y su contacto pueda aproximarse al sistema hertziano, de modo que abarca los 3 tipos de pseudo-deslizamientos.

Consiste en modelarla superficie de contacto entre ambos cuerpos como si fueran sólidos rígidos, estudiando el contacto entre ellos como una superposición de muelles colocados en la superficie, siendo la zona de contacto un único punto que dependía solo de la tracción, y siendo las fórmulas de desplazamientos de la siguiente forma [13]:

$$F_x = -\frac{8 * a^2 * b}{3 * L} * \varepsilon_x \quad (2.28)$$

$$F_y = -\frac{8 * a^2 * b}{3 * L} * \varepsilon_y - \frac{\pi * a^3 * b}{4 * L} * \varphi \quad (2.29)$$

CAPÍTULO 3

MARCO REGULADOR

3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se va a tratar la legislación aplicable en cuanto a riesgos laborables, responsabilidades profesionales, éticas y seguridad. Además, se especificarán los estándares técnicos en cuanto a la tecnología desarrollada en el contacto hertziano y las herramientas computacionales de PTC Creo y ANSYS.

Finalmente, se explicará la posibilidad o necesidad de patentar el proyecto en caso de considerarse exitoso o necesario.

3.2 LEGISLACIÓN

En cuanto a lo que el tema legislativo se refiere, al tratarse de un trabajo de investigación no presenta riesgos laborales, pues ha consistido en realizar sucesivas simulaciones con el objetivo de determinar la tensión, presión y área de contacto. Este estudio, sin embargo, permitirá en un futuro poder estudiar con mayor precisión el contacto mencionado anteriormente, por lo que los resultados obtenidos serán de gran importancia en este ámbito, afectando la veracidad de los resultados no solo al ámbito profesional, sino también al carácter ético personal y a la seguridad de futuros pasajeros.

Será este, la seguridad, el aspecto más importante a tener en cuenta y que más marcará el futuro de esta tecnología. Actualmente, existen numerosas restricciones recogidas en normativas tanto de carácter nacional como internacional a la hora de construir vías ferroviarias. Es importante cumplir cada una de estas normas no solo para asegurar la seguridad de la carga (ya esté formada por personas o mercancía), sino también para garantizar un correcto funcionamiento del sistema, siendo estas recogidas en forma de decretos en el BOE (Boletín Oficial del Estado) y abarcando desde expropiación de terrenos hasta la alimentación energética y electrificación, pasando por la construcción de la superestructura y la selección de materiales entre otros.

En general, dado que se trata de un sistema de transporte que influye severamente en el aspecto internacional, no es suficiente con aplicar las medidas recogidas en el BOE, sino que también es necesario tener en cuenta la normativa internacional, recogida en el CENELEC (Comité de estandarización europeo de electrotecnia), en el cual aparecen cada uno de los aspectos necesarios para la construcción desde 0 de una vía de ferrocarril. Centrándonos en la seguridad, destaca la siguiente norma:

- CENELEC EN 50126:1999: Aplicaciones Ferroviarias. Especificación y demostración de Fiabilidad, Disponibilidad, Mantenibilidad y Seguridad (RAMS) [14].

En cuanto a la manipulación de los bancos de pruebas, es necesario cumplir con la siguiente normativa:

- Real Decreto RD 1215/1997: Disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo [15].
- Norma UNE-EN ISO 12100: Seguridad en las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo [16].
- Directiva 2006/42/CE: Relativa a las máquinas [17].

Por su parte, en este proyecto se han tenido que tener en cuenta otras normas centradas en el desarrollo del perfil de las ruedas, railes y rodillos, así como a la hora de seleccionar el material. En el caso del material, se utilizará el acero R8 según UIC 812/3, mientras que a la hora de modelizar los diferentes perfiles se seguirán las siguientes normas:

- Norma UNE-EN 13261:2009: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto [18].
- Norma UNE-EN 13103:2010: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño [19].
- Norma N.T.M. 4643.202.00: Norma Técnica Mantenimiento. Eje Montado. U.T. CIVIA (CAF-SIEMENS). Edición julio 2011 [20].
- Norma UNE-EN 13262:2005 + A1:2009: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto [21].
- Norma UNE-EN 13715:2005: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura [22].
- Norma UNE-EN 13674-1:2006 + A1:2008: Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46 Kg/m [23].

3.3 ESTÁNDARES TÉCNICOS

Al tratarse de un proyecto de investigación, el objetivo es aprender y entender los diferentes aspectos que ocurren en el contacto, y tratar de utilizar estos conocimientos para mejorar el sistema. Por ello, el aspecto fundamental de este trabajo es asentar las bases para que futuros estudios permitan implementar los conceptos del contacto rueda-raíl.

Debido al tipo de estudio a realizar (de una estructura estática basada en la Teoría de Hertz) y una vez analizadas todas sus posibilidades, el siguiente paso sería utilizar la tecnología empleada para realizar estudios basados en la Teoría de Kalker (que permite el estudio de las fuerzas tangenciales), o implementar los modelos desarrollados para introducir otros parámetros como velocidad o aceleración.

Esta tecnología, por otra parte, presenta ciertas normas y requisitos a la hora de utilizarse, pues ha sido desarrollada por otras personas. Programas como PTC Creo y ANSYS deben utilizarse con criterio, pues será necesaria la utilización de los programas en su máxima extensión, quedando obsoleta la versión de estudiante (por las limitaciones que presenta en cuanto al tipo de análisis y al número de nodos) y haciéndose necesaria la compra de los programas, con su respectivo desembolso económico y número de licencias limitadas.

Por último, al tratarse de un trabajo de investigación que se encuentra en sus inicios, no tiene sentido hablar de patentabilidad, quedando los resultados y conclusiones obtenidos a disposición de la universidad para continuar con la investigación.

CAPÍTULO 4

DESCRIPCIÓN DE LA HERRAMIENTA

4.1 INTRODUCCIÓN

Como se ha mencionado en el capítulo 1, para la realización de este proyecto se van a emplear 2 programas que permiten, entre otras cosas, realizar análisis detallados basados en los Elementos Finitos. Estos programas son PTC Creo y ANSYS, y además de ser capaces de realizar cálculos complejos basados en sucesivas iteraciones para conseguir simular el efecto del contacto descrito previamente, presentan diferentes módulos y características que permiten llevar toda serie de procesos digitales, desde dar forma a la idea hasta su simulación.

La principal ventaja que presentan estos dos programas es que permiten la transferencia de archivos de uno a otro simplemente cambiando el formato, de forma que se puede utilizar uno de ellos para el modelado, por ser más preciso en este campo, y el otro para la simulación, por permitir una mayor precisión a la hora de simular.

4.1.2 PTC Creo y PTC Creo Parametric:

Producto de CAD/CAM/CAE, es un programa con diversas interfaces gracias a las cuales permite realizar desde el desarrollo del prototipo hasta su simulación, incluyendo pasos intermedios como mallados o análisis. Permite realizar una rápida transferencia de datos entre otros programas características similares y una rápida actualización en todos los elementos en caso de modificarlos.

En el proyecto que se va a desarrollar, únicamente se utilizará el módulo de PTC Creo Parametric, cuya función principal es el diseño, modelado y montaje de las piezas, en este caso, del conjunto rueda-raíl.

Sin embargo, este proyecto se va a basar en el análisis del contacto, no del modelado de las piezas, pues estas ya han sido modelizadas previamente por el grupo de investigación MAQLAB del departamento de mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid, facilitando las piezas y el montaje de estas siguiendo las normativas correspondientes. En casos de querer estudiar su modelado, consultar el ANEXO C.

Por ello, únicamente se utilizará PTC Creo Parametric para exportar y cambiar la extensión del archivo de modo que esta sea compatible con ANSYS. Para ello, suponiendo que se desea exportar la figura 4.1, se procede a guardar el archivo como la extensión IGES (*.igs), que es el tipo de archivo con el que se trabaja en ANSYS, como se muestra en la figura 4.1.

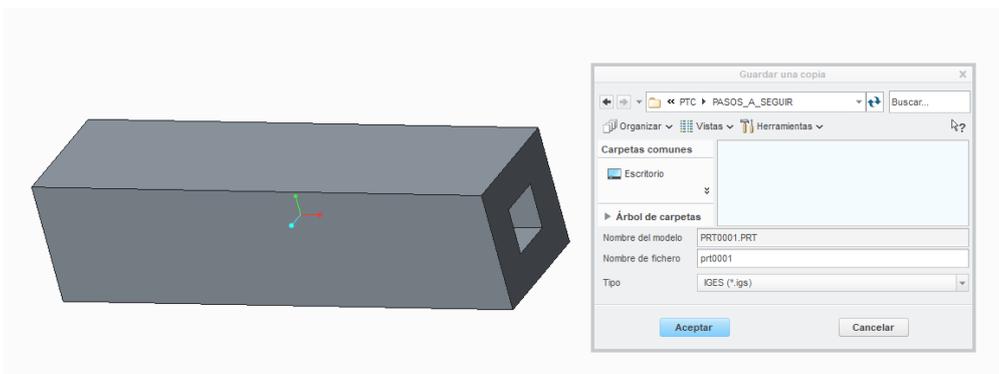


Figura 4.1. Guardado de archivo en extensión IGES (*.igs) en PTC.

Finalmente, para completar el guardado del conjunto hay que detallar los aspectos que se desean conservar, tal y como se muestra en la figura 4.2.

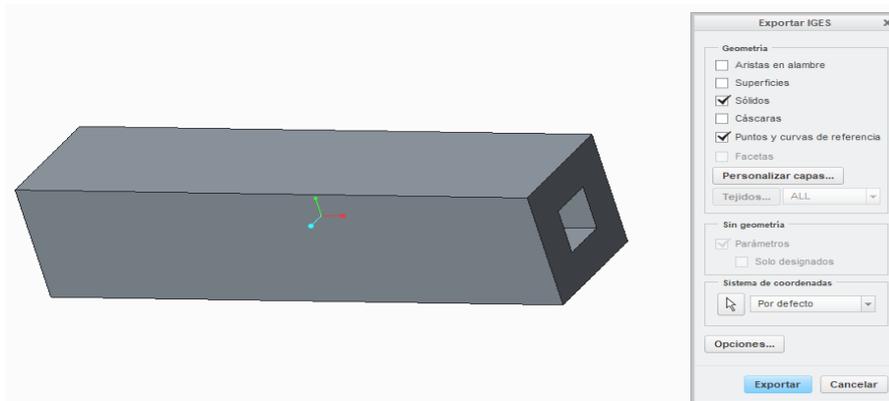


Figura 4.2. Selección de las características de guardado.

4.1.3 ANSYS:

Software de simulación y diseño en 3D caracterizado por la elevada variedad de posibilidades que presenta, permitiendo desde el diseño del cualquier tipo de estructura o componente, hasta la introducción del material y propiedades deseadas, pasando por diferentes tipos de análisis, desde eléctricos o de estructuras estáticas y dinámicas hasta termodinámicos con cualquier tipo de fluido.

Es por tanto un programa muy completo con el que se puede trabajar con dos modalidades: ANSYS Mechanical APDL y ANSYS Workbench, habiendo utilizado en el proyecto esta última opción debido a la facilidad que presenta en el aprendizaje y comprensión. Ambos modos del programa permiten interactuar tanto con la geometría con la definición de las condiciones de contorno y la obtención de resultados de forma precisa, siendo su principal diferencia el modo de guardar los cambios y la interfaz a la hora de trabajar.

ANSYS Mechanical APDL: Este modo de programa se caracteriza por no permitir un control de la interfaz tan claro como en el ANSYS Workbench a cambio de permitir la introducción de parámetros y variables de forma mucho más precisa. Además, se caracteriza porque todas las acciones que se desean hacer se realizan con un lenguaje de programación conocido como Diseño de Lenguaje de Programación de ANSYS.

En la utilización de este modo se debe tener en cuenta que se tiene que escribir el programa desde cero, es decir, no se tiene una estructura clara que seguir, siendo por tanto mucho más complicado y laborioso, además de necesitarse conocimientos avanzados en la inserción de comandos de programación. La ventana de resultados programados de ANSYS Mechanical APDL se muestra en la figura 4.3.

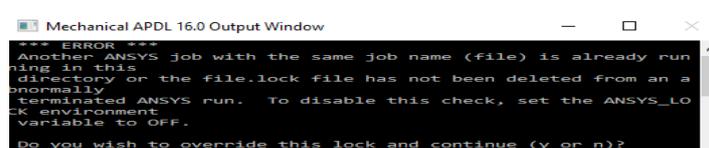


Figura 4.3. Interfaz de resultados de ANSYS Mechanical APDL.

ANSYS Workbench: Modalidad del programa ANSYS que, a diferencia del anterior, permite trabajar de manera excelente con una interfaz gráfica. Se centra principalmente en una elaboración detallada del modelo, así como una resolución del problema propuesto de manera precisa y fácil, ofreciendo entre sus diferentes menús cualquier posibilidad que se considere en el proyecto.

Se caracteriza por permitir un control excelente de cualquier característica del proyecto que se desee modificar de manera fácil y sencilla, desde la geometría hasta el tamaño de malla o las condiciones de contorno y resultados, resultando una modalidad mucho más utilizada y eficiente. En la interfaz principal, ofrece una gran variedad de módulos con los que empezar a trabajar, encontrando en cada uno de estos unas características previamente definidas, que permiten iniciar cualquier proyecto de manera intuitiva, tal y como se observa en la figura 4.4.

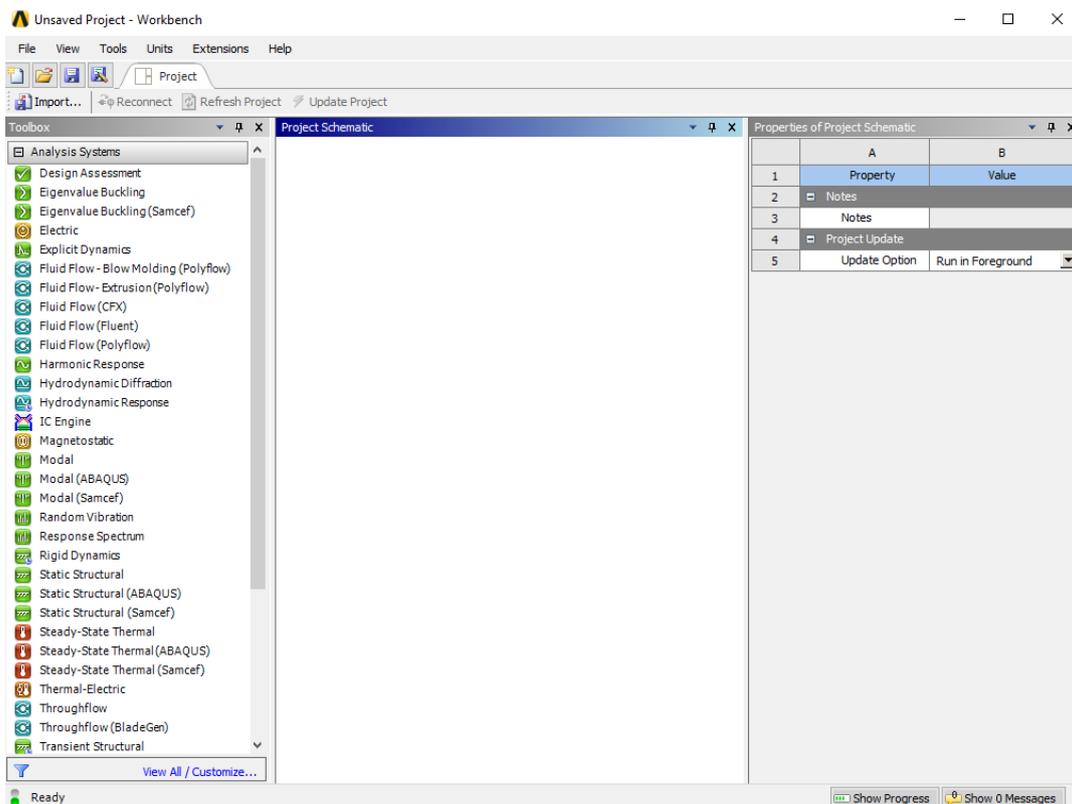


Figura 4.4. Interfaz principal de ANSYS Workbench.

Además, presenta distintos módulos en caso de las necesidades de acción, pues en caso de querer modelizar la geometría de una pieza, se abrirá el ANSYS Design Modeler, mientras que si la pieza ya está definida y lo que se desea es estudiar las características de las fuerzas y simularla, se utilizará el ANSYS Mechanical.

4.2 ANSYS WORKBENCH

Como se ha explicado en el apartado anterior, con esta modalidad de ANSYS se consigue la realización del proyecto desde el modelado de las piezas deseadas en 3D hasta la obtención de resultados. La gran diversidad de posibilidades que presenta hace de esta interfaz la idónea para trabajar, permitiendo trabajar también con datos importados y disponiendo de una

biblioteca propia tanto de materiales como de posibles acciones en el moldeo y estudio de las características de contorno.

Una vez abierto el programa, lo primero que hay que hacer será definir el tipo de estudio que se va a realizar, en caso de que se empiece desde cero, o abrir un proyecto ya creado. En el caso de comenzar un proyecto desde cero, será necesario seleccionar el tipo de análisis deseado. Para ello, se seleccionará la opción deseada en el principal. En el caso del contacto rueda-rail, la opción seleccionada será la de Static-structural, como se observa en la figura 4.5.

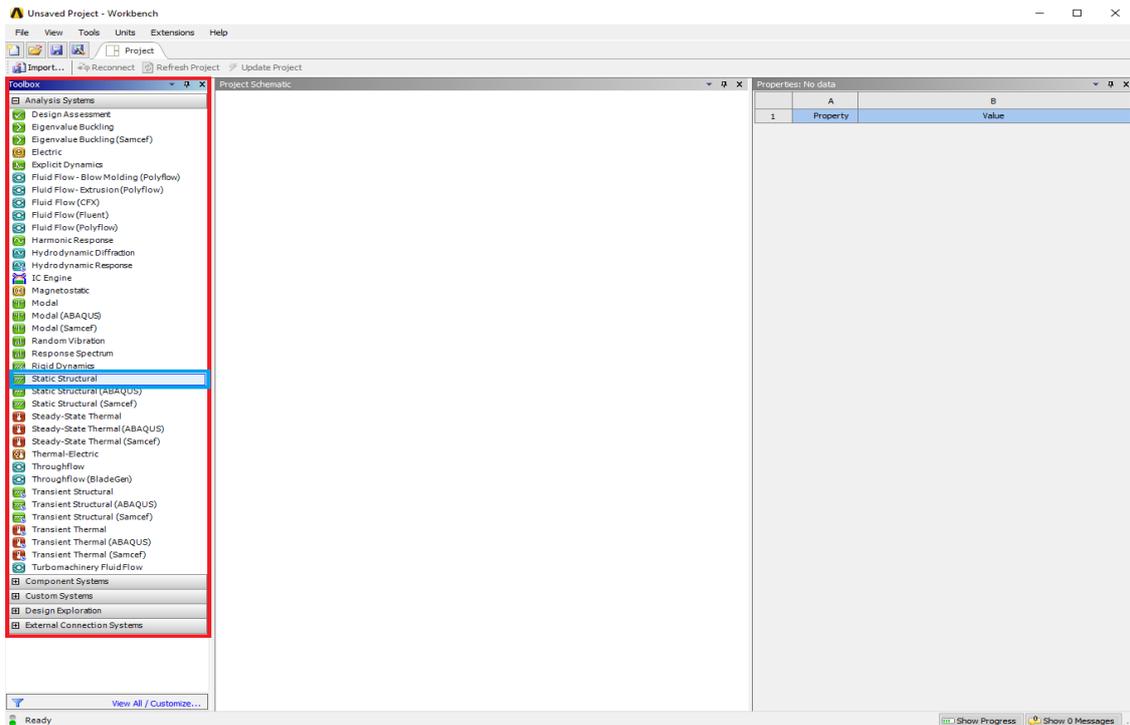


Figura 4.5. Menú inicial en ANSYS y selección del tipo de análisis.

Tras la selección del tipo de análisis, aparecerá el menú principal a partir del cual se podrá acceder a los diferentes módulos del programa, como se observa en la figura 4.6.

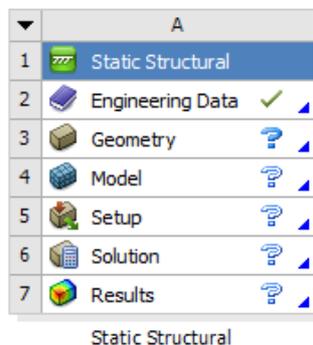


Figura 4.6. Menú principal de ANSYS.

A continuación, será necesario introducirse en cada una de estas opciones para ir especificando las características deseadas.

En primer lugar, al abrir el menú de “Engineering Data” aparecerá la pantalla de propiedades del material. Será en esta pantalla donde se seleccionará el material o materiales de cada una de las partes que formara la pieza, bien desde la biblioteca propia de ANSYS, o bien introduciendo manualmente las características deseadas. Una vez abierta la biblioteca de materiales, será necesario buscar el material deseado basándonos inicialmente en el nombre, y a continuación en las propiedades del mismo, como se observa en la figura 4.7, mientras que su asignación se realizará en otro módulo.

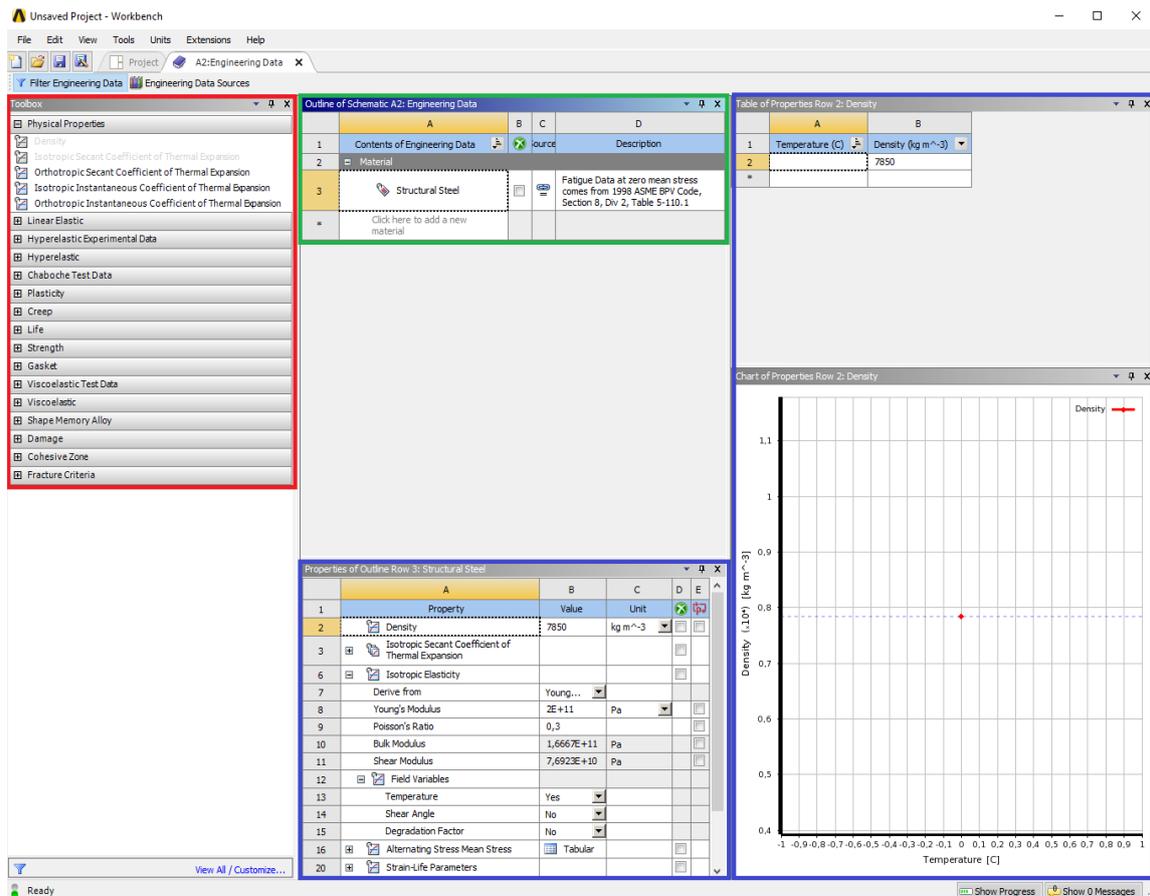


Figura 4.7. Menú de selección de material.

En el recuadro rojo se procede a entrar en la biblioteca de materiales por sus características básicas, en el verde se especifica el material seleccionado o se añade un nuevo material, y en el azul se detallan las características específicas del material seleccionado.

A continuación, el menú “Geometry” permite la realización, montaje o importación de una pieza o piezas. En el caso de crear piezas, este menú abrirá automáticamente el módulo de ANSYS Design Modeler, interfaz especializada en la creación y modificación de piezas debido a sus múltiples opciones para su modelización, como son la creación de líneas, planos o circunferencias, además de métodos de extrusión o cortes, lo que puede verse en la figuras 4.8 y 4.9.

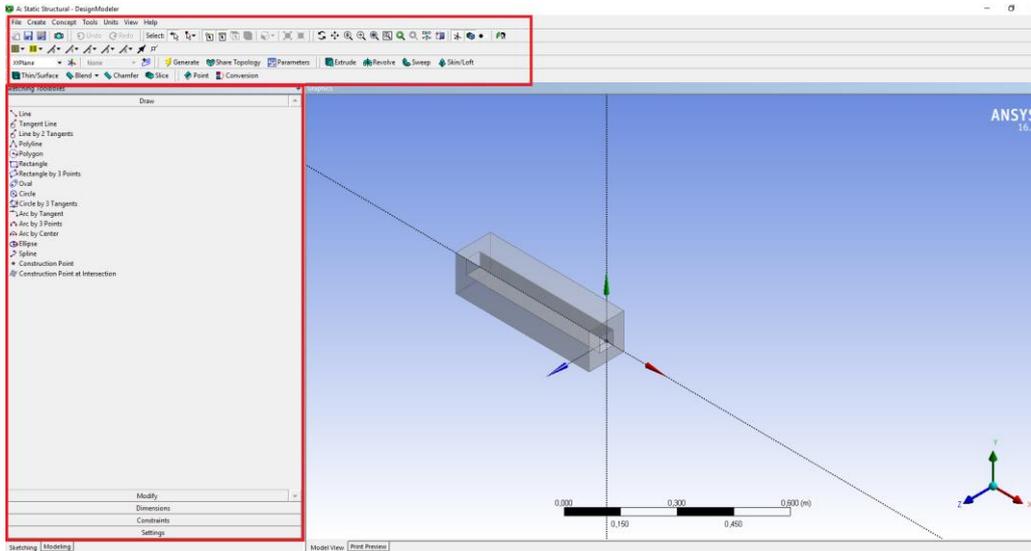


Figura 4.8. Menú principal de ANSYS Design Modeler.

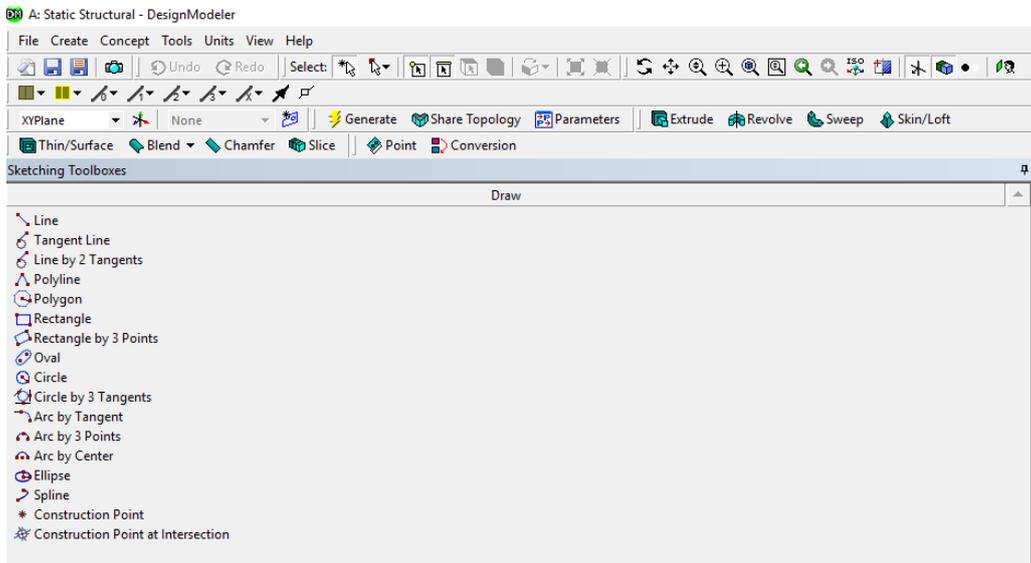


Figura 4.9. Principales herramientas de ANSYS Design Modeler.

Otra de las características presentes en este módulo es la posibilidad de importar geometrías desde otros programas. Para ello, seleccionando con el botón derecho en la opción “Geometry” del menú de la figura 4.6, se seleccionará la opción “Import Geometry”, seleccionando a continuación la pieza deseada. Siendo importada de PTC Creo, es importante que esta pieza se encuentre en formato IGES (*.igs).

A partir de este punto, el resto de menús trabajarán con el módulo ANSYS Mechanical, pues será el más adecuado para el análisis de fuerzas y obtención de resultados. Dicho módulo se abrirá desde cualquier opción restante de la figura 4.6, permitiendo realizar diferentes operaciones en función del menú elegido. La interfaz principal del módulo se muestra en la figura 4.10, y consta de varios submenús en los que será necesario realizar los cambios deseados para la correcta realización del análisis.

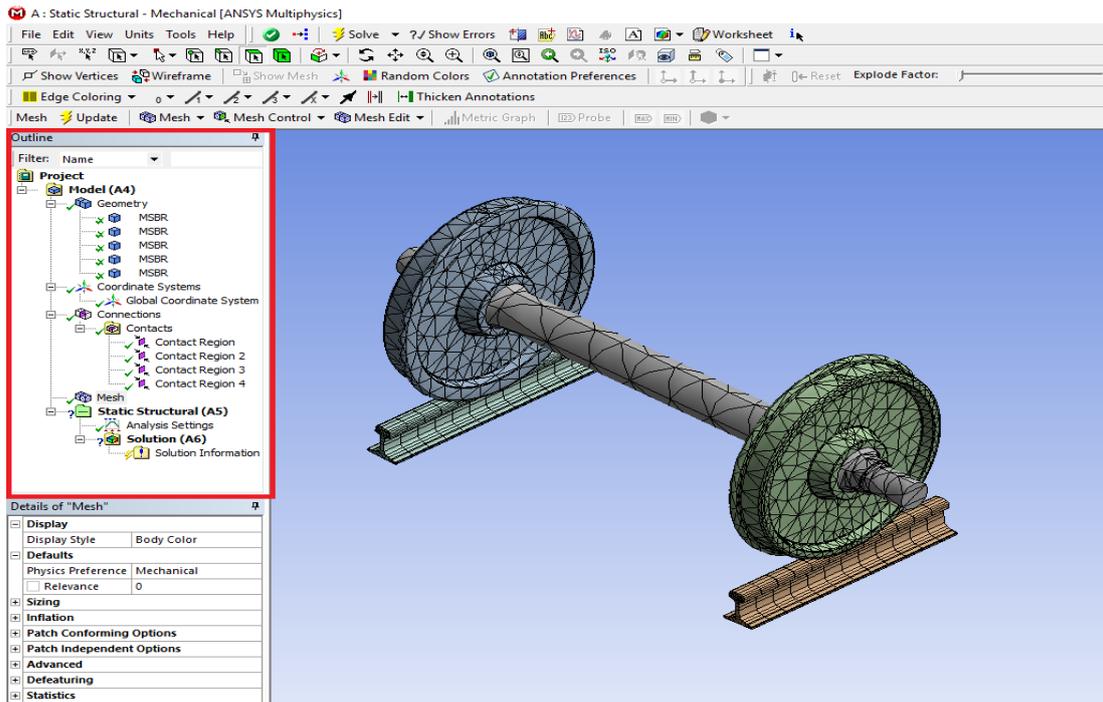


Figura 4.10. Interfaz de ANSYS Mechanical.

Será en este menú de la figura X en donde se especificaran las acciones del análisis deseado. En primer lugar, este menú ofrece un pequeño resumen de todo lo realizado hasta el momento, separándose cada una de las partes en el apartado “Geometry”, y pudiéndose especificar cada uno de los materiales de cada parte. A continuación, en el segundo submenú, “connections”, será donde se deberá prestar mayor atención, pues se definirán las condiciones de contacto. Esta parte es muy amplia y precisa, pues se especificarán tanto la región de contacto, como las características que afectan a dicho contacto, como se observa en las figuras 4.11 y 4.12.

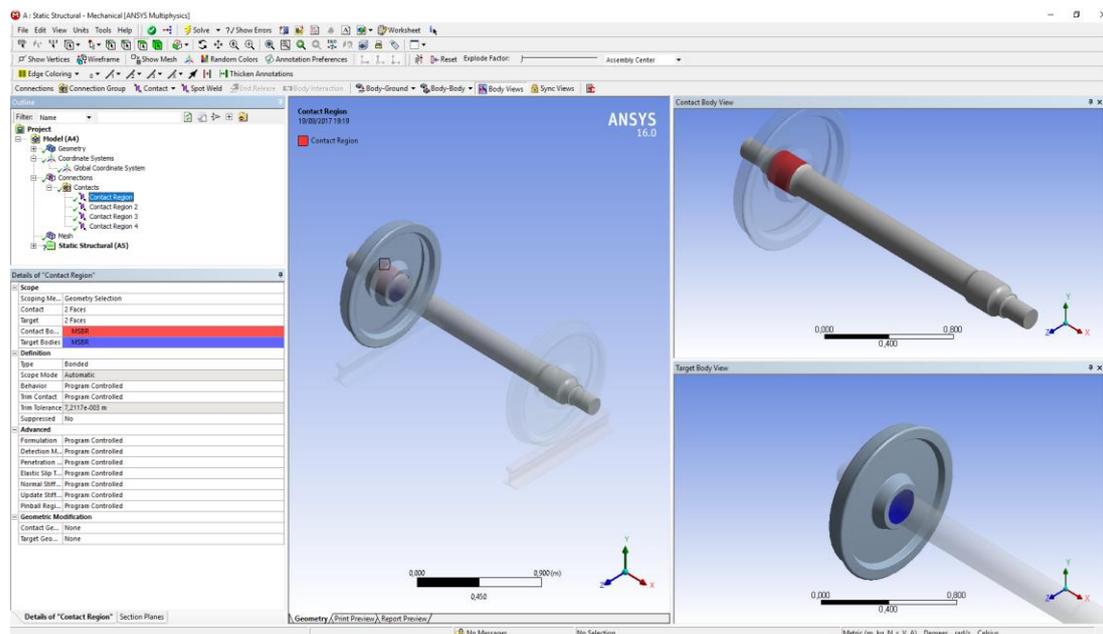


Figura 4.11. Zona de contacto.

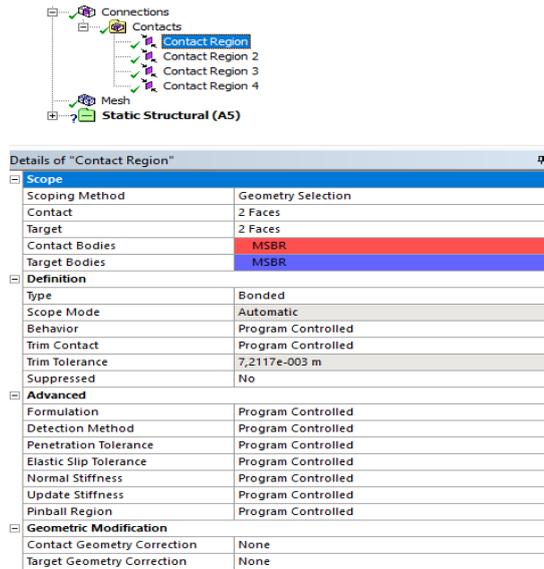


Figura 4.12. Características de contacto.

A continuación es necesario el mallado de la pieza para lo cual será necesario definir el tamaño del nodo por pieza, o diferentes opciones avanzadas que ofrece el programa como un mallado más exhaustivo en curvaturas o zonas de contacto, como se observa en la figura 4.13. Es importante destacar el hecho de que no por tener mayor cantidad de nodos el análisis va a resultar más preciso, siendo efectivo cuando se logra conseguir un análisis preciso con un número de nodos razonable, comprobable esto en "Statistics".

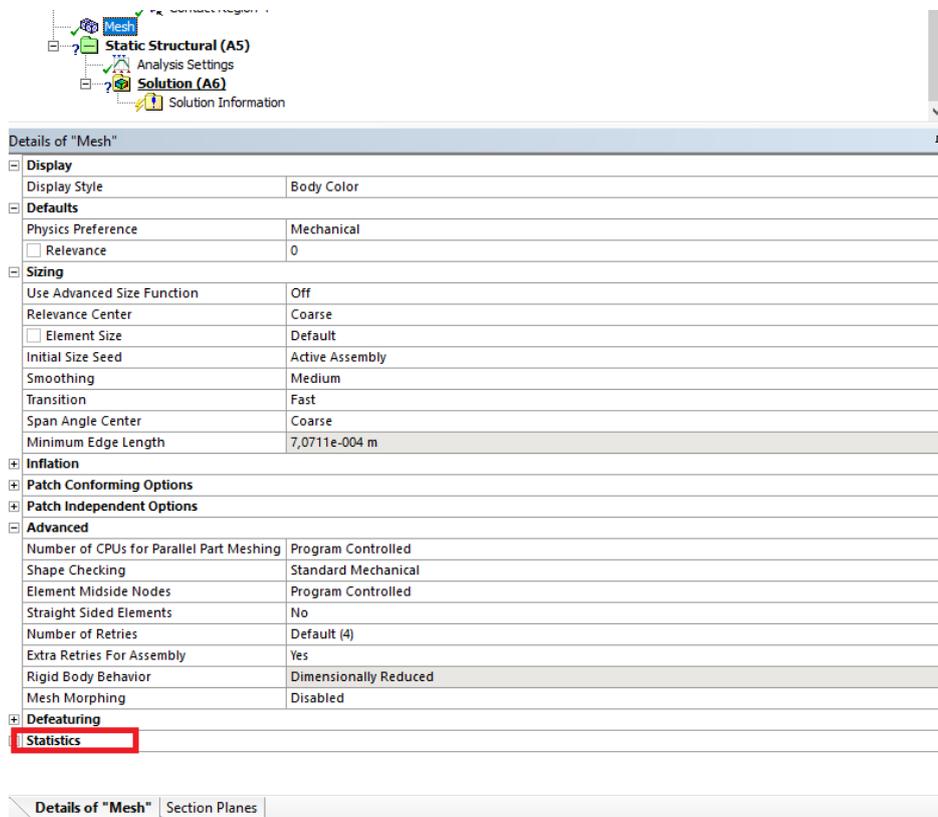


Figura 4.13. Menú de mallado.

Por ultimo, será necesario agregar las condiciones de contorno consideradas. Para ello, en el menu de "Static Structural" se despliega una pestaña que permite incorporar cualquier condición de contorno, desde empotramientos hasta fuerzas o momentos. Uas vez seleccionada la condicion deseada, sera necesario indicar la geometría que se ve afectada, la magnitud, y la dirección del vector, como se observa en la figura 4.14.

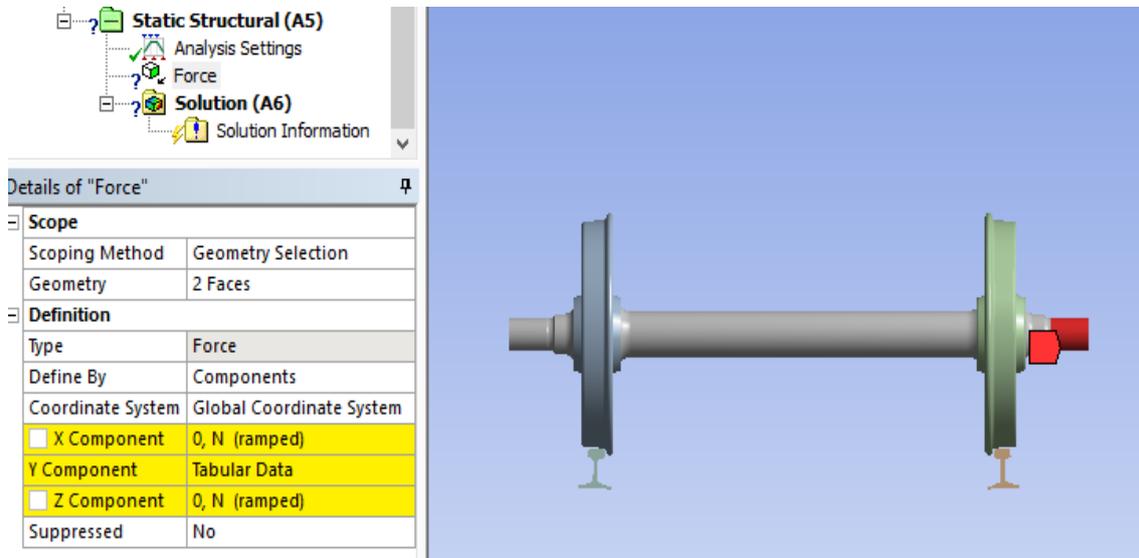


Figura 4.14. Establecimiento de las condiciones de contorno.

Para finalizar, en el apartado de resultados podrá incluirse todo tipo de resultados que se deseen comprobar, desde tensión en Von-Mises hasta presiones y áreas. Para ello, se seleccionan los resultados deseados y se pulsa "solve", como se observa en la figura 4.15.

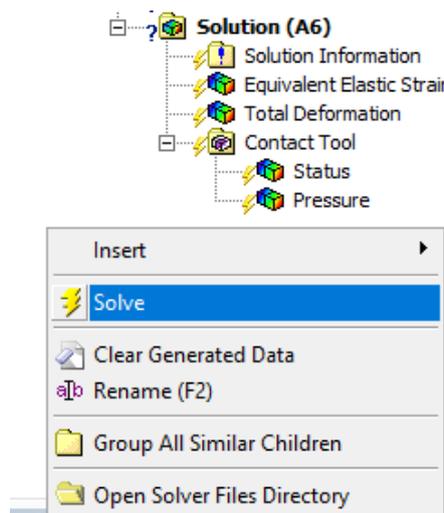


Figura 4.15. Tipos de soluciones de ANSYS.

CAPÍTULO 5

METODOLOGÍA

5.1 INTRODUCCIÓN

El principal objetivo de este proyecto es simular y analizar en contacto rueda-raíl presente en un ferrocarril, comparandolo para ello con un modelo de contacto hertziano. Para ello, dado que en la Teoría de Hertz solo se tienen en cuenta cargas normales, se empleará un modelo tridimensional estático puro tanto en railes como en bancos de ensayo de rodillos.

Para ello, en primer lugar será necesario realizar la búsqueda de la información, tanto teórica para poder explicar las características del ferrocarril, como práctica a la hora de aprender a utilizar ANSYS, pues al ser un programa que no había utilizado previamente, será necesaria la utilización de manuales.

Finalmente, el desarrollo del trabajo se va a dividir en 2 partes, la primera será el estudio de la zona de contacto rueda-raíl aplicando diferentes cargas en el eje, y la segunda entre rueda-rodillos, variando el ángulo entre los rodillos. Es importante mencionar que se trata de un trabajo de investigación, por lo que los resultados, si bien en el caso de variación de cargas del contacto rueda-raíl serán comparados con trabajos previos realizados por el grupo de investigación MAQLAB del Departamento de Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid, en el caso del contacto rueda-rodillo en bancos de ensayo no se dispondrán de otros elementos de las mismas características con los que comparar.

Partiendo del modelo creado en PTC Creo Parametric en trabajos previos, lo primero que se hizo fue revisar que todos los componentes estaban correctamente diseñados, para lo que se revisaron las normativas ferroviarias correspondientes [18-23]. A continuación, se estudió la forma de exportar el conjunto a ANSYS. Como se detallará más adelante, una parte del trabajo se realizó de esta forma, sin modificar previamente el conjunto y exportándolo directamente, mientras que en el caso del banco de ensayos se decidió modificar el conjunto de forma previa a su exportación a ANSYS.

Una vez con el conjunto en ANSYS, se procederá a introducir las características necesarias para que el modelo resulte correcto, en concreto; material, unidades, simetrías, contactos, mallado y condiciones de contorno, y a continuación se realizarán las simulaciones correspondientes para cada modelo a estudiar. Finalmente, se estudiarán y compararán los resultados obtenidos en ANSYS con los obtenidos en proyectos previos. Estos resultados se explicarán de 2 formas:

- La primera, gráficamente, en donde se observará la imagen correspondiente acompañada de su leyenda, correspondiendo cada una de estas imagen a las variables a estudiar, es decir, la presión de contacto, el área de contacto y la tensión en Von-Mises.
- La segunda, numéricamente, en donde se compararán los resultados obtenidos en ANSYS con los obtenidos previamente. Estos valores se mostrarán en una tabla y en un gráfico, para facilitar su comprensión.

Al final del capítulo se incluirá un esquema de la realización del proyecto y en el capítulo 6 se detallarán las conclusiones obtenidas resumiendo todos los resultados obtenidos, proponiéndose otras formas para la continuación del proyecto.

5.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ANÁLISIS

Lo primero que se debe hacer tras abrir el programa ANSYS Mechanical será definir el sistema de análisis deseado. Para ello, dado que se trata de un estudio de un sistema estático puro, se seleccionará “Static Structural”, abriéndose el menú principal tal y como se muestra en la figura 5.1. A partir de aquí, para facilitar su comprensión, se procederá a explicar los pasos seguidos siguiendo el orden del menú.

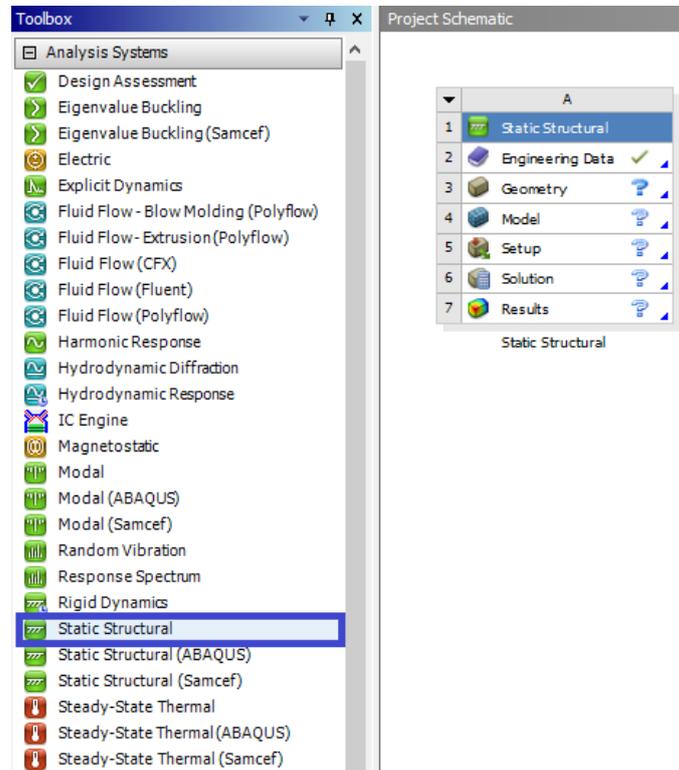


Figura 5.1. Selección del sistema de análisis.

5.3 DEFINICIÓN DEL MATERIAL

Pulsando el botón “Engineering Data” se permite la opción de elegir el material deseado, bien de la biblioteca o bien creando un material con las propiedades deseadas. En el caso a estudiar el material empleado es, según UIC 812/3, el acero R8, cuyos componentes se detallan en la tabla 5.1, y que se caracteriza por tener las siguientes propiedades:

- Densidad “ ρ ” = $7800 \text{ Kg}/\text{m}^3$
- Coeficiente de Poisson “ ν ” = 0.27
- Módulo de Young “ E ” = 210 GPa

A pesar de que el programa permite variar muchas otras características, serán estas 3 las fundamentales, viéndose las otras variables modificadas al cambiar alguna de las mencionadas con anterioridad. Es importante destacar que la asignación a cada uno de los elementos no se realiza en este módulo, sino en uno posterior, si bien es cierto que para un único material este se asigna automáticamente a todos los elementos. Para observar como queda el material correspondiente, mirar la figura 5.2.

Categoría del acero	Composición química (contenido máximo en %) sobre producto										
	C	Si	Mn	P (1)	S (1)	Cr	Cu	Mo	Ni	V	(Cr +Mo +Ni)
R1	0,48	0,50	0,90	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R2	0,58	0,50	0,90	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R3	0,70	0,50	0,90	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R6	0,48	0,40	0,75	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R7	0,48	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R8	0,52	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R9	0,56	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50

Tabla 5.1. Contenido en % de los componentes del acero R8.

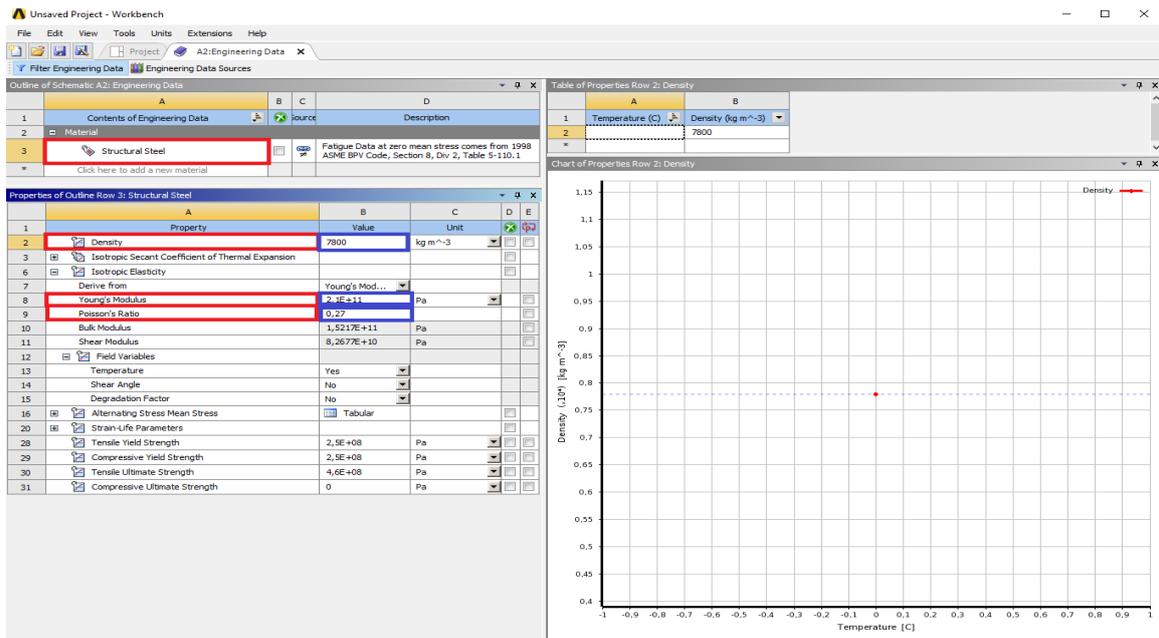


Figura 5.2. Datos del acero R8 en ANSYS.

5.4 IMPORTACIÓN DEL MODELO A ANSYS

El primer paso para la realización del proyecto será importar el modelo a ANSYS. Para ello, una vez guardado el archivo de PTC Creo Parametric en la extensión adecuada, se procede a abrirlo, como se observa en la figura 5.3.

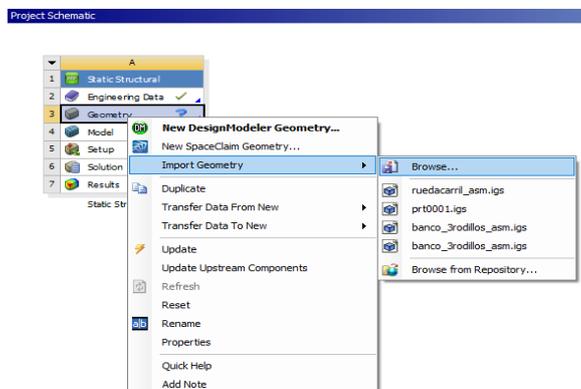


Figura 5.3. Importación de un archivo a ANSYS.

5.5 SIMPLIFICACIONES REALIZADAS

Las razones por las cuales se han realizado simplificaciones en el modelo previo no son otras que para aumentar la precisión a la hora de realizar los cálculos. Es importante comentar que estas simplificaciones no han modificado el comportamiento del conjunto, únicamente se ha modificado su geometría. Esta modificación no es otra que la simetría, que se ha utilizado para aumentar el número de nodos obteniéndose los mismos resultados a un coste computacional más óptimo.

Para ello, se han definido 2 formas de realizarla:

- Modificación de la geometría en ANSYS.
- Modificación de la geometría en PTC Creo Parametric.

Modificación de la geometría en ANSYS:

Para modificar la geometría en ANSYS es necesario abrir el menú “Geometry” del menú principal (ver figura 5.1). Una vez abierto, aparecerá la interfaz “Design Modeler” explicada previamente, que permite realizar los cambios deseados en la geometría. Como el objetivo será la utilización de simetría, el proceso consistirá en suprimir la mitad del conjunto de modo que quede justo por la mitad. Se utilizará este método únicamente en el contacto rueda-raíl.

Para ello, como el sistema de referencia del conjunto se encuentra justo en el medio, se creará un plano normal paralelo al área transversal del eje, y a continuación se eliminará una de las partes normales a dicho plano utilizando la función “slice”, como se muestra en la figura 5.4.

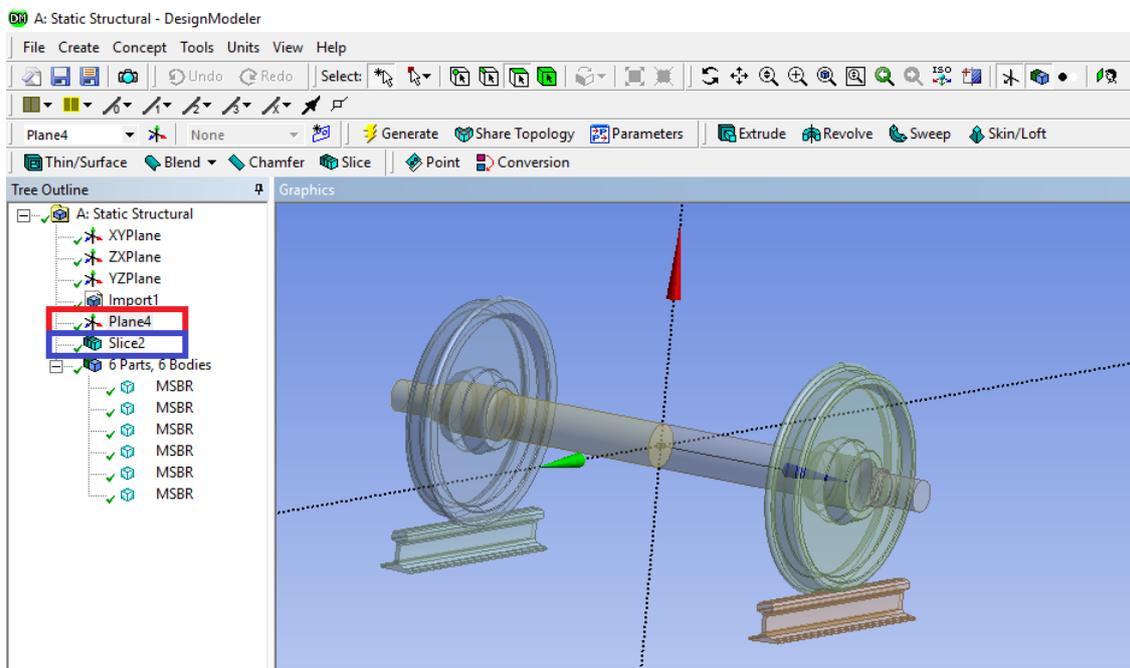


Figura 5.4. Simplificación del conjunto en ANSYS.

Es importante destacar que la simplificación realizada no se observa en esta interfaz, apareciendo únicamente en la interfaz “Mechanical ANSYS”, como se observa en la figura 5.6.

Modificación de la geometría en PTC Creo Parametric:

En este caso, para la modificación de la geometría del conjunto rueda-rodillos se empleará el programa PTC Creo Parametric, y el procedimiento consistirá en realizar básicamente lo mismo, es decir, utilizando la interfaz de este programa, eliminar la mitad de la pieza de forma que quede su simétrica. Para ello, se modificará la geometría del eje de modo que se elimine la opción de simetría en su definición, invalidando las modificaciones posteriores y dejando únicamente la parte que interesa, como se muestra en la figura 5.5.

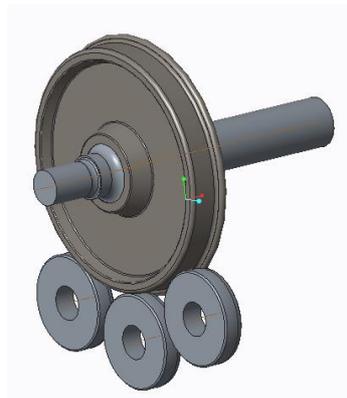


Figura 5.5. Simplificación del conjunto eje-rodillos.

A partir de este punto, termina el empleo de la interfaz de “Design Modeler” y comienza a utilizarse la interfaz de “Mechanical ANSYS”, la cual se muestra en la figura 5.6.

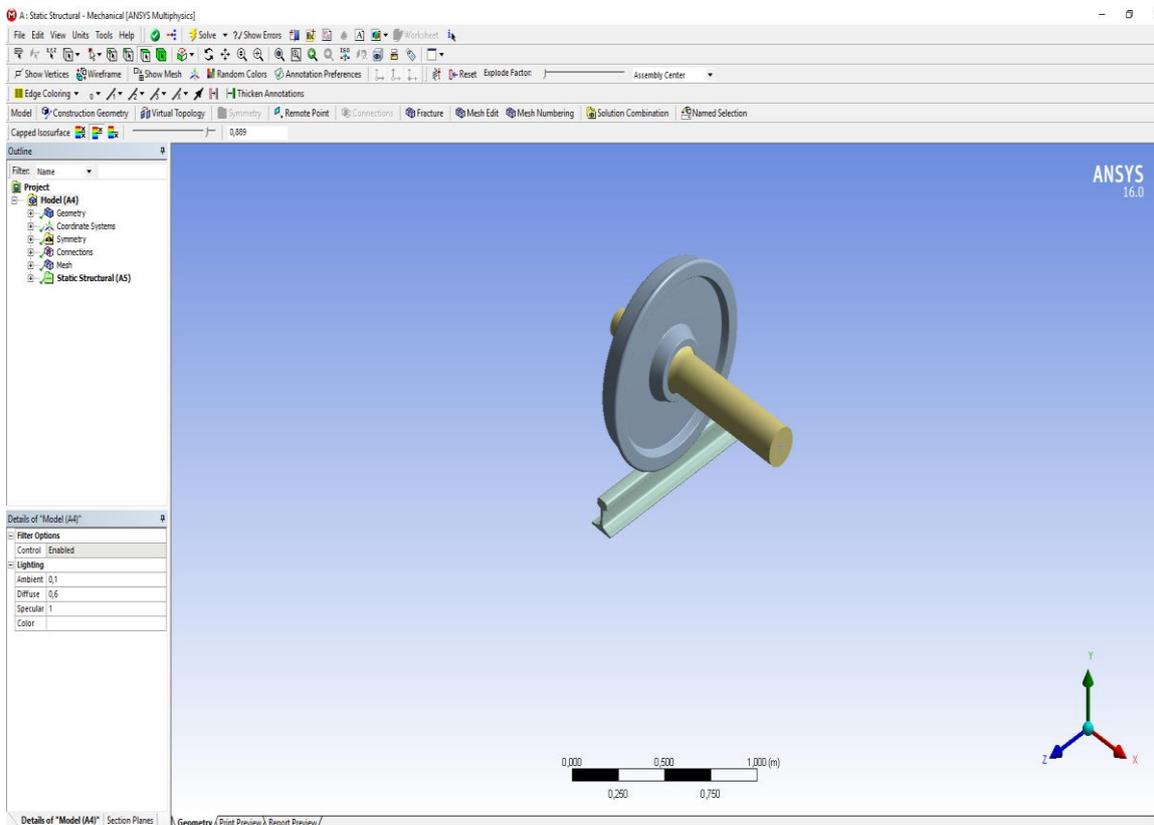


Figura 5.6. Interfaz de “Mechanical ANSYS”.

5.6 CONDICIÓN DE SIMETRÍA

Una vez realizadas las simplificaciones deseadas es necesario indicar que se desea trabajar con condición de simetría. Para ello, abierta ya la interfaz “Mechanical ANSYS”, en la carpeta “Model” se seleccionará la opción “Symmetry” para crear otra carpeta que establezca las condiciones de simetría. Una vez en esta carpeta, se procederá a elegir la región de simetría.

Para ello, en primer lugar se detallará la superficie que representa el plano de simetría, y a continuación se indicará el vector normal a la superficie deseada, como puede observarse en la figura 5.7.

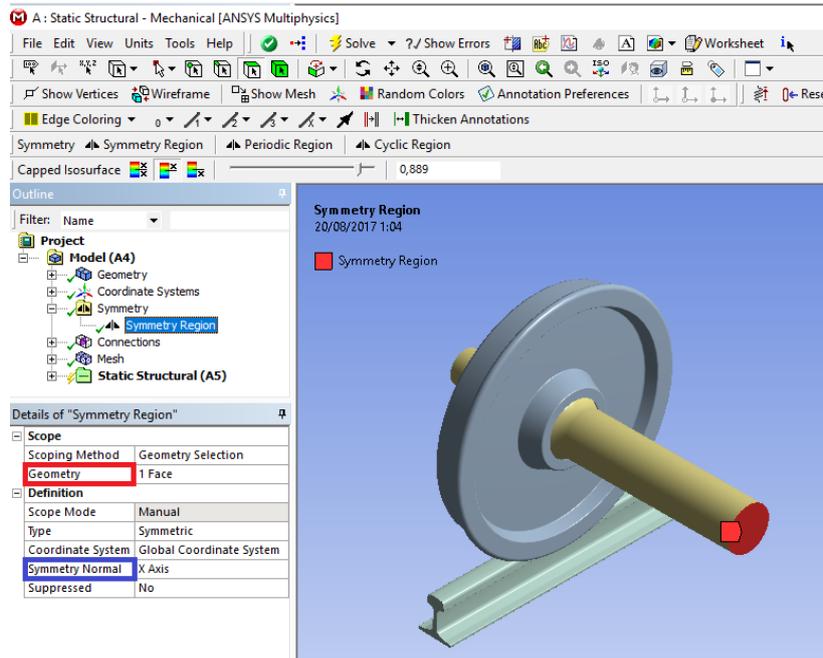


Figura 5.7. Condición de simetría.

5.7 SELECCIÓN DE LA ZONA Y CONDICIONES DE CONTACTO

Establecida la condición de simetría se procede a realizar una de las partes más complicadas del proyecto, la selección de las condiciones de contacto. Junto con el mallado, será la parte más complicada puesto que, si bien se saben las características principales del contacto que se establece, muchas de las opciones deben dejarse a elección del programa debido a la falta de datos y conocimientos.

Lo primero que hay que hacer es seleccionar la zona de contacto de los elementos presentes, que varía entre contacto rueda-raíl y rueda-rodillo. Para cada tipo de contacto se elegirá una opción determinada por manuales de ANSYS [26], siendo “bonded” en la zona de contacto entre rueda y eje, y “rough” en la de rueda-raíl o rueda-rodillo, como se muestra en las figuras 5.8 y 5.9.

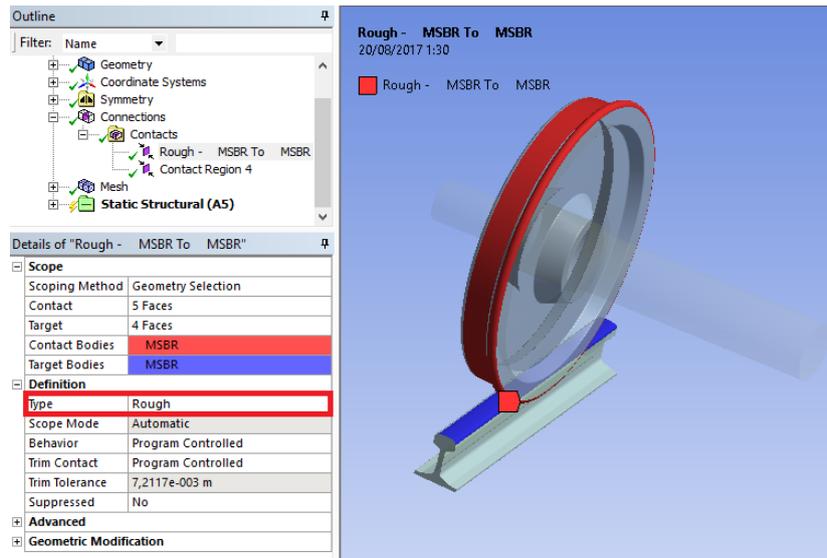


Figura 5.8. Zona de contacto rueda-rail.

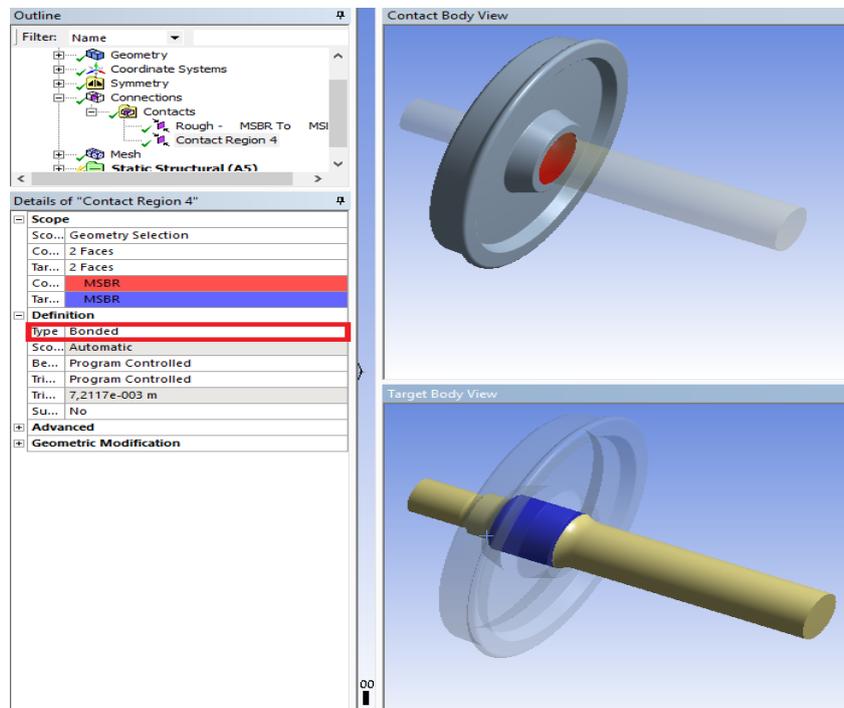


Figura 5.9. Zona de contacto eje-rueda.

Una vez seleccionadas las zonas de contacto y definido el tipo de contacto deseado, se procede a realizar los ajustes convenientes en la pestaña “advanced”, donde se pueden modificar características como la formulación, la penetración, o el factor de dureza entre los elementos en contacto. En el caso del contacto eje-raíl, esta pestaña se mantendrá como viene por defecto, es decir, todas las opciones serán del tipo “program controlled” (controladas por ordenador). En el caso del contacto rueda-raíl o rueda-rodillo, en la pestaña de formulación se seleccionará la opción “pure penalty”, que es la más adecuada para el estudio que se está llevando a cabo, mientras que los factores de penetración y dureza se establecerán de acuerdo al manual [26].

Finalmente, en la última de las pestañas llamada “Geometric Modification” se establecerá la forma de contacto entre los cuerpos, seleccionándose la opción “adjust to touch”, como puede observarse en la figura 5.10.

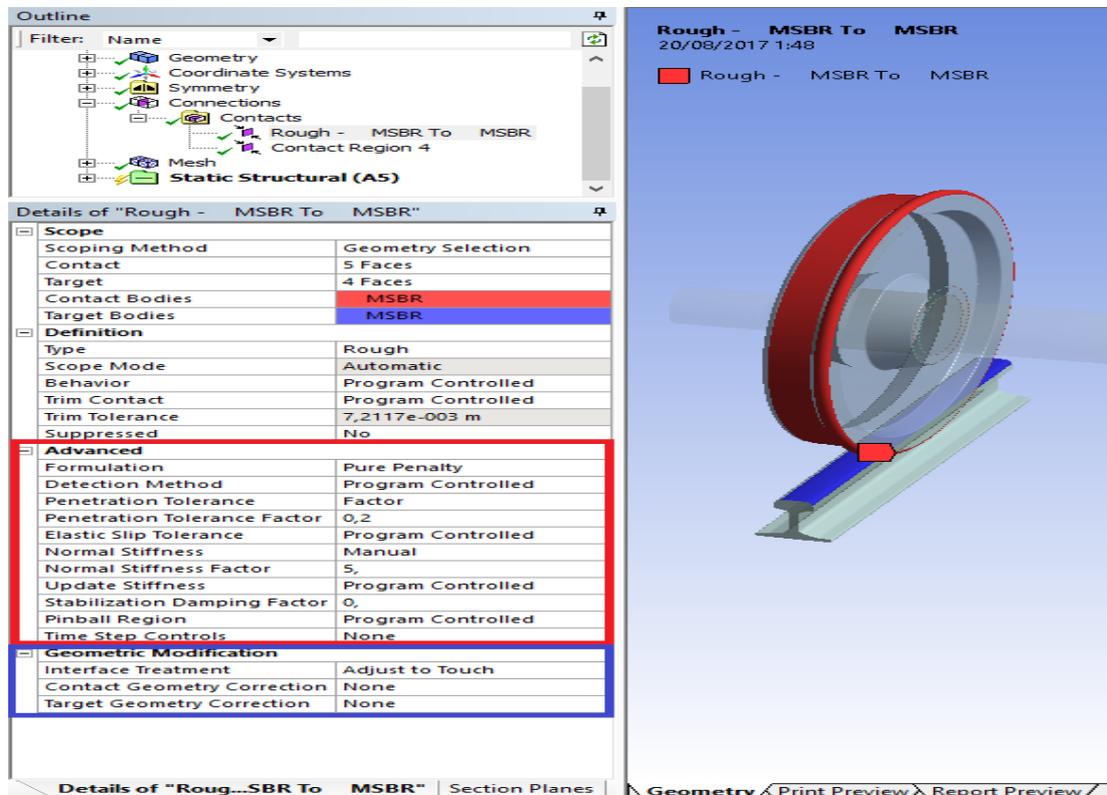


Figura 5.10. Características avanzadas de contacto.

5.8 MALLADO DEL CONJUNTO

Para poder llevar a cabo el análisis de los modelos descritos anteriormente es necesario crear una malla que funcione coherentemente a las necesidades del proyecto. Si bien esto puede parecer una tarea sencilla, existe una gran variedad de posibilidades que podrían alterar los resultados, por lo que para obtener unos resultados satisfactorios no es suficiente con mallar la pieza extremadamente fino, pues esto no solo requerirá de una gran capacidad computacional, sino que resultará una pérdida de tiempo y de recursos.

Es por ello que se ha realizado la condición de simetría previa, permitiendo así concentrar la zona de mallado en el contacto, obteniéndose resultados más exactos con un coste de recursos mínimos. De esta manera, por ensayo-error se decidió que el número de nodos máximos del conjunto debía de ser de 1 millón, mientras que el mínimo debía superar los 700.000 nodos.

Para proceder, en primer lugar se debe seleccionar el tipo de mallado que se desea, existiendo entre otros el mallado fino en curvaturas o zonas de contacto, además del general. Por el tipo de estudio que se realiza, se seleccionará el mallado fino en zonas de contacto. A continuación, será necesario determinar el tamaño de malla, el tamaño de elemento y la forma de estos elementos, así como la transición entre la malla fina y la malla gruesa. Todo esto puede cambiarse en la pestaña “Sizing”, y a partir de esos parámetros se obtendrán diferentes

números de nodos y elementos, pudiendo comprobarse en la pestaña "Statistics". En el ejemplo de las figuras 5.11 y 5.12 se muestran el tamaño de malla empleado en el contacto rueda-rail, así como las opciones avanzadas seleccionadas. El resto de parámetros se mantienen como "program controlled".

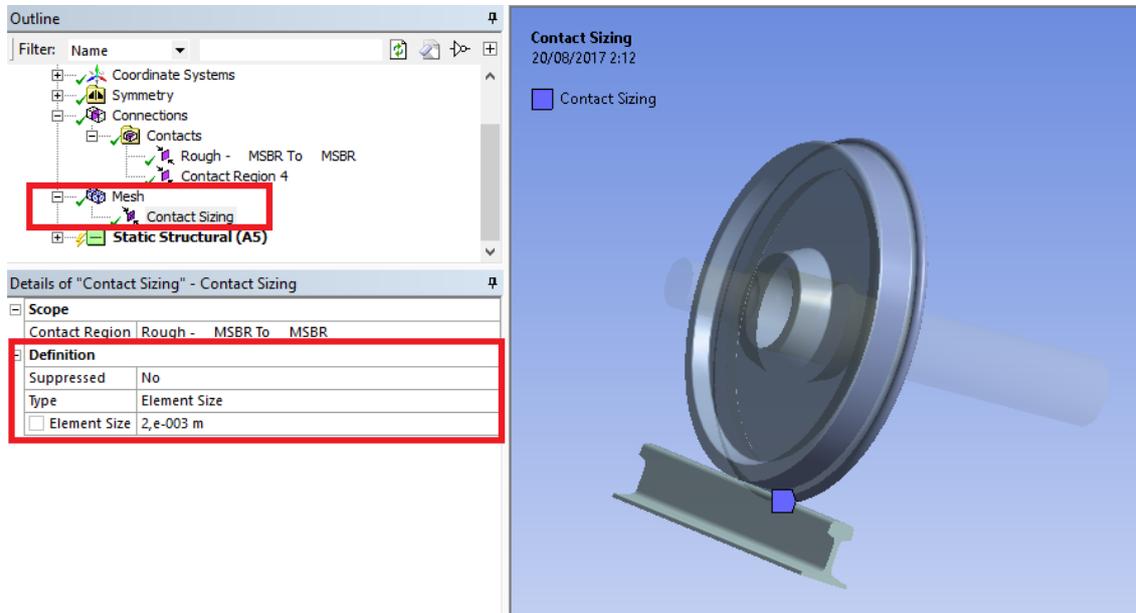


Figura 5.11. Selección de las condiciones de mallado.

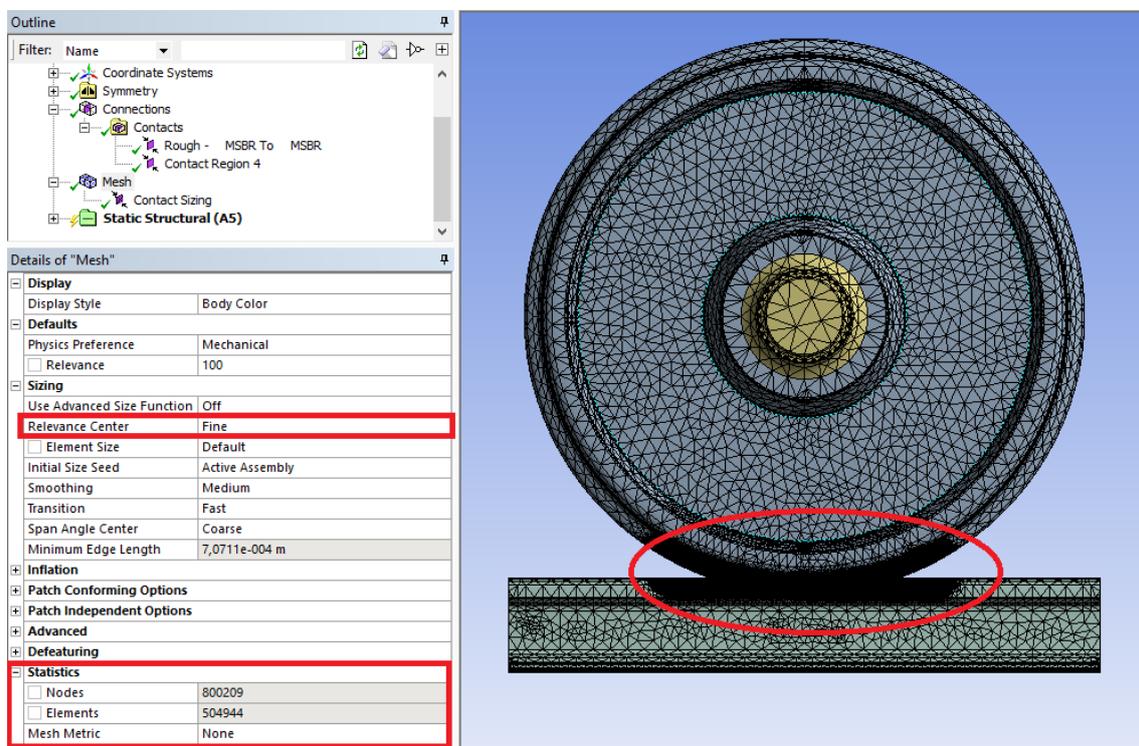


Figura 5.12. Condiciones avanzadas de mallado.

5.9 DEFINICIÓN DE LAS CONDICIONES DE CONTORNO

El último paso antes de realizar la simulación consiste en establecer las condiciones de contorno del conjunto. Para ello, en el caso del contacto rueda-raíl se impondrá un empotramiento en la parte inferior del raíl, como se indica en la figura 5.13, además de que solo se permitirá el desplazamiento vertical del eje, como se observa en la figura 5.14.

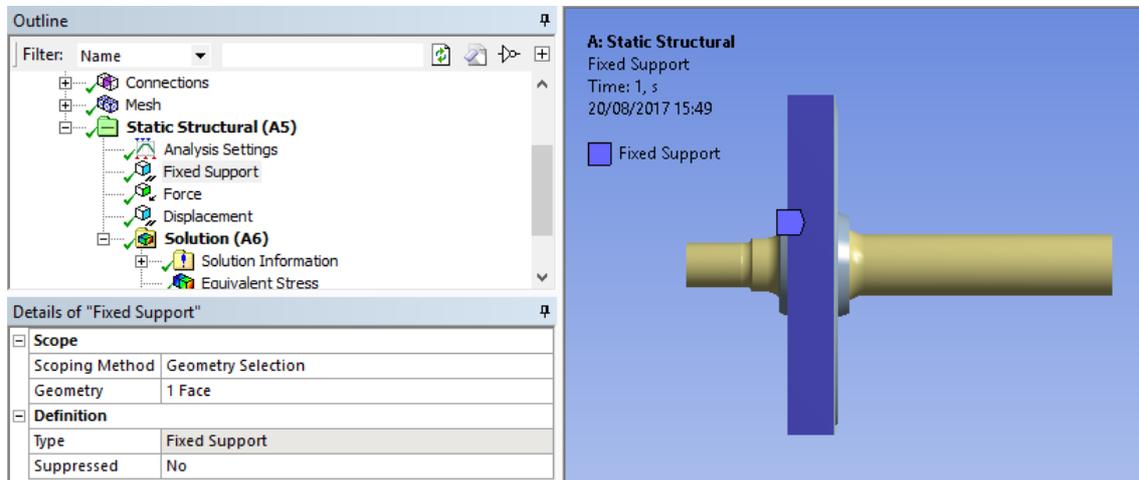


Figura 5.13. Condición de contorno de empotramiento en el raíl.

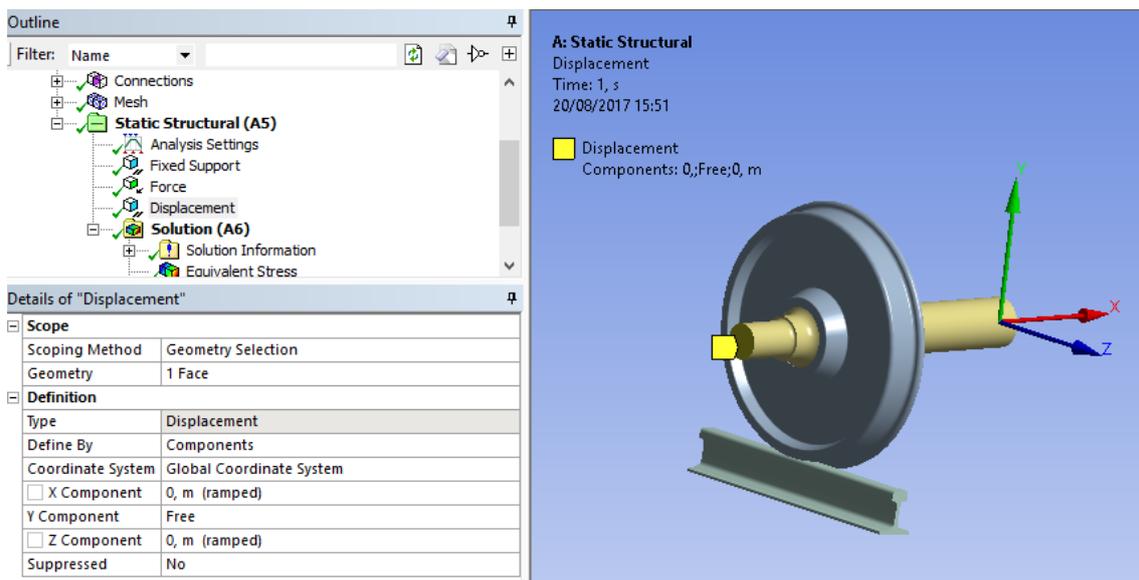


Figura 5.14. Condición de contorno de desplazamiento vertical en el eje.

Debido al proyecto llevado a cabo, la carga aplicada será de magnitud variable, siendo cambiada en cada una de las simulaciones. Además, es importante destacar que solo se debe poner la mitad de la carga de la magnitud que se quiere estudiar, pues debido a la condición de simetría esta se multiplicará por 2. En la figura 5.15 puede observarse el ensayo realizado para una carga por eje de 10 toneladas.

***INCISO**: debe tenerse en cuenta que el valor de la gravedad se ha aproximado a 10 m/s^2 , y que la fuerza se mide en Newton, por lo que el valor a introducir en el caso de 10 toneladas por eje será de:

$$F = m * a \quad (5.1)$$

$$F = \left(\frac{10000}{2}\right) \text{ Kg} * 10 \text{ m/s}^2 = 50000 \text{ N} \quad (5.2)$$

Siendo:

- F: es la fuerza a introducir en el programa.
- m: es la masa que soporta el eje (dividida entre 2 por la simetría).
- a: es la aceleración de la gravedad.

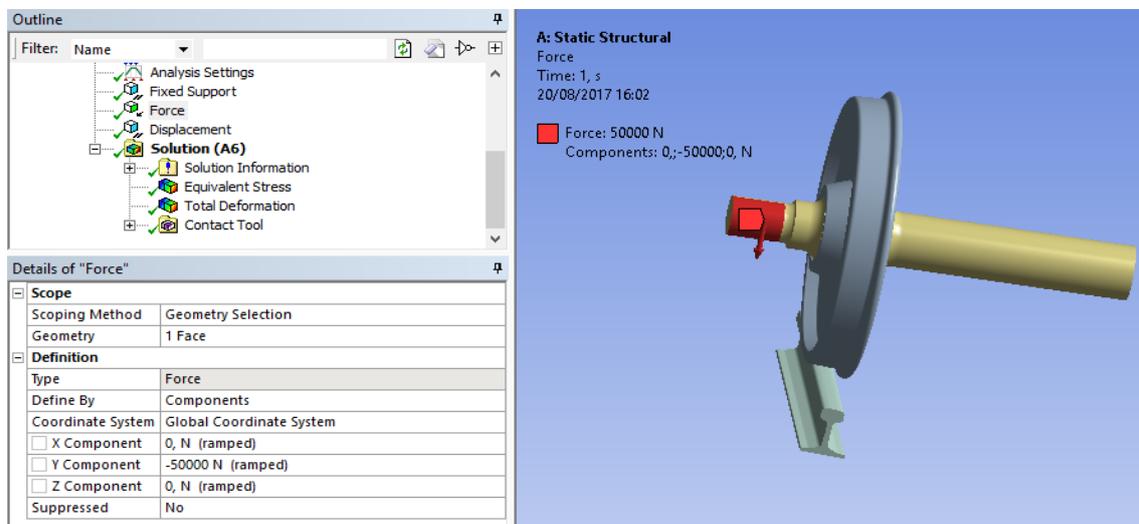


Figura 5.15. Condición de contorno de fuerza en el eje.

Por otra parte, en el caso del ensayo con rodillos los empotramientos se pondrán en el agujero central de los rodillos, y el desplazamiento vertical y la fuerza se pondrán de la misma forma. En la figura 5.16 se muestra el caso del empotramiento en los rodillos.

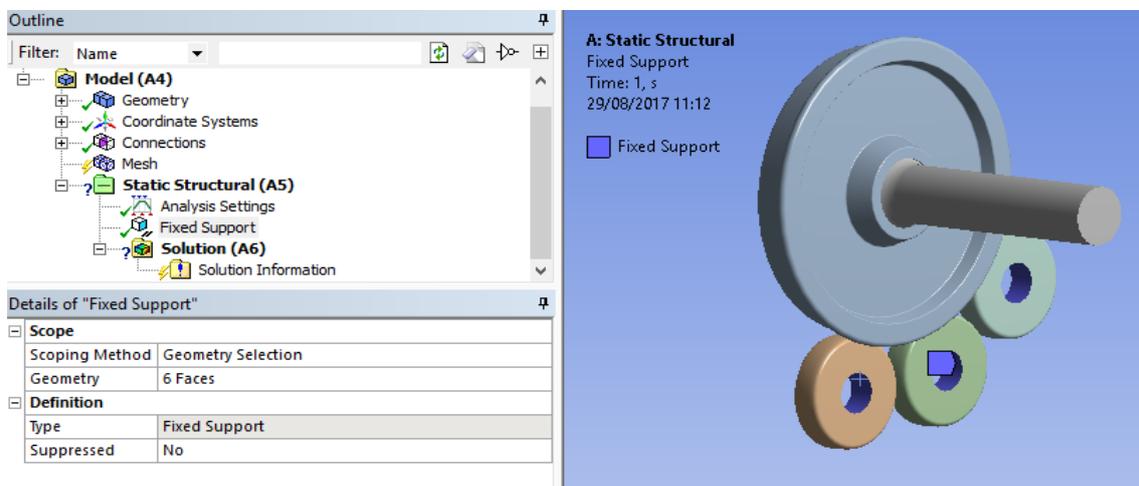


Figura 5.16. Condición de contorno de empotramiento en los rodillos.

5.10 OBTENCIÓN DE RESULTADOS

Finalmente, tras la realización de todos los pasos anteriores, será necesario indicar que clase de resultados se quieren obtener en la simulación, por lo que el menú a utilizar será el de “Solutions”. Abriendo este menú, se podrá elegir entre múltiples opciones, siendo las necesarias en este proyecto la tensión Von-Mises, el área de contacto y la presión de contacto, como se muestra en la figura 5.17, y en el caso de los rodillos, se estudiará también la deformación direccional. Por último, pulsando el botón “solve” se obtienen los resultados deseados.

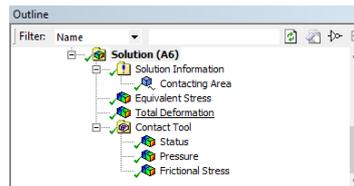


Figura 5.17. Menú de soluciones de ANSYS.

5.11 PARAMETRIZACIÓN DEL ÁNGULO DE LOS RODILLOS

Si bien es cierto que ANSYS permite la parametrización de ecuaciones, para ello sería necesaria la construcción desde cero de modelo de los rodillos, con todo el esfuerzo que esto conlleva. Para evitarlo, y aprovechando que los rodillos han sido previamente diseñados y parametrizados en PTC Creo Parametric por el grupo de investigación MAQLAB, se ha optado por realizar la variación de los ángulos en PTC Creo y, a continuación, exportar cada uno de los archivos de la forma descrita con anterioridad. Esto puede parecer un trabajo adicional, pero teniendo en cuenta el bajo conocimiento inicial del programa y la necesidad de modelar y parametrizar de nuevo algo previamente hecho, se optó por este método como opción más eficiente.

Se puede observar en la figura 5.18 la parametrización de los rodillos en PTC Creo Parametric, y para comprobar el desarrollo de la parametrización del ángulo de los rodillos, consultar el anexo C.

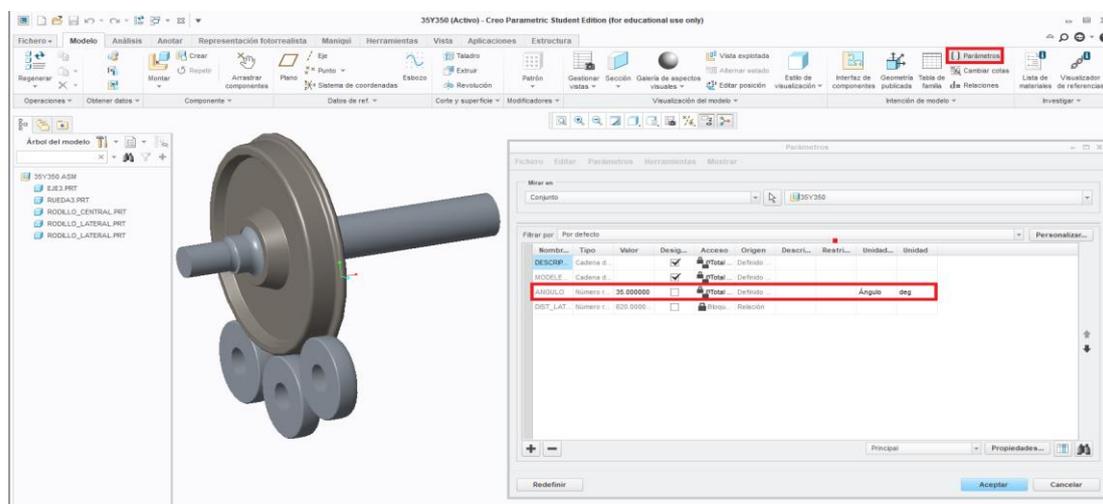


Figura 5.18. Variación de parámetros en PTC Creo Parametric.

5.12 ESTABLECIMIENTO DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL ENSAYO RUEDA-RODILLO

Debido a la falta de resultados teóricos previos con los que comparar las simulaciones realizadas en el ensayo con 3 rodillos, en primer lugar se procederá a realizar los ensayos con el modelo de 2 rodillos para obtener las características de contacto necesarias, como se observa en la figura 5.19. Una vez ajustadas, se procederá a realizar los análisis pertinentes con el modelo correcto y las características ya determinadas, y finalmente se comentarán los resultados.

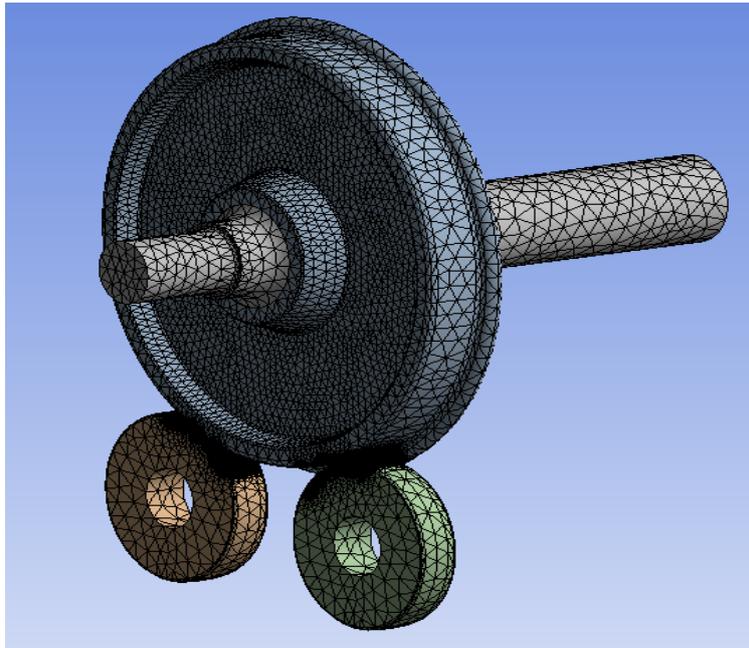
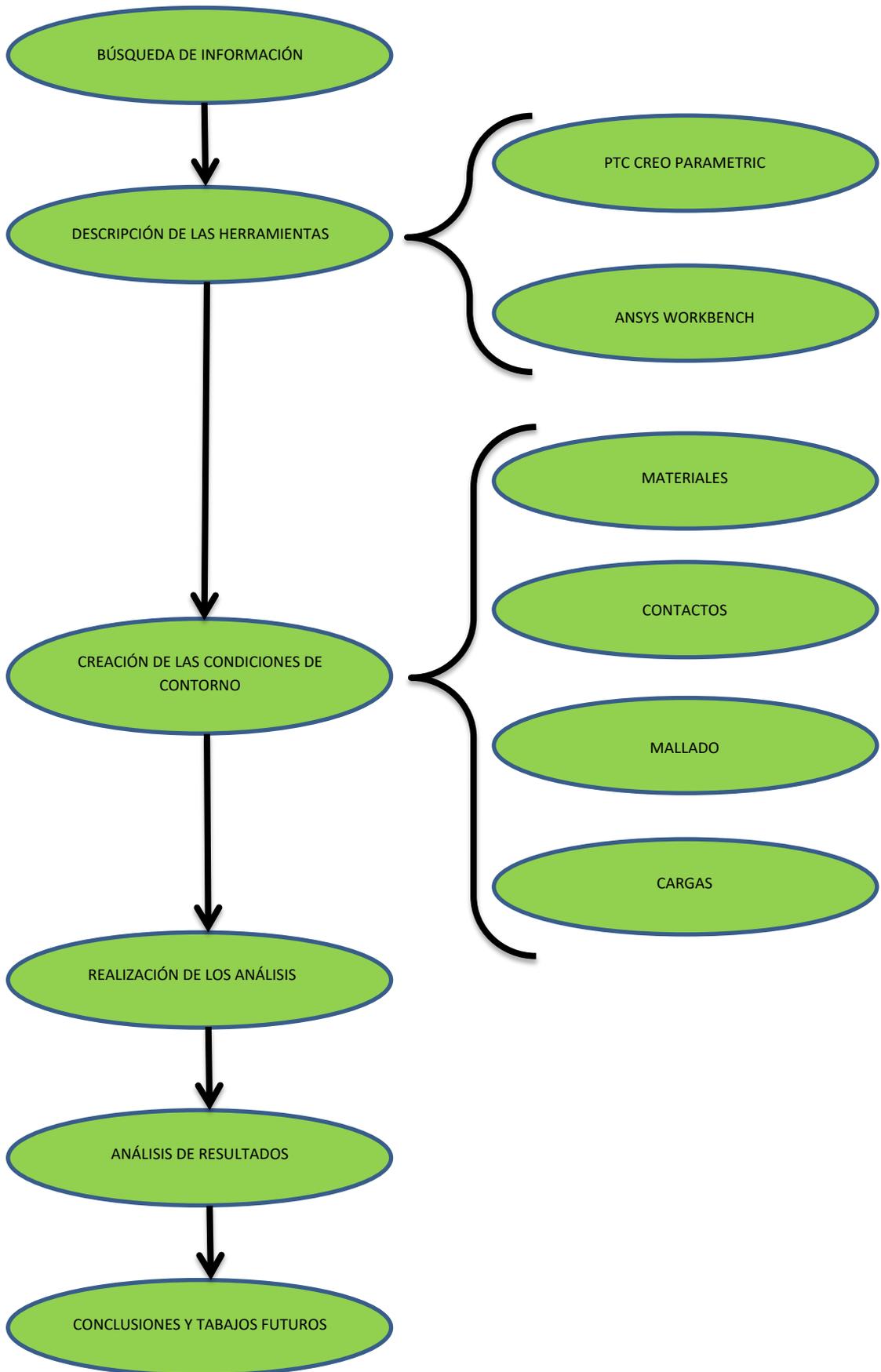


Figura 5.19. *Modelo de 2 rodillos en ANSYS.*

Para saber la tensión o la presión de contacto máxima en cada rodillo, se utilizará el botón “probe”, y se seleccionará la zona con mayor impacto en la simulación.



CAPÍTULO 6

DESARROLLO DEL PROYECTO Y RESULTADOS

6.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se va a proceder a explicar los distintos resultados obtenidos durante la realización de las simulaciones previamente descritas. Para ello, se realizará un barrido de cargas en el ensayo de contacto rueda-carril, desde 2,5 hasta 25 toneladas, pues este es el rango de cargas que suele transportar un ferrocarril. En segundo lugar, se realizará un ensayo similar con el modelo rueda-rodillos, manteniendo una carga constante de 10 toneladas y variando el ángulo entre los rodillos laterales.

Los resultados obtenidos se expondrán en forma de imágenes, de modo que se pueda interpretar si tienen sentido. Además, se compararán con ensayos teóricos previos basados en la Teoría de Hertz y realizados por el grupo de investigación MAQLAB de la Universidad Carlos III de Madrid, existiendo un modelo matemático implementado en MATLAB, y otro en PTC Creo Parametric por María Llompert Asorey y Sandra Poncio González [27] y [28]. Estos resultados solo se encuentran para el modelo rueda-carril, resultando orientativos, mientras que para el modelo rueda-3-rodillos no existen resultados con los que comparar.

En las tablas 6.1 y 6.2 se muestran los resultados, explicándose en ellas de forma clara la carga, el área de contacto, la presión máxima y, para el caso del trabajo en PTC, la tensión en Von-Mises, pues con Hertz no se puede calcular tensiones.

Carga por eje(T)	Presión (MPa)	Área de contacto (mm^2)
2,5	605,23	30,95
5	762,54	49,13
7,5	872,89	64,37
10	960,74	77,98
12,5	1034,9	90,49
15	1099,8	102,19
17,5	1157,8	113,25
20	1210,5	123,80
22,5	1258,9	133,91
25	1303,9	143,65

Tabla 6.1. Teoría de Hertz para la variación de cargas en el ensayo rueda-raíl.

Carga por eje (T)	Presión (MPa)	Área de contacto (mm^2)	Tensión máxima (MPa)
2,5	699,19	30,10	382,1
5	836,45	48,97	476,6
7,5	879,13	65,42	551,2
10	975,45	80,12	613,6
12,5	1051,38	93,16	660,2
15	1120,03	105,03	706,4
17,5	1176,66	116,55	745,8
20	1230,43	127,57	779,9
22,5	1278,93	138,10	808,5
25	1324,34	148,45	833,7

Tabla 6.2. Simulaciones en PTC Creo para la variación de cargas en el ensayo rueda-raíl.

6.2 VARIACIÓN DE LAS CARGAS EN EL EJE

Como se ha explicado en apartados anteriores, para el estudio de la huella rueda-raíl se va a emplear un barrido de cargas verticales en el eje. Para ello, una vez realizados los pasos descritos, se procedo a ir variando las cargas y a analizar los resultados. En este caso se van a mostrar exclusivamente los resultados obtenidos para una carga de 12,5 toneladas por eje, pues es el punto medio entre la carga máxima y mínima de estudio, pudiendo observarse el resto de resultados en el anexo A. En las figuras 6.1 y 6.2 se muestran la zona de efecto de la tensión y la presión, haciéndose un mayor zoom en las figuras posteriores.

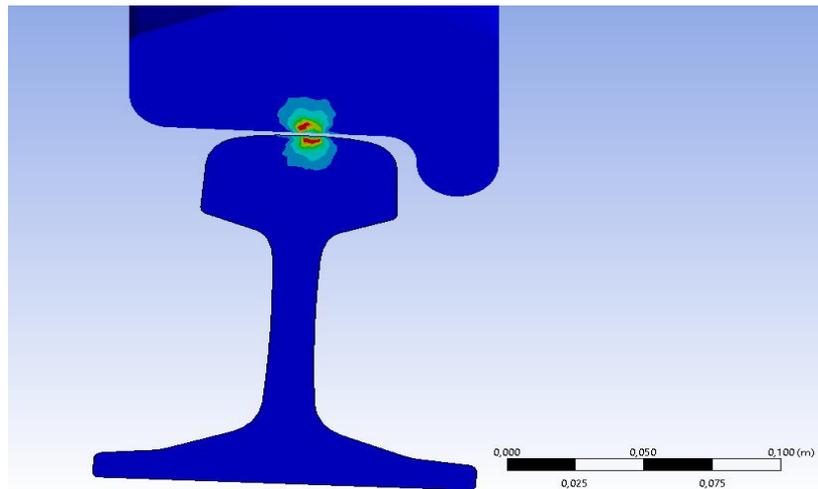


Figura 6.1. Zona de tensión en el contacto.

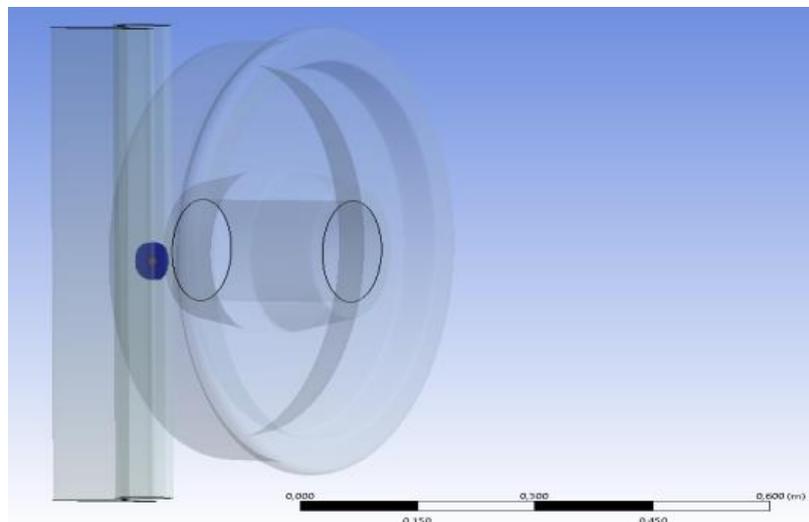


Figura 6.2. Zona de presión en el contacto.

En primer lugar, se muestra gráficamente la distribución de tensiones en la zona de contacto, figura 6.3, siendo el valor máximo de 658,99 MPa.

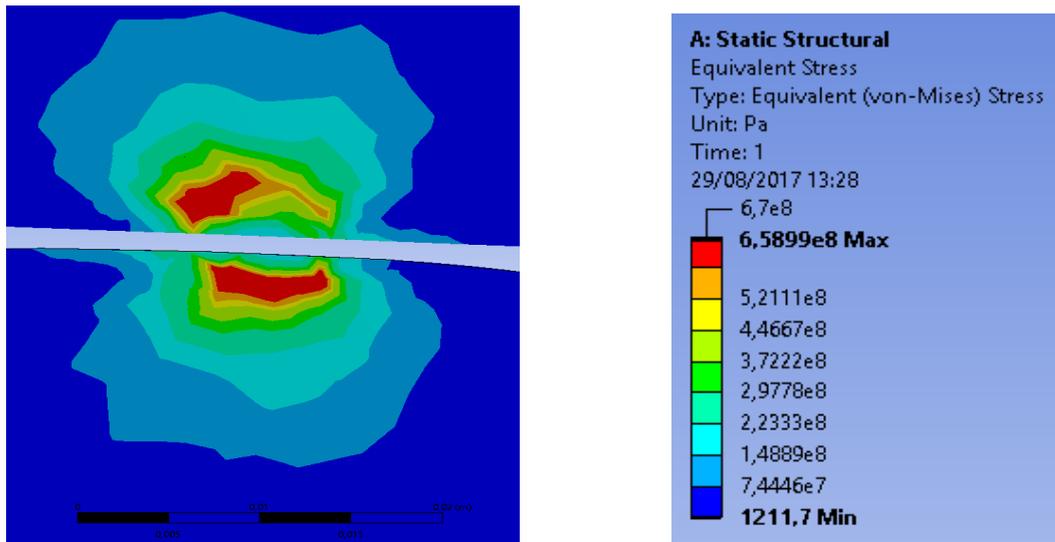


Figura 6.3. Distribución de tensión para 12,5 T.

A continuación, en la figura 6.4 se puede observar la presión en la zona de contacto del conjunto rueda-raíl. Es de destacar que al igual que en la Teoría de Hertz, la huella presenta una forma elíptica, observándose que la presión resulta mayor en la zona central de la elipse, disminuyendo conforme aumenta la distancia con el centro pero manteniendo esa forma elipsoidal. Para el análisis de 12,5 T, el valor máximo de la presión es de 1046,3 Mpa.

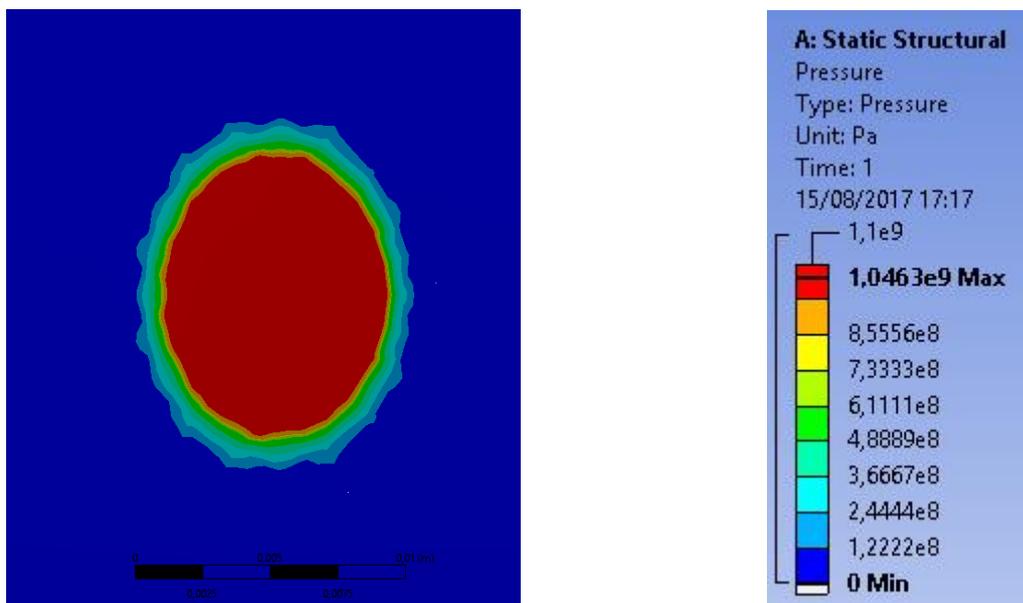


Figura 6.4. Distribución de presión para 12,5 T.

Por último, el área de contacto, de valor $93,36 \text{ mm}^2$, es la última parte del análisis a estudiar. En la figura 6.4 puede observarse la forma elipsoidal de contacto, y en la figura 6.5 la evolución del área de contacto con el tiempo para la carga estimada.

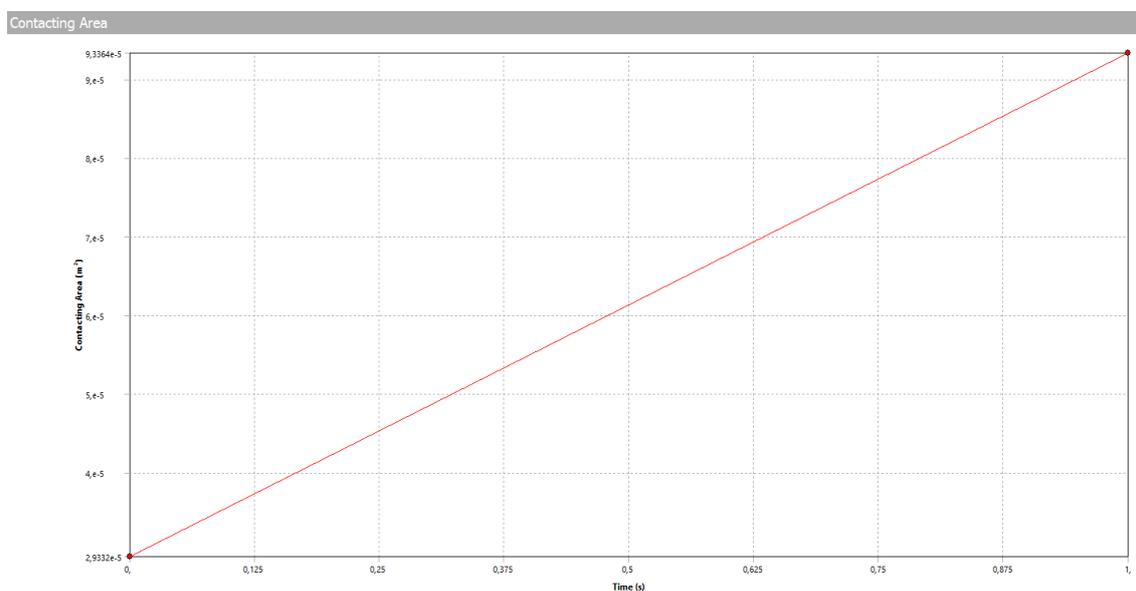


Figura 6.5. Evolución del área de contacto con el tiempo para 12,5 T.

A continuación, en la tabla 6.3 se muestran los resultados obtenidos para los análisis de las distintas cargas.

Carga por eje (T)	Presión (MPa)	Área de contacto (mm ²)	Tensión máxima (MPa)
2,5	594,7	29,85	305,73
5	773,5	50	430,08
7,5	878,67	66,2	540,71
10	959,54	82,9	609,3
12,5	1046,3	93,3	658,9
15	1139,1	104,6	703,42
17,5	1172,4	112,22	675,6
20	1214,3	122,8	782,6
22,5	1276,2	135,5	821,91
25	1334,4	143,54	854,48

Tabla 6.3. Resultados obtenidos en la simulación en ANSYS para el contacto rueda-raíl.

Los resultados obtenidos pueden observarse en las gráficas de las figuras 6.6, 6.7 y 6.8 donde se comparan la tensión de Von Mises, la presión y el área de contacto con la carga aplicada respectivamente. Los resultados obtenidos a partir de las simulaciones de ANSYS, de color azul, se muestran en comparación con los obtenidos a partir de la Teoría de Hertz, de color verde, y los obtenidos en PTC Creo, en color rojo.

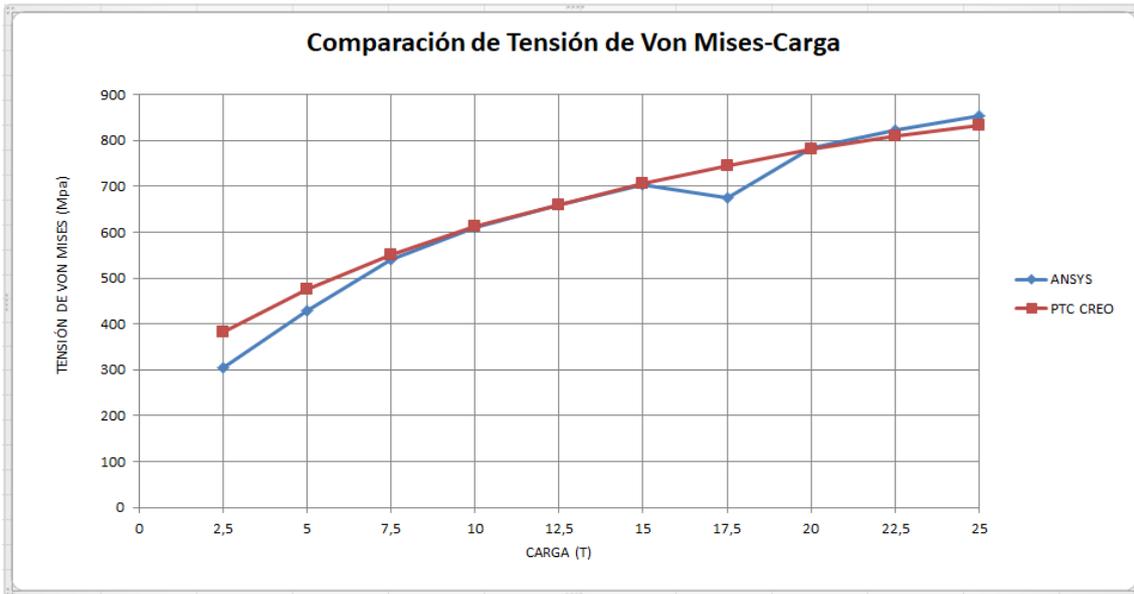


Figura 6.6. Gráfica de la Tensión de Von Mises-Carga para la variación de cargas en el eje.

En esta gráfica se puede observar que la tensión existente en la zona de contacto aumenta de forma proporcional a la carga, siguiendo una expresión polinómica de orden 2. Cabe mencionar que si bien la mayoría de los resultados obtenidos con las simulaciones de ANSYS se ajustan con bastante precisión a los obtenidos en PTC Creo, existen ciertas variaciones tanto al principio como con 17,5 T, lo que puede deberse a la forma de mallado, que en estas situaciones no se ajusta de forma perfecta.

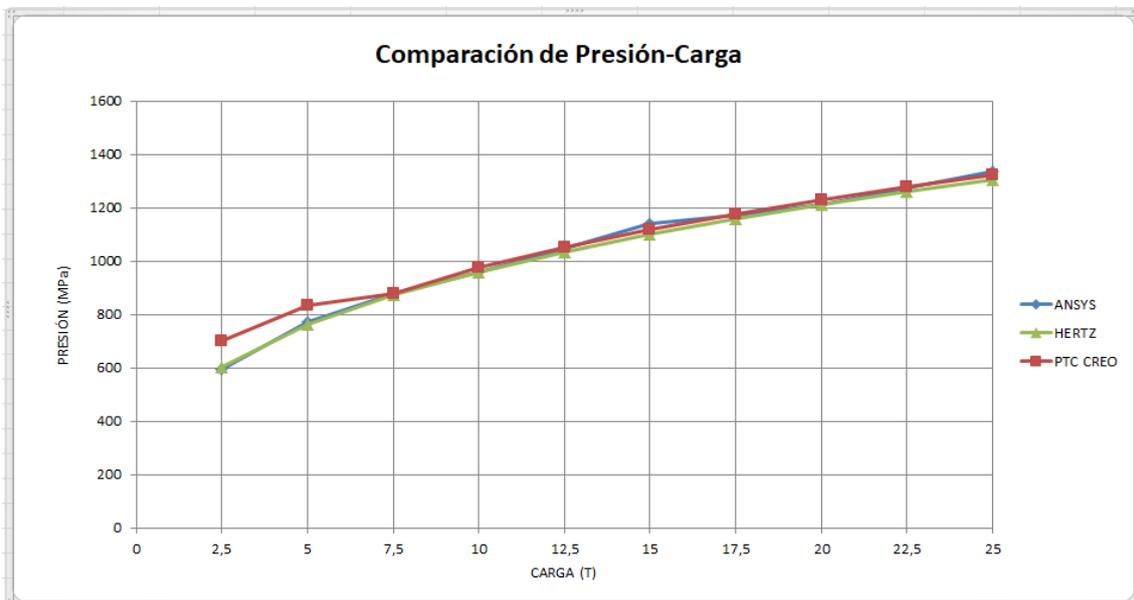


Figura 6.7. Gráfica de la Presión-Carga para la variación de cargas en el eje.

De la misma forma, al comparar los resultados obtenidos mediante las simulaciones de ANSYS con los resultados previos obtenidos a partir de las simulaciones en PTC Creo y con los resultados teóricos de la Teoría de Hertz se observa que todos los resultados presentan la misma tendencia, pudiendo considerarse válidos.

Finalmente, en cuanto a las áreas de contacto se refiere, el modelo también se ajusta casi a la perfección a los resultados teóricos previos, siguiendo una evolución creciente y pudiendo considerarse correctos, como se muestra en la figura 6.8.

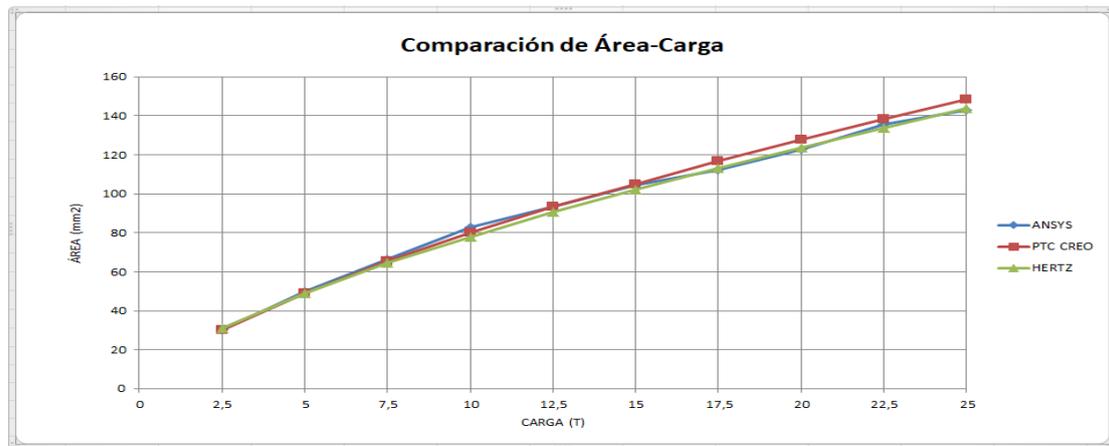


Figura 6.8. Gráfica del Área-Carga para la variación de cargas en el eje.

6.3 VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE LOS RODILLOS Y CARGA VERTICAL DE 10 T

En este punto se va a proceder a variar la distancia (en forma de ángulo con la vertical) entre los rodillos aplicando una carga constante de 10 T. Para ello, se van a mostrar los resultados obtenidos para un ángulo de 35° y un diámetro de rodillos de 350mm. Es importante el hecho de que no se disponen de datos previos para comparar con este modelo, por lo que solamente se evaluarán si los resultados son coherentes. Además, en este ensayo se expondrá también un gráfico como los anteriores con la deformación direccional en la rueda para observar la distribución de la carga y si la rueda hace o no contacto en los rodillos, así como si este contacto es igual en dichos rodillos.

En las figura 6.9 se muestra el conjunto rueda-rodillos con los diámetros y el ángulo mencionados anteriormente. Además, se llamará rodillo 1 al rodillo central, rodillo 2 al rodillo lateral derecho y rodillo 3 al rodillo lateral izquierdo.

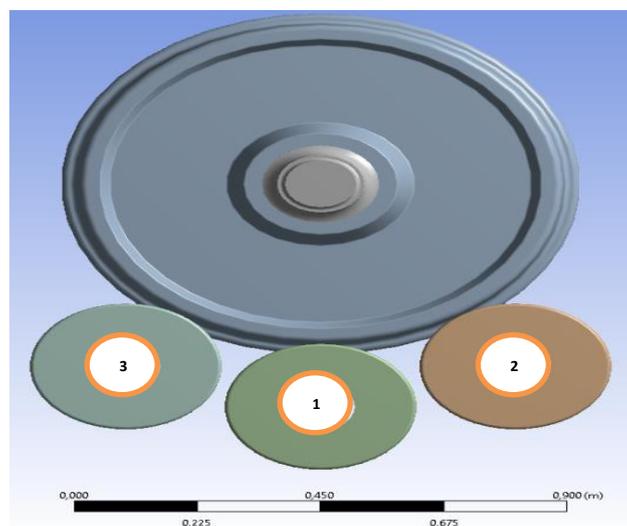


Figura 6.9. Modelo rueda-3-rodillos.

En primer lugar, se muestra gráficamente la distribución de tensiones en las zonas de contacto, figura 6.10, siendo el valor máximo de 1160,3 MPa.

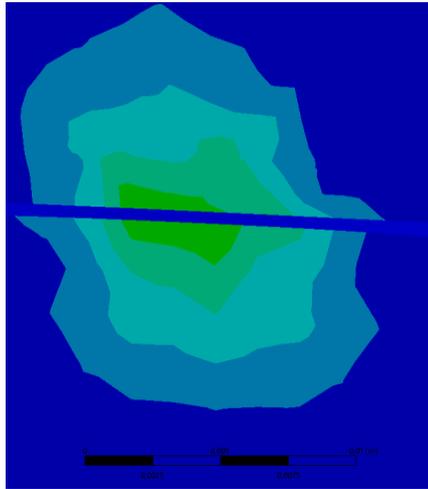


Figura 6.10. Tensión en el rodillo 1.

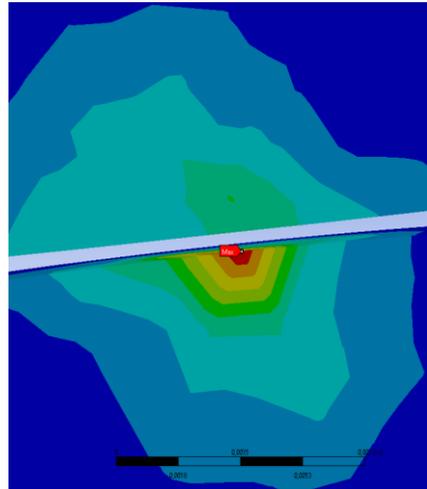


Figura 6.11. Tensión en el rodillo 2.

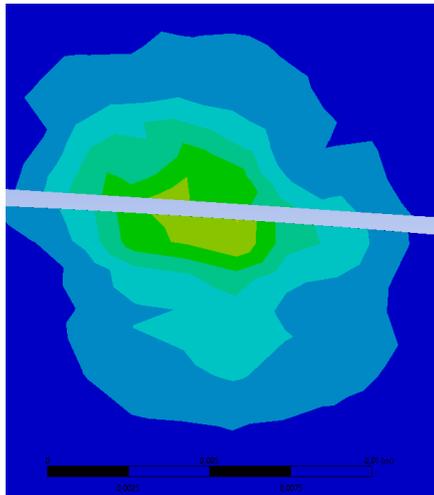


Figura 6.12. Tensión en el rodillo 3.

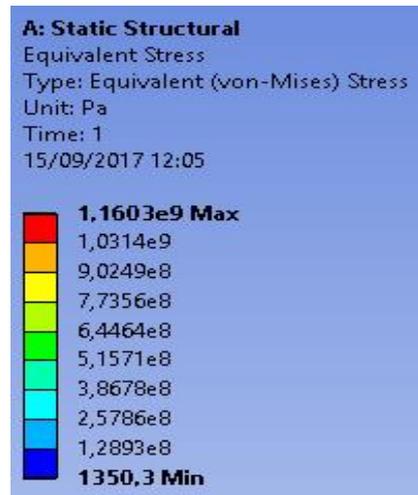


Figura 6.13. Leyenda de tensiones.

Como se observa en las imágenes previas, la tensión máxima se alcanza en el rodillo 2, es decir, en el de la derecha, por lo que es lógico pensar que la rueda se encuentra más apoyada en este lugar. Para comprobarlo, se analiza la deformación direccional de la cara principal de la rueda, como se observa en la figura 6.14.

En la figura 6.14, si bien la deformación está distribuida de forma parcialmente uniforme, se observa que la carga se encuentra ligeramente desplazada hacia la derecha, motivo por el cual la rueda se apoya más en el rodillo 2.

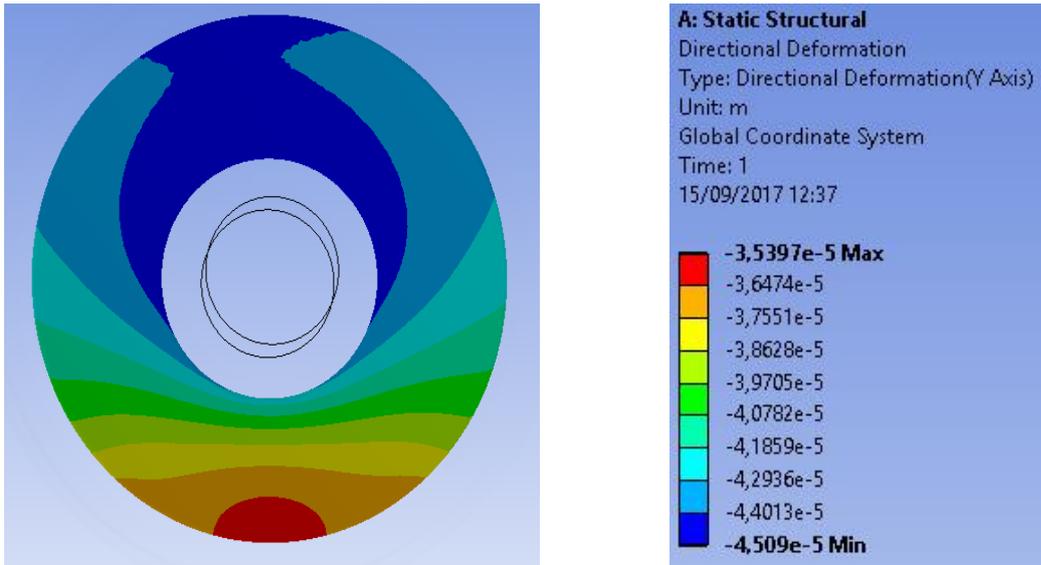


Figura 6.14. Deformación direccional de la rueda.

A continuación, en las figuras 6.15, 6.16 y 6.17 se puede observar la presión en las zonas de contacto del conjunto rueda-rodillos. Igual que en el caso anterior, las huellas siguen presentando forma prácticamente elíptica, observándose que la presión resulta mayor en la zona central de las elipses, disminuyendo conforme aumenta la distancia con el centro pero manteniendo esa forma elipsoidal.

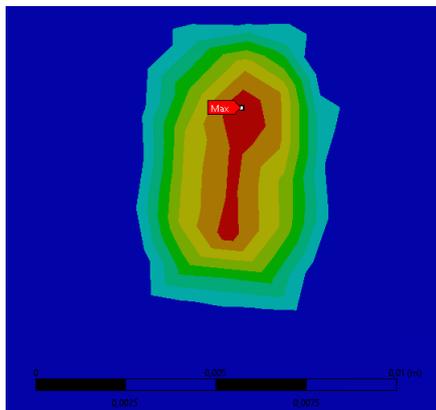


Figura 6.15. Presión en el rodillo 1.

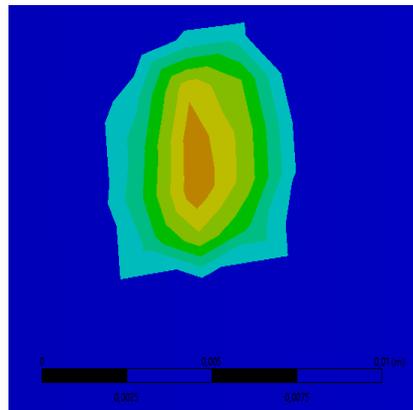


Figura 6.16. Presión en el rodillo 2.

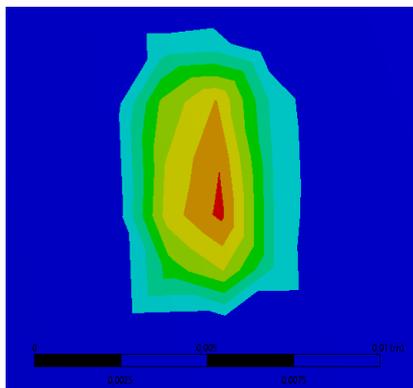


Figura 6.17. Presión en el rodillo 3.

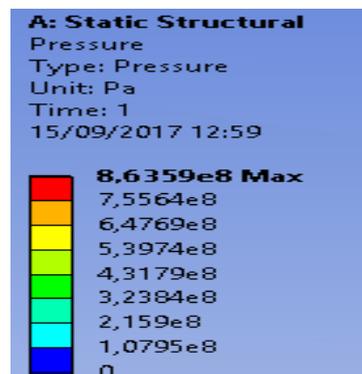


Figura 6.18. Leyenda de presiones.

Por último, las áreas de contacto, de valores 26,29; 17,20 y 17,21 mm^2 respectivamente, son la última parte del análisis a estudiar. En la figuras 6.19, 6.20 y 6.21 se puede observar la evolución del área de contacto con el tiempo.

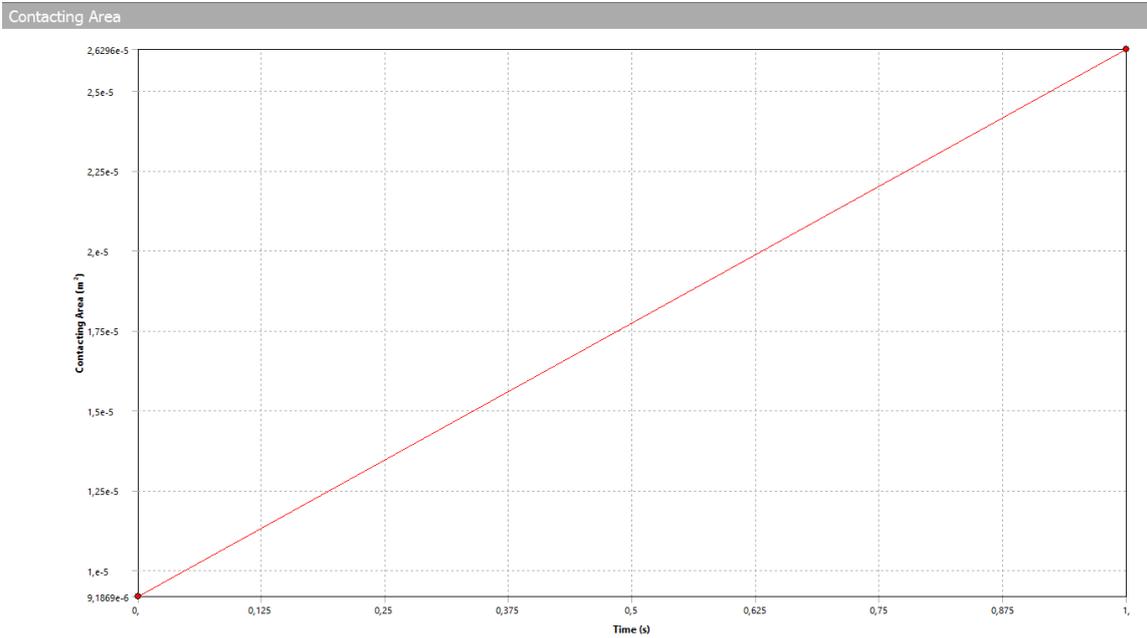


Figura 6.19. Evolución del área de contacto con el tiempo en el rodillo 1.

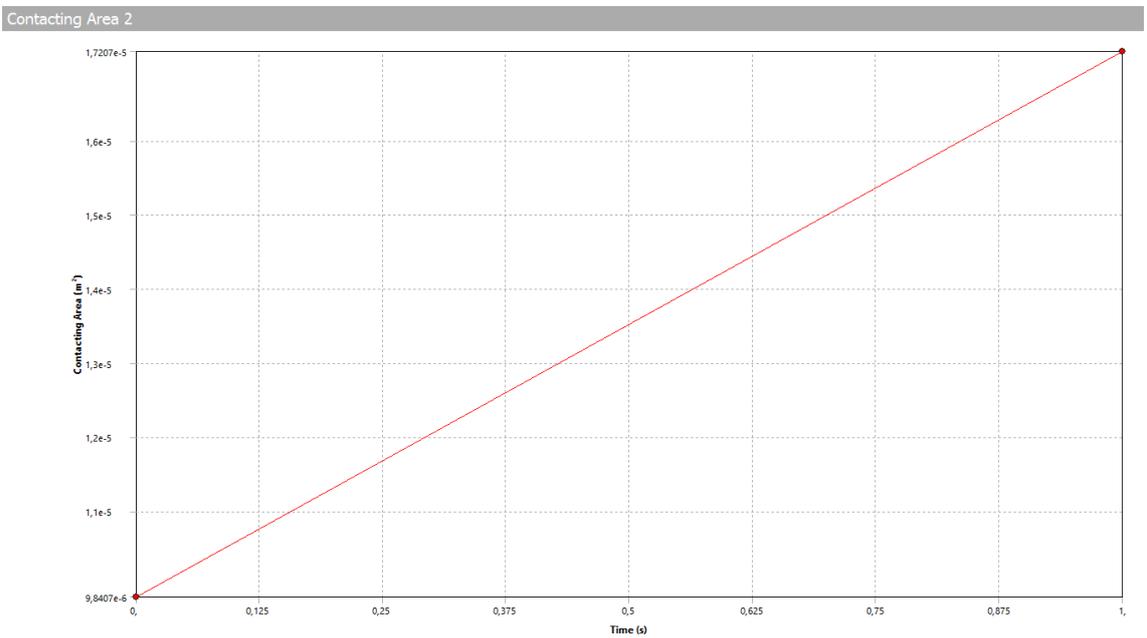


Figura 6.20. Evolución del área de contacto con el tiempo en el rodillo 2.

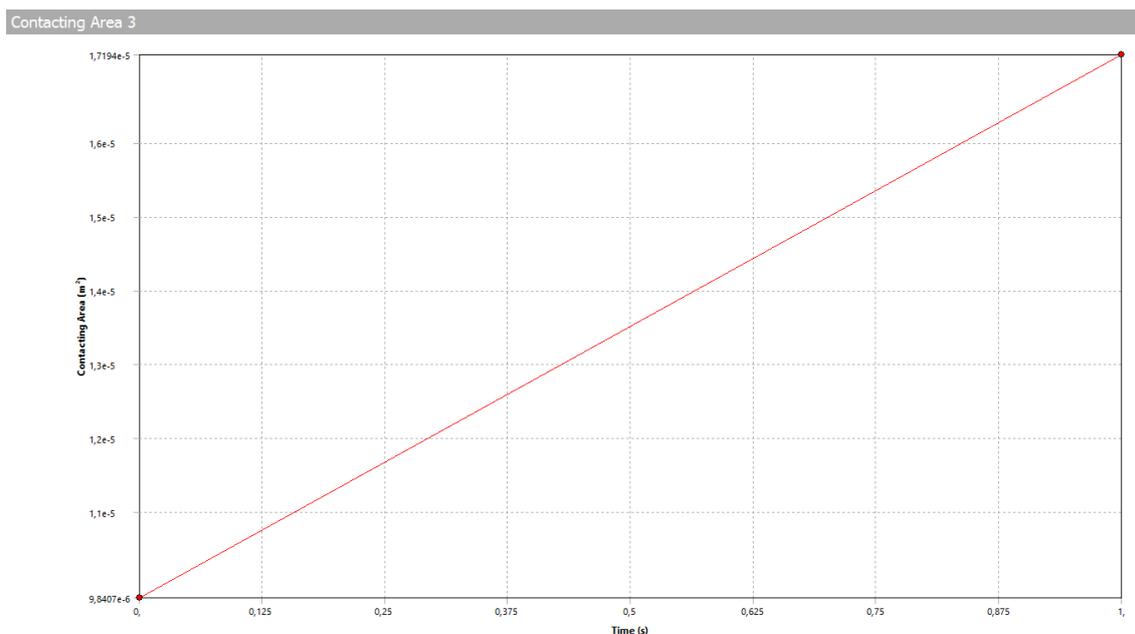


Figura 6.21. Evolución del área de contacto con el tiempo en el rodillo 3.

Es importante destacar el hecho de que a pesar de estos resultados, en posteriores simulaciones con distintos ángulos no tienen por qué coincidir las zonas de mayor tensión o presión, del mismo modo que las áreas pueden variar de forma imprevisible, tal y como se mostrará en gráficas posteriores.

A continuación, en la tabla 6.6 se muestran los resultados obtenidos para los análisis de los distintos ángulos.

Ángulo (°)	Rodillo 1			Rodillo 2			Rodillo 3		
	Tensión (MPa)	Presión (MPa)	Area mm ²	Tensión (MPa)	Presión (MPa)	Area mm ²	Tensión (MPa)	Presión (MPa)	Area mm ²
35	630,2	863,6	26,29	1160,3	780,46	17,21	860,6	740,5	17,20
40	810,6	916,9	28,95	810,8	708,5	21,85	811,79	731,6	22,16
45	685,2	993,2	27,8	835,9	665,9	21,05	644,7	847,2	22,15
50	708,2	766,45	26,9	876,3	793	19,17	931,81	758,79	21,07

Tabla 6.4. Tensión, presión y área en función del ángulo para el ensayo de rodillos.

De la misma forma, en la tabla 6.7 se muestra la deformación direccional máxima de la cara principal de la rueda en función del ángulo.

Ángulo (°)	Deformación direccional máxima (µm)
35	35,39
40	38,59
45	37,94
50	36,64

Tabla 6.5. Deformación direccional máxima en función del ángulo para el ensayo de rodillos.

Los resultados obtenidos pueden observarse en las gráficas de las figuras 6.22-6.27, donde se comparan la tensión de Von Mises, la presión y el área de contacto en cada rodillo con el ángulo. Los resultados obtenidos se muestran en función del rodillo correspondiente, siendo azul el primero, rojo el segundo y verde el tercero al comparar los 3 rodillos.

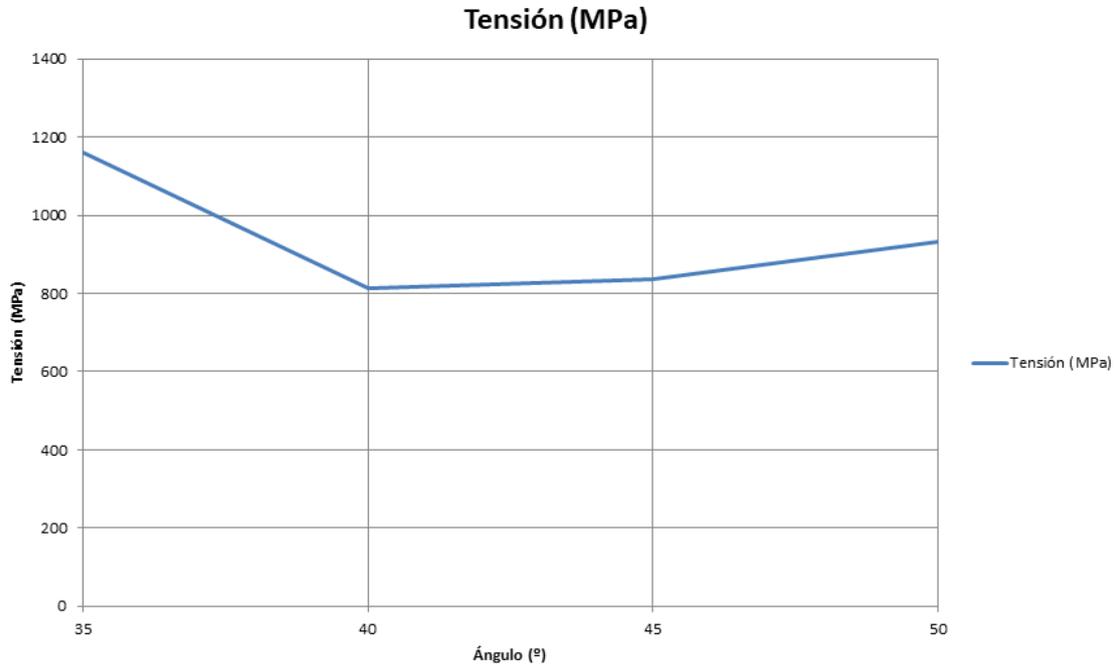


Figura 6.22. Evolución de la tensión total máxima en función del ángulo.

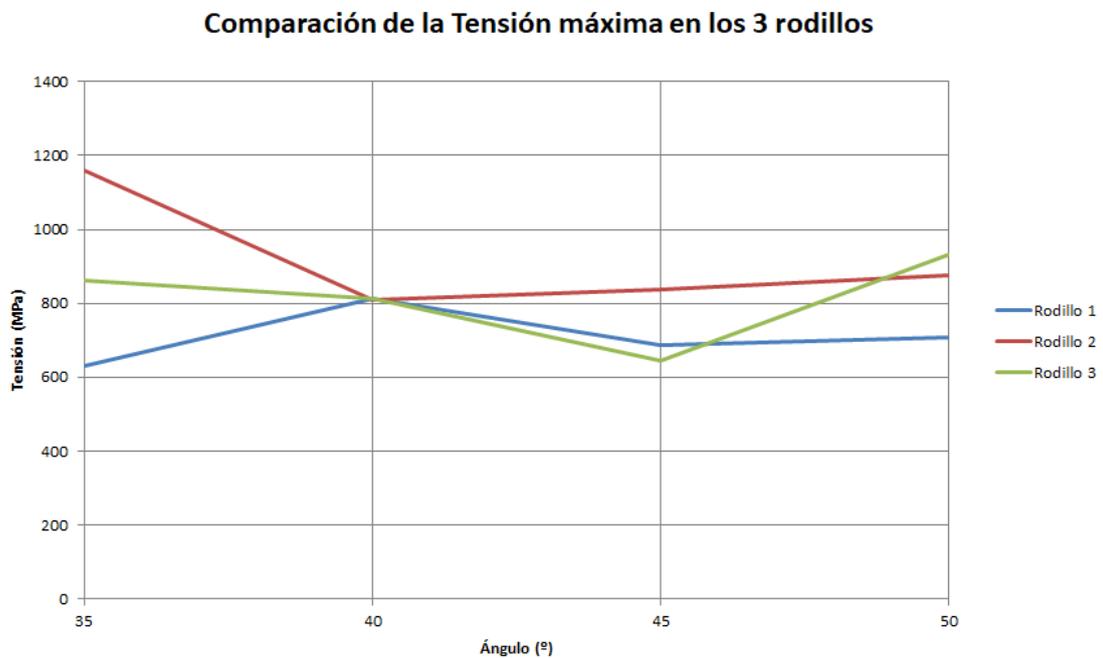


Figura 6.23. Comparación de la tensión máxima en los 3 rodillos en función del ángulo.

Como se observa en la figura 6.22, la tensión máxima presenta una tendencia irregular, alcanzando su mayor punto en 35º y luego disminuyendo abruptamente para ir aumentando progresivamente. Por su parte, realizando un análisis más en profundidad con la figura 6.23, se observa que esto se debe a que la tensión máxima no se localiza siempre en el mismo rodillo, variando continuamente el punto de apoyo máximo.

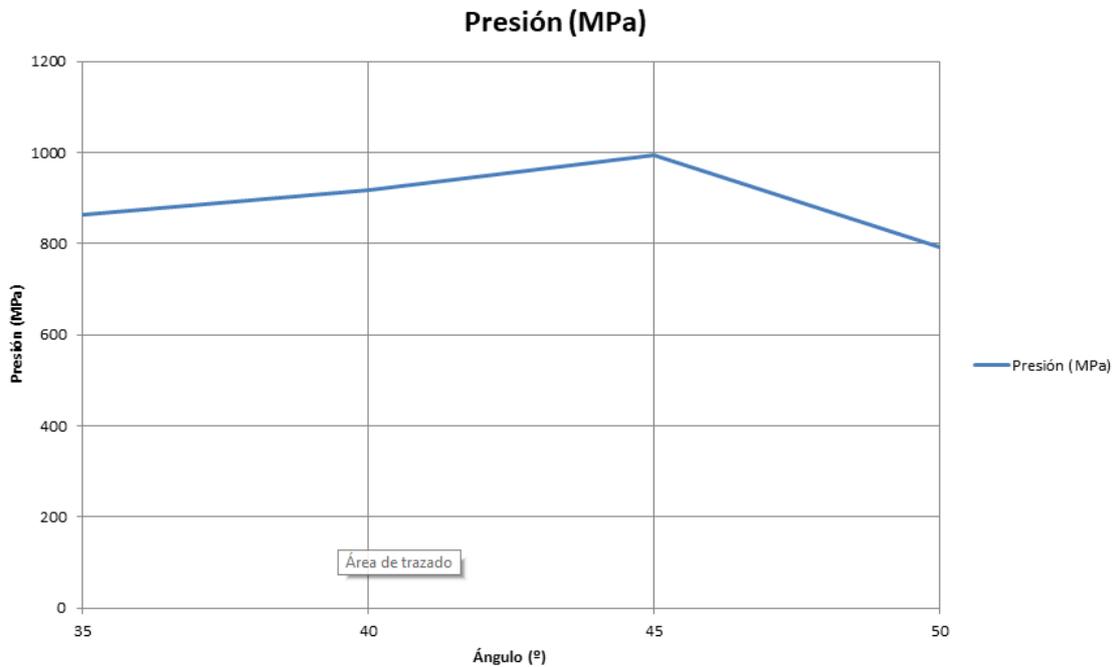


Figura 6.24. Evolución de la presión máxima en función del ángulo.

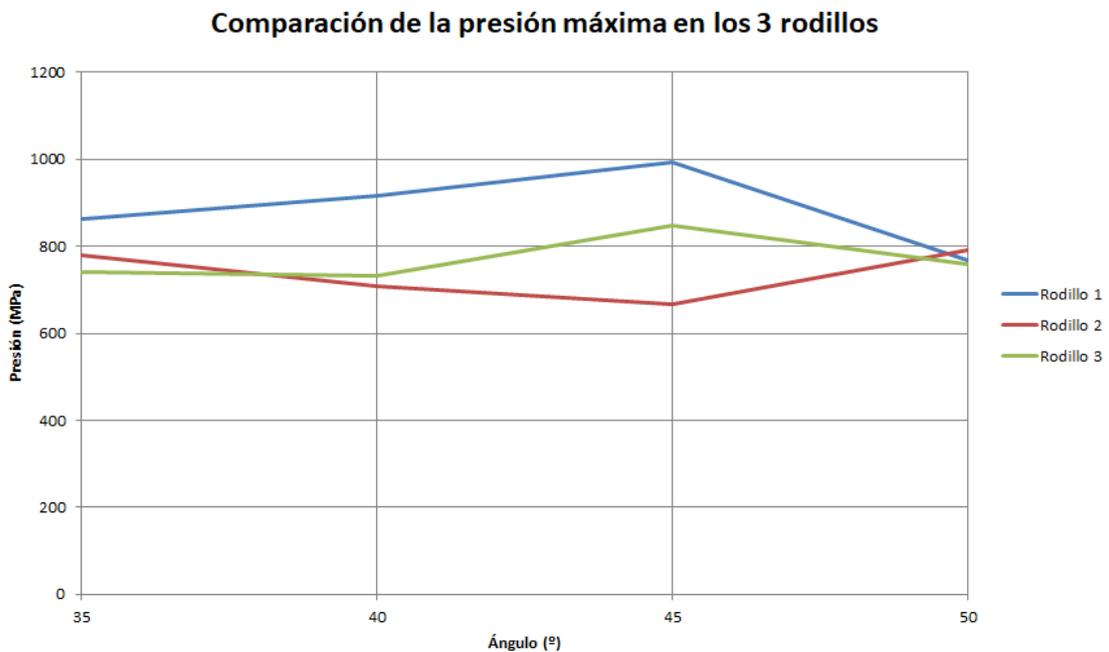


Figura 6.25. Comparación de la presión máxima de los 3 rodillos en función del ángulo.

De la misma forma que en el caso anterior, la presión no presenta uniformidad, aumentando progresivamente hasta los 45° y disminuyendo de forma inmediata en los 50°. Sin embargo, en este caso se observa que la presión siempre es mayor en el rodillo central, por lo que en principio es la zona de mayor contacto. También resulta lógico pensar que a medida que aumenta el ángulo, mayor será el contacto con el rodillo central, si bien este descenso puede deberse a que la rueda queda más sujeta a los rodillos laterales, no apoyándose tanto en el central.

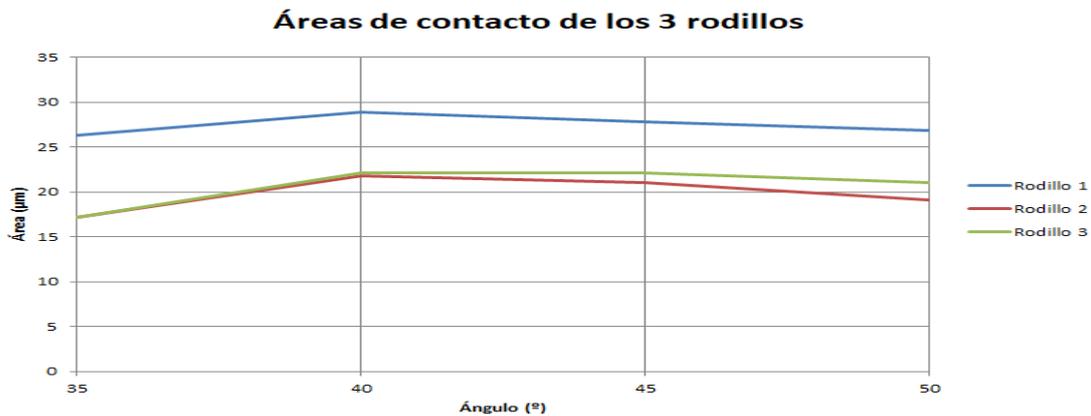


Figura 6.26. Comparación del área de contacto máxima de los 3 rodillos en función del ángulo.

En el caso de las áreas, los resultados si son coherentes debido a que la zona de mayor contacto siempre resulta ser el rodillo central, que es donde en principio se apoya con más fuerza la rueda, como se observa en la figura 6.26. Sin embargo, el hecho de que la zona de contacto disminuya al aumentar el ángulo no es lógico, puesto que se supone que cuanto más abiertos están los rodillos, mayor debería ser su zona de contacto con el rodillo central.

Finalmente, en el caso de la deformación direccional, esta resulta ser bastante uniforme, por lo que el resultado puede considerarse válido.

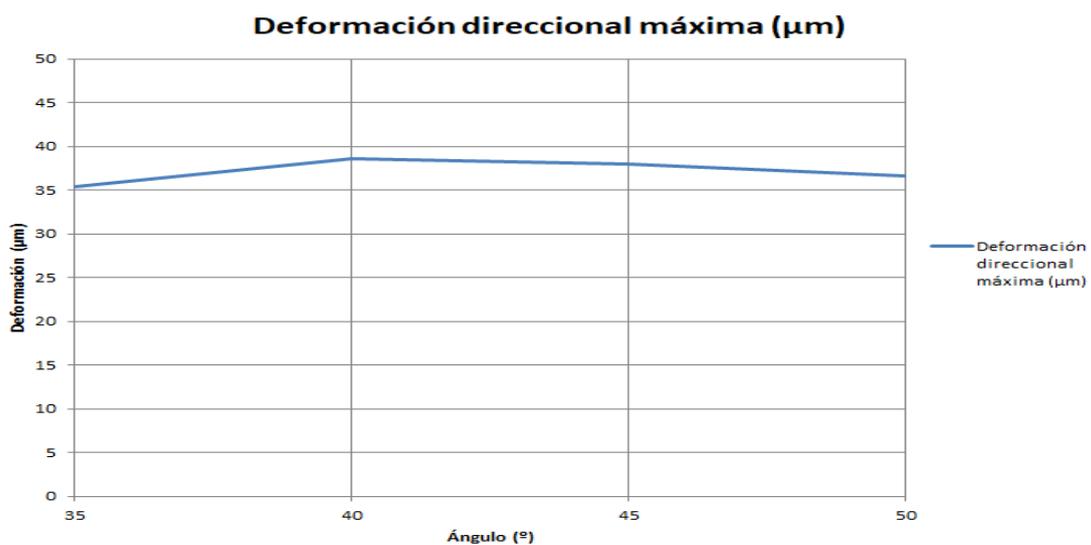


Figura 6.27. Deformación direccional máxima en función del ángulo.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

7.1 CONCLUSIONES

Tras la realización del proyecto, se puede concluir que se han alcanzado exitosamente los objetivos propuesto en el inicio del mismo, cumpliéndose el objetivo principal:

“El estudio de modelos de elementos finitos que permitan conocer los efectos del contacto existente en el conjunto rueda-raíl en ferrocarriles, y rueda-rodillos en bancos de ensayo”.

Además del objetivo principal, es conveniente destacar las siguientes conclusiones:

- Se ha creado un modelo de análisis que permite simular de forma realista los contactos rueda-raíl y rueda-rodillos, utilizando para ello los modelos creados en el seno del grupo de investigación MAQLAB de la Universidad Carlos III de Madrid, y haciendo uso de la normativa para ferrocarriles correspondiente.
- Se proponen satisfactoriamente modelos de elementos finitos en ANSYS, simulando adecuadamente los contactos rueda-raíl y rueda-rodillo.
- Se ha realizado el mallado en profundidad para los modelos descritos. Para ello, se ha utilizado la condición de simetría, con el objetivo de conseguir un mallado más específico en las zonas de contacto, obteniéndose un rendimiento del programa más óptimo y unos resultados más exactos.
- Se han establecido las condiciones de contorno que más se asemejan a la realidad, teniendo en cuenta que los análisis realizados son estáticos, y que el único desplazamiento permitido es el vertical.
- En el ensayo rueda-raíl, las simulaciones realizadas varían crecientemente desde un bogie totalmente descargado hasta que se encuentra cargado en su totalidad.
- En el conjunto rueda-rodillos, se han establecido condiciones de ensayo realistas, presentes en las empresas dedicadas a este sector, analizándose los resultados al variar el ángulo entre los rodillos.
- Se ha comprobado y verificado satisfactoriamente que el contacto tiene forma de elipse, tal y como define la Teoría de Hertz.
- Los resultados obtenidos se han analizado y comentado. Además, se han realizado gráficas de los parámetros a estudiar, tales como tensión de contacto, presión de contacto, área de contacto y deformación direccional.
- Los resultados obtenidos de los dos modelos son coherentes respecto a la Teoría de Hertz, especialmente en el caso más real, es decir, el del contacto rueda-raíl.

7.2 TRABAJOS FUTUROS

Finalmente, se proponen una serie de ideas que permitirán continuar con la investigación realizada y profundizar en el estudio del contacto rueda-raíl y rueda-rodillos para tratar de comprender mejor como funciona este fenómeno en el sector ferroviario.

- En el caso del modelo de los rodillos, se propone realizar el mismo análisis de forma analítica en MATLAB utilizando las condiciones correspondientes al ensayo rueda-3-rodillos, y comparar los resultados de ambos proyectos.
- Para obtener resultados más precisos, aumentar la precisión de la malla, bien realizando un mallado más fino utilizando un programa más especializado, o bien analizando exclusivamente las zonas de contacto, para lo que sería necesario cambiar las condiciones de contorno.
- En ensayo de rodillos, variar los radios además del ángulo entre los rodillos y, una vez analizado esto, realizar un barrido de cargas.
- Para conocer el verdadero funcionamiento de estas zonas de contacto, establecer otros parámetros más significativos como pueden ser coeficientes de rozamiento o materiales elasto-plásticos.
- Implementar modelos de contacto dinámicos que permitan estudiar la situación del modelo rueda-raíl en movimiento.
- Al implementar modelos dinámicos, tener en cuenta posibles problemas como el movimiento en curva o movimiento de lazo, y simularlo para obtener diferentes soluciones.

CAPÍTULO 8

ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO

8.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se va a proceder a explicar la planificación llevada a cabo durante la realización del proyecto. Inicialmente, se detallará el tiempo estimado en cada una de las tareas realizadas, desde el inicio del proyecto y búsqueda de la información hasta la obtención de resultados, incluyendo todo el proceso de aprendizaje de los programas y las simulaciones realizadas, y esto se graficará mediante un diagrama de Gantt.

A continuación, se realizará el presupuesto objetivo del material utilizado, desglosándose el coste operativo de cada elemento utilizado en función de su tiempo de uso, y sumándose al final todos los resultados para obtener el coste total del proyecto.

Por último, se estudiará el impacto socio-económico del proyecto en cuestión, así como sus posibles repercusiones en el aspecto social y tecnológico, en concreto se detallarán las consecuencias que podría tener la aplicación de esta investigación al sector ferroviario.

8.2 PLANIFICACIÓN

En cuanto a la planificación se refiere, la duración total del proyecto ha sido de 5 meses, desde Abril hasta Septiembre de 2017, siendo la primera parte del tiempo empleada en la obtención de información y familiarización con los programas PTC Creo Parametric y ANSYS, y los meses de verano para la realización de las simulaciones y obtención de resultados. Finalmente, el último mes y medio ha sido utilizado para la realización de la memoria. Los puntos en los que se ha organizado el proyecto son los siguientes:

- Planteamiento del trabajo y obtención de información -2 semanas-

Durante este periodo, el objetivo consistió en determinar el alcance del trabajo y las herramientas que se van a emplear. Además, se buscó información relacionado con la zona de contacto y las condiciones de contorno.

- Familiarización con los programas de PTC Creo Parametric y ANSYS -3 semanas-

Si bien los conocimientos sobre PTC Creo Parametric han sido suficientes para poder realizar la aportación necesaria con el programa, el caso de ANSYS ha resultado ser todo lo contrario, pues es un programa que nunca había empleado con anterioridad. En este periodo no solo se incluye la familiarización con el programa, sino también la búsqueda de manuales, especialmente para las condiciones de contacto y de mallado, y la visualización de tutoriales.

- Desarrollo de los modelos de simulación -4 semanas-

Una vez familiarizados con el funcionamiento del programa, se procede a importar los modelos de PTC Creo Parametric y a establecer las condiciones de contacto, las condiciones de contorno y el mallado adecuado para cada modelo, de modo que los modelos queden preparados para la realización del análisis.

- Análisis de simulaciones -9 semanas-

Una vez alcanzado este punto, se procede a realizar el conjunto de simulaciones necesario para la realización del proyecto. En este paso también quedan incluidos los posibles cambios necesarios para la obtención de simulaciones satisfactorias, así como el análisis de las mismas.

- Redacción de la memoria -4 semanas-

En este último paso, se procede a escribir la memoria, incluyendo toda la información obtenida con anterioridad y la correcta colocación de imágenes y texto.

En la figura 8.1 se puede observar el diagrama de Gantt del proyecto, donde aparece el orden de realización de tareas y su duración.

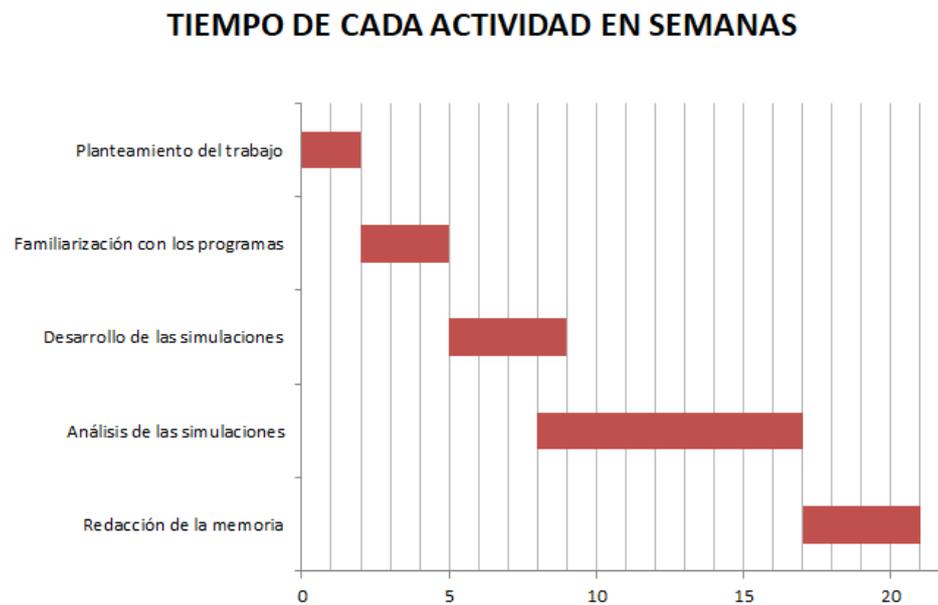


Figura 8.1. *Diagrama de Gantt del proyecto.*

8.3 PRESUPUESTO

1.-Autor:

Javier Monje Rubio

2.-Departamento:

Ingeniería Mecánica

3.-Descripción del proyecto:

Título: Análisis del contacto rueda-soporte en sistemas ferroviarios

Duración: 5 meses

4.-Desglose presupuestario:

Para calcular el coste de utilización de equipos y software se ha empleado la fórmula 8.1.

$$C = \frac{t}{d} * p * u \quad (8.1)$$

Siendo:

- t: número de meses que el bien ha sido utilizado.
- d: periodo de depreciación en meses.
- p: precio de compra del bien.
- u: porcentaje de utilización del bien.

EQUIPO INFORMÁTICO					
Descripción	Coste (€)	% de utilización del producto	Dedicación (meses)	Periodo depreciación (meses)	Coste imputable (€)
Ordenador personal	1000	80	5	36	111,11
Ordenador de la universidad	1500	20	1	48	6,25
TOTAL					117,36

Tabla 8.1. Coste del equipo informático.

SOFTWARE INFORMÁTICO					
Descripción	Coste (€)	% de utilización del producto	Dedicación (meses)	Periodo depreciación (meses)	Coste imputable (€)
Microsoft Office	99,99	50	1	12	4,17
PTC Creo	4405	10	0,2	12	7,34
ANSYS	6500	40	5	12	1.083,33
TOTAL					1.094,84

Tabla 8.2. Coste del software informático.

SALARIO DEL PERSONAL				
Descripción	Categoría	Coste/mes (€)	Dedicación (meses)	Coste imputable (€)
Higinio Rubio Alonso	Ingeniero profesional	3.600	0,5	1.800
Alejandro Bustos Caballero	Ingeniero profesional	2.800	1	2.800
Javier Monje Rubio	Ingeniero en prácticas	1.000	2,5	2.500
TOTAL				7.100

Tabla 8.3. Coste del personal.

Los costes indirectos, por su parte, suponen el 20% del coste total del software, equipo y personal, e incluyen desplazamientos, comidas y costes de oficina entre otros.

Concepto	Costes totales (€)
Equipo	117,36
Software	1.094,84
Personal	7.100
Indirectos	1.662,44
Subtotal	9.974,64
IVA (21%)	2.094,67
Total	12.069,31

Tabla 8.4. Costes totales.

Finalmente, habría que añadir los impuestos del IVA, que actualmente se encuentra en un 21%, por lo que el coste total del proyecto asciende a **doce mil sesenta y nueve euros con treinta y un céntimos**.

8.4 IMPACTO SOCIO-ECONÓMICO

En cuanto al impacto social se refiere, al tratarse de un proyecto teórico de investigación no afectará de forma directa a la forma de vida de las personas, pues se trata de un proyecto que aún se encuentra en las primeras fases de desarrollo. Sin embargo, de consolidarse este estudio, podría suponer una revolución en el sector ferroviario debido a que no solo permitirá estudiar las condiciones en las que circulan la mayoría de los ferrocarriles, sino que además permitiría mejorarlas, pudiendo establecerse nuevas normativas a la hora de determinar las características principales de materiales o geometría con las que se construyen los ferrocarriles.

Esto implicaría además un gran impacto económico, pues si bien actualmente se utilizan los perfiles de rueda y carril explicados con anterioridad, la continuidad en el estudio de este proyecto podría llevar a conseguir modelos de rueda-carril más eficientes, dando lugar a la disyuntiva de tener que decidir si el coste de cambiar o construir vías con un nuevo modelo es rentable, y de no darse el caso, si el continuar con los modelos de ferrocarril tradicionales resulta ético.

Como se ha explicado con anterioridad, para que esto ocurra aún falta mucha investigación, pues en este proyecto solo se ha estudiado el contacto estático, si bien el desarrollo de los posibles futuros estudios mencionados en el apartado 7.2, podrían propiciar un cambio en la perspectiva ferroviaria y, dado que la construcción de nuevas vías de ferrocarriles requieren una gran inversión en tiempo y dinero y son planes a muy largo plazo, la posibilidad de un movimiento más eficiente (y por tanto más limpio), a la vez que más seguro, debería empezar a tenerse en cuenta cuanto antes.

CAPÍTULO 9

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Marca España. Talento e innovación. Infraestructura y Medio Ambiente.
<http://marcaespana.es/talento-e-innovaci%C3%B3n/sectores-punteros/infraestructura-y-medio-ambiente/el-pais-de-la-alta-velocidad>
(Visitado el 06/08/2017)
- [2] GENESIS. Mobile and portable bogie test press. Balancing and weighing system.
<http://trakblaze.com/ourproducts/genesis-mobile-and-portable-bogie-test-press-balancing-and-weighing-system/>
(Visitado el 06/08/2017)
- [3] Fish J. & Belytschko T. *A First Course in Finite Elements*, John Wiley & Sons, 2007.
- [4] Zienkiewicz, O.C. & Taylor, R.L. *El Método de Elementos Finitos, Volumen 1, 4ª Edición*, CIMNE 2004.
- [5] Conceptos básicos ferroviarios. (disponible online).
http://www.adif.es/es_ES/conoceradif/oferta_de_empleo_publico/doc/08_fc_ConceptosFerroviarios.pdf
(Visitado el 12/08/2017)
- [6] González Fernández, F.J. & Fuentes Losa, J. *Ingeniería Ferroviaria, Segunda edición actualizada y ampliada*, UNED, 2010.
- [7] Norma ALAF Nº 5-031. Sujeciones de la vía. Definiciones. Sistemas de sujeción.
- [8] Díaz López, V. & Fuentes Losa J. *automóviles y ferrocarriles*, UNED, 2012.
- [9] Apuntes del Máster de Bombardier “Fundamentos de la Ingeniería Ferroviaria- Material Rodante” de la Universidad Carlos III de Madrid
- [10] Areiza Rico, Y.A. *Efecto de la fuerza de fricción en el contacto rueda-riel sobre el consumo medio de energía en operación del metro de Medellín*, Universidad Nacional de Colombia, 2014.
- [11] De Lamadrid Martínez, A. & de Corral Saiz, A. *Cinemática y dinámica de máquinas*, E.T.S. Ingenieros Industriales, 1992.
- [12] Jiménez Bascones J.M. *Teorías de Contacto de Fricción y Adherencia*, Universidad de Navarra.
- [13] Apuntes del Máster de Bombardier “Fundamentos de la Ingeniería Ferroviaria- Contacto Rueda-Raíl”, Universidad Carlos III de Madrid.
- [14] CENELEC EN 50126:1999: Aplicaciones Ferroviarias. Especificación y demostración de Fiabilidad, Disponibilidad, Mantenibilidad y Seguridad (RAMS).
- [15] Real Decreto RD 1215/1997: Disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.

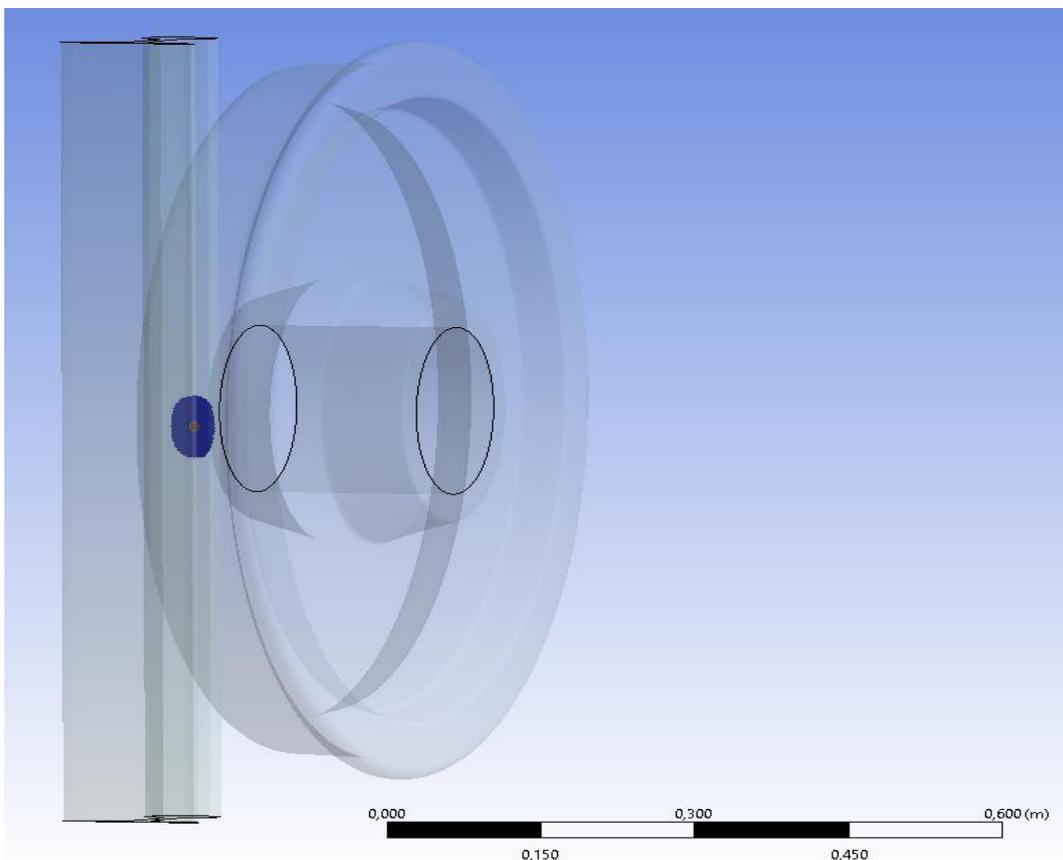
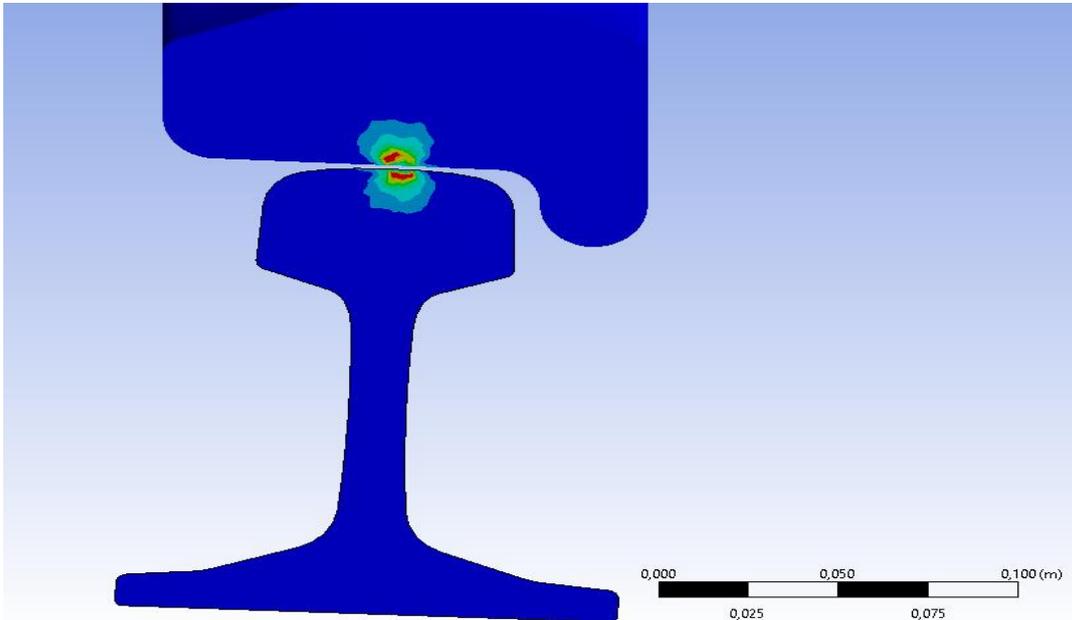
- [16] Norma UNE-EN ISO 12100: Seguridad en las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo.
- [17] Directiva 2006/42/CE: Relativa a las máquinas.
- [18] Norma UNE-EN 13261:2009: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto.
- [19] Norma UNE-EN 13103:2010: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño.
- [20] Norma N.T.M. 4643.202.00: Norma Técnica Mantenimiento. Eje Montado. U.T. CIVIA (CAF-SIEMENS). Edición julio 2011.
- [21] Norma UNE-EN 13262:2005 + A1:2009: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto.
- [22] Norma UNE-EN 13715:2005: Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura.
- [23] Norma UNE-EN 13674-1:2006 + A1:2008: Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46 Kg/m.
- [24] Norma UNE 146146: 2000: Áridos para balasto.
- [25] Norma UNE 146147: 2002: Áridos para balasto. Especificaciones adicionales.
- [26] ANSYS Mechanical Structural Nonlinearities. Introduction to contact. ANSYS Customer training material (disponible online).
http://inside.mines.edu/~apetrell/ENME442/Labs/1301_ENME442_lab6_lecture.pdf.
- [27] Llompарт Asorey M. *Estudio de la evolución de la huella rueda-carril*, Trabajo de Fin de Grado, Universidad Carlos III de Madrid, Junio 2016.
- [28] Poncio González S. *Análisis en creó de la huella rueda-carril*, Trabajo de Fin de Grado, Universidad Carlos III de Madrid, Junio 2016.
- [29] Kalker, J.J. *Three-dimensional elastic bodies in rolling contac*, Kluwer Academic, 1990.
- [30] Iwnicki, S. *Handbook of railway vehicle dynamic*, CRC/Taylor & Francis, 2006.

ANEXO A

VARIACIÓN DE LAS CARGAS DEL EJE EN EL MODELO RUEDA-RAÍL

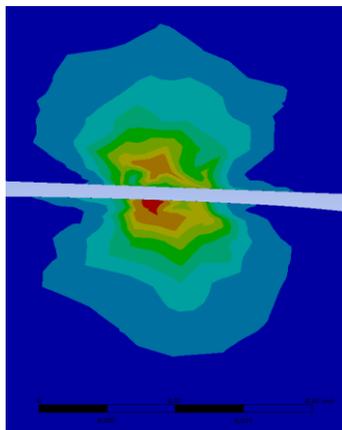
INTRODUCCIÓN

Como se ha explicado en la memoria, se procede a mostrar cada una de las simulaciones realizadas para la variación de carga en el ensayo rueda-raíl. De la misma forma que en el apartado 6.2, primero se incluirán las zonas de contacto de tensión y presión, y a continuación se mostrarán las imágenes en detalle.

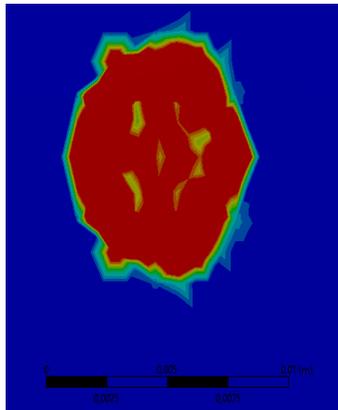


A.1 CARGA DE 2,5 T

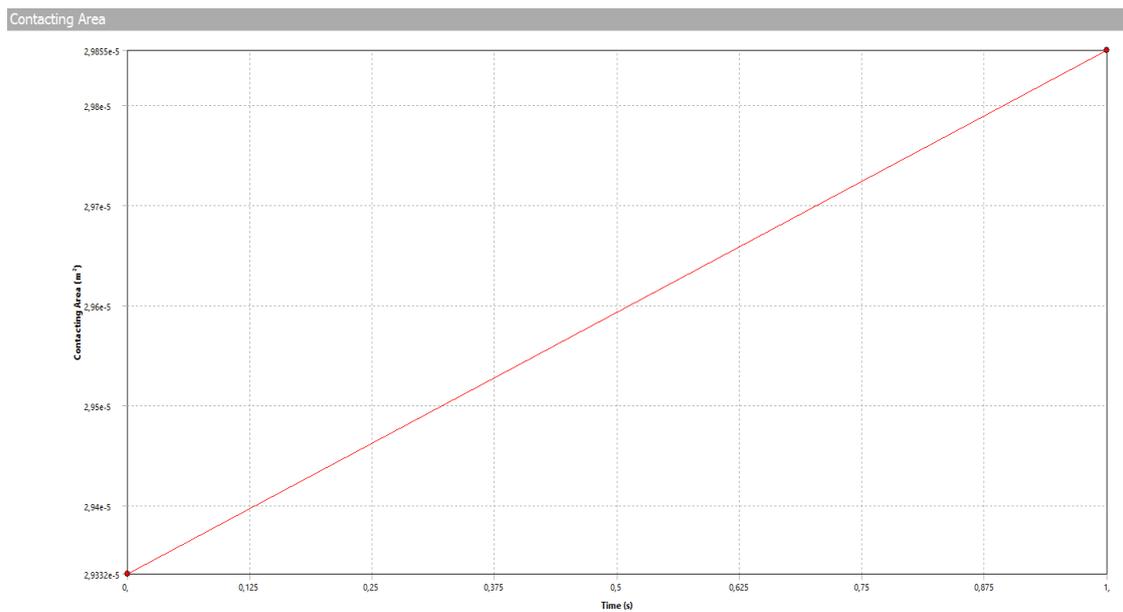
Tensión máxima de Von Mises: 305,73 Mpa



Presión máxima: 594,7 MPa

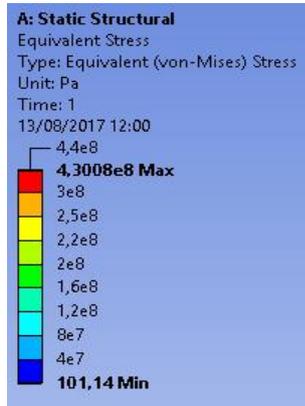
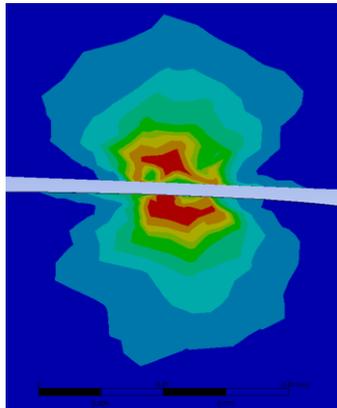


Área de contacto: 29,85 mm²

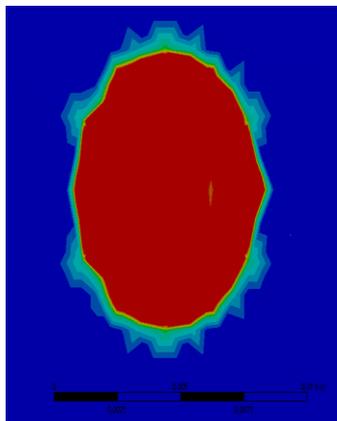


A.2 CARGA DE 5 T

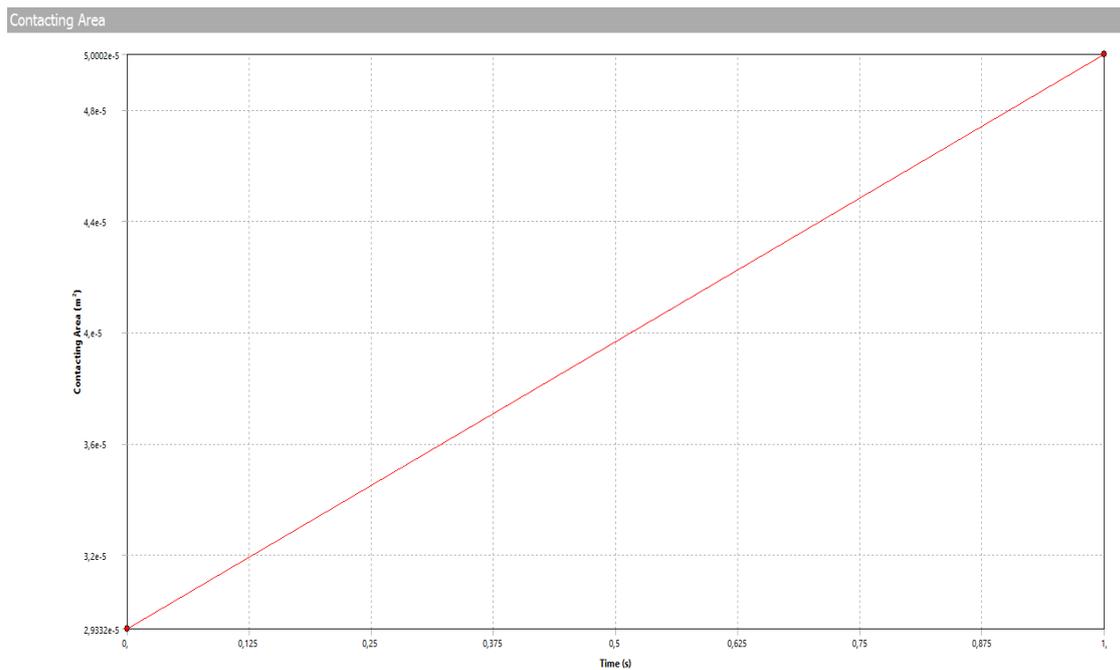
Tensión máxima de Von Mises: 430,08 MPa



Presión máxima: 773,5 MPa

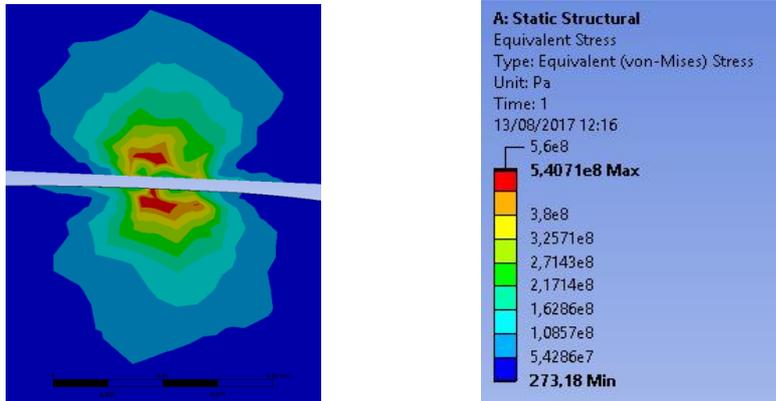


Área de contacto: 50,00 mm²

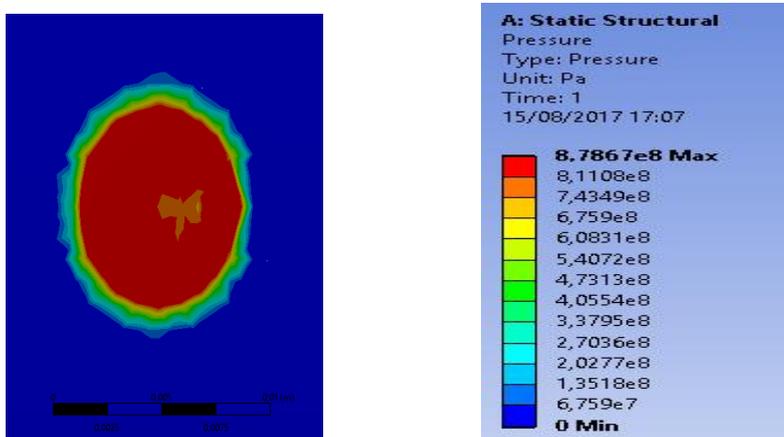


A.3 CARGA DE 7,5 T

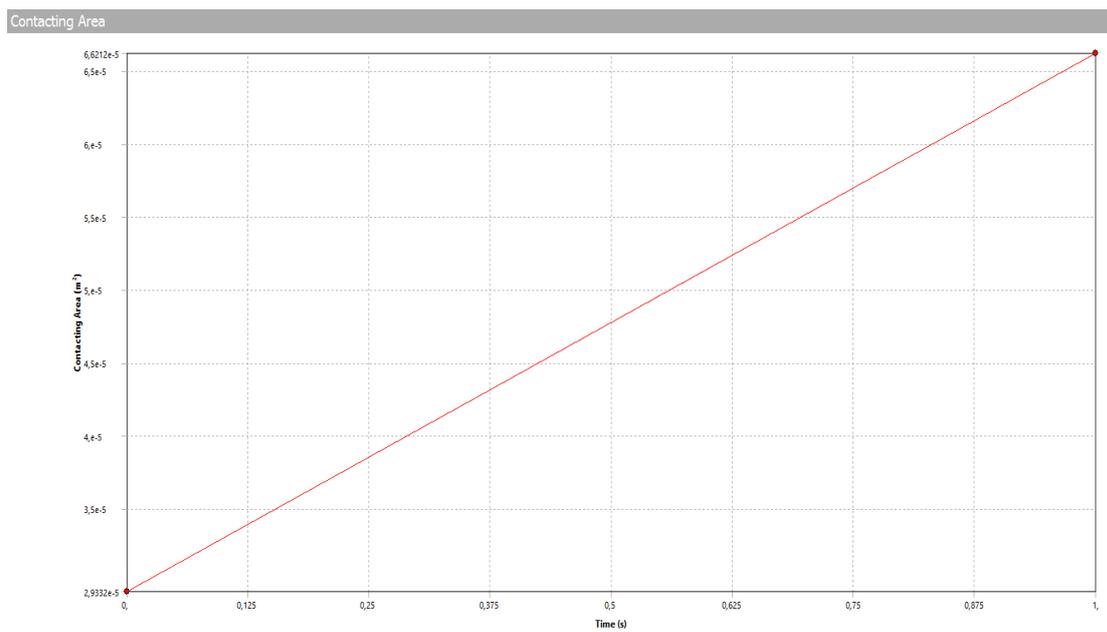
Tensión máxima de Von Mises: 540,71 MPa



Presión máxima: 878,67 MPa

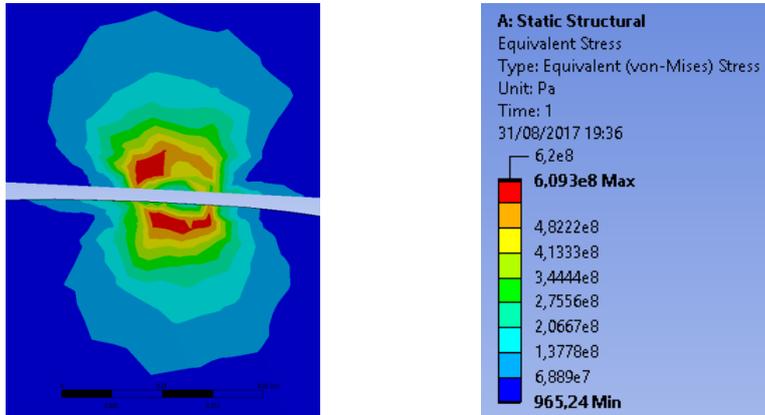


Área de contacto: 66,21 mm²

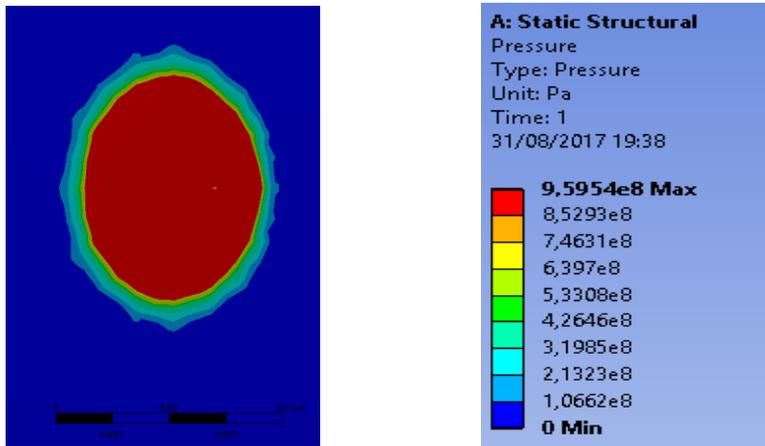


A.4 CARGA DE 10 T

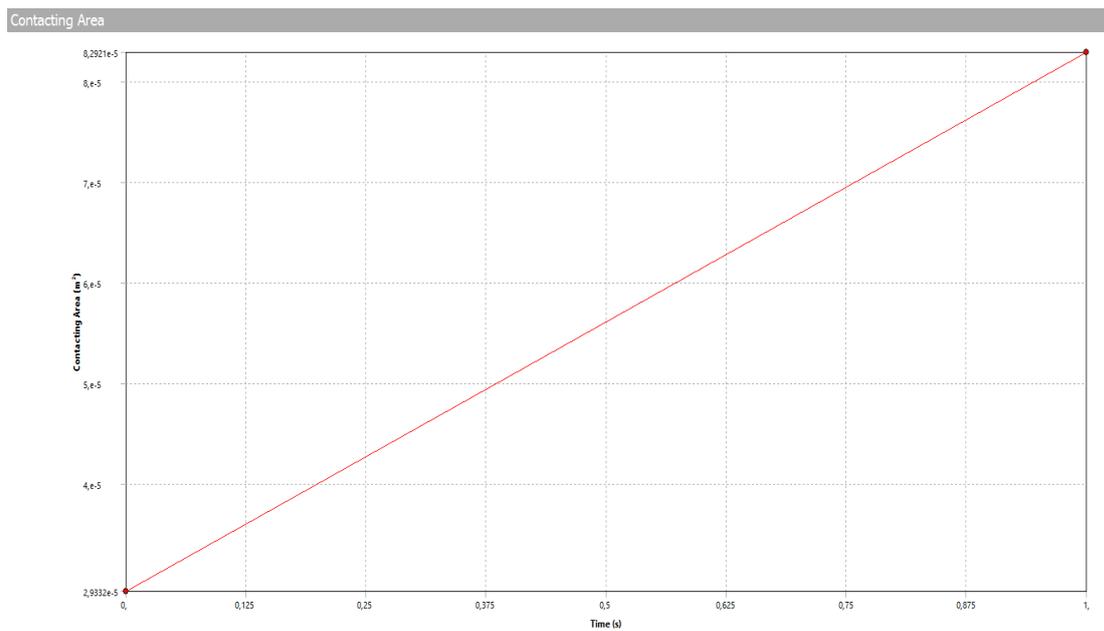
Tensión máxima de Von Mises: 609,3 MPa



Presión máxima: 959,54 MPa

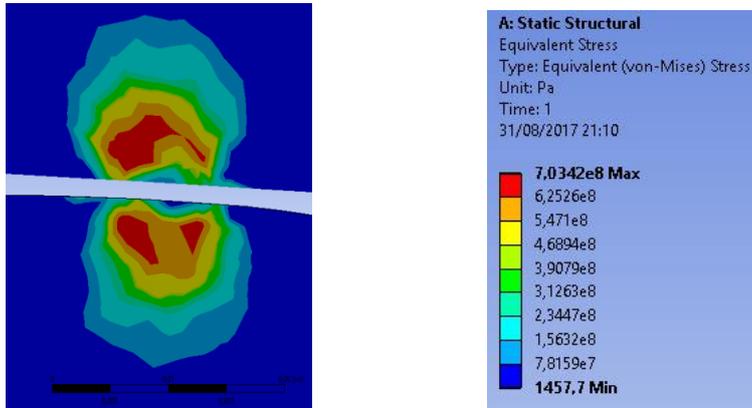


Área de contacto: 82,92 mm²

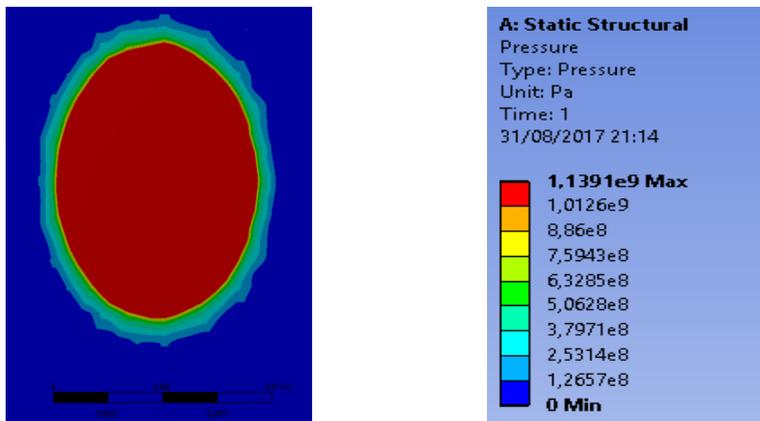


A.5 CARGA DE 15 T

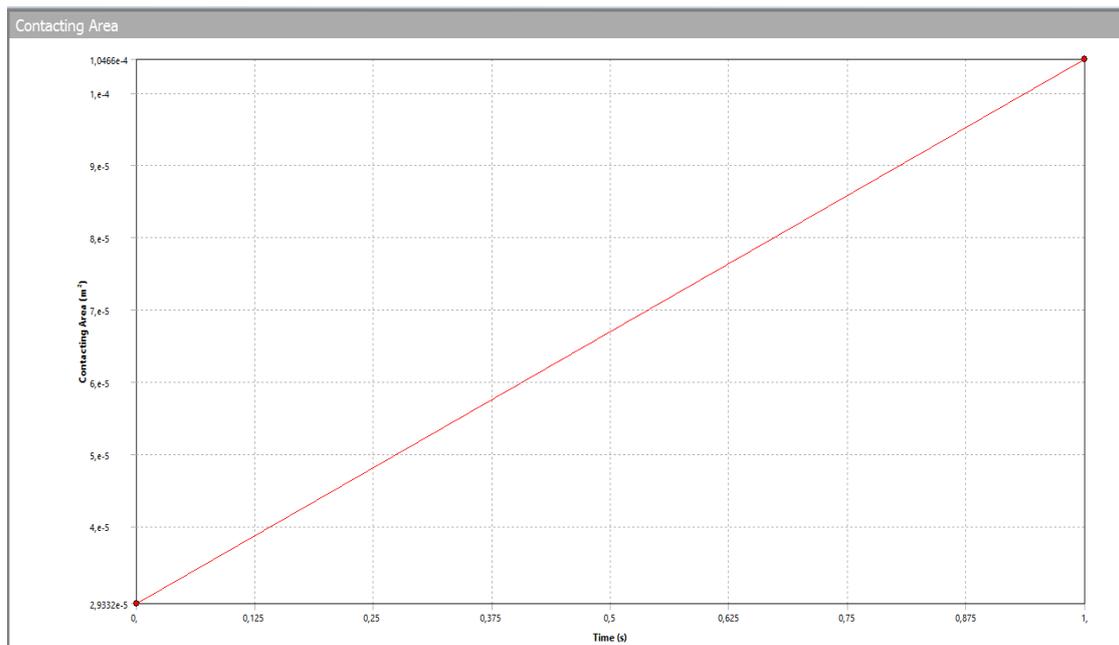
Tensión máxima de Von Mises: 703,42 MPa



Presión máxima: 1139,1 MPa

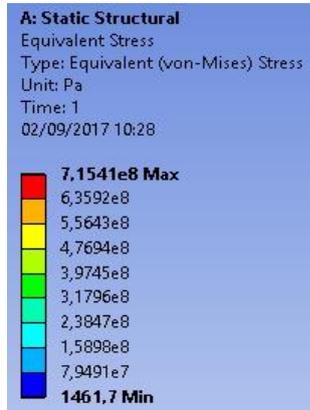
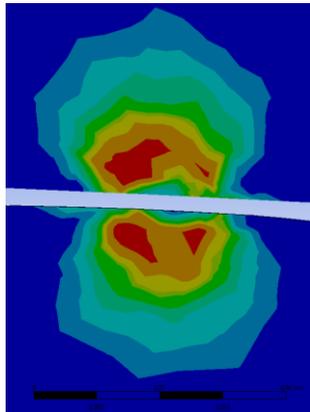


Área de contacto: 104,66 mm²

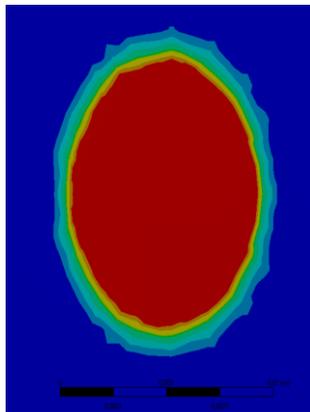


A.6 CARGA DE 17,5 T

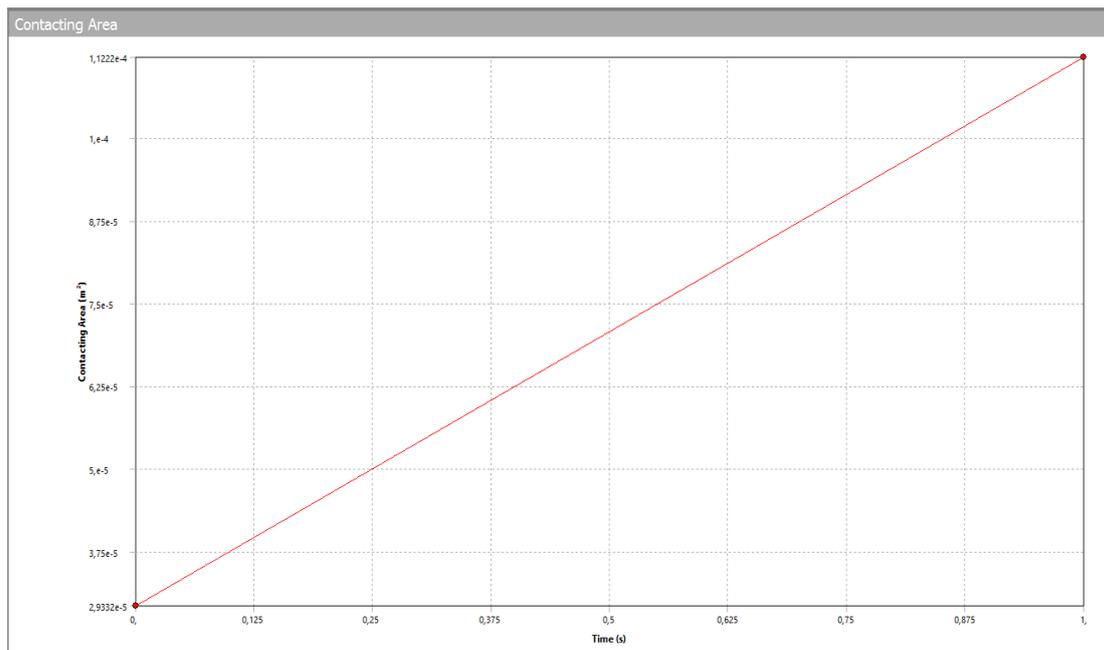
Tensión máxima de Von Mises: 715,41 MPa



Presión máxima: 1172,4 MPa

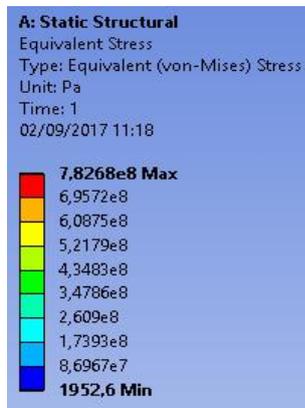
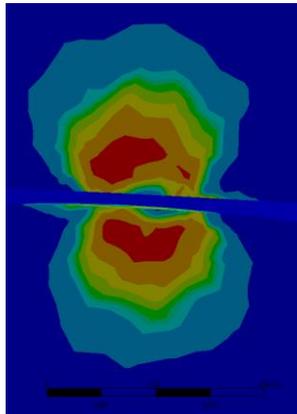


Área de contacto: 112,22 mm²

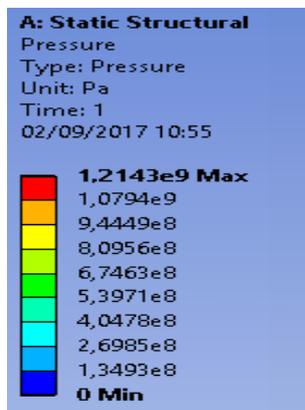
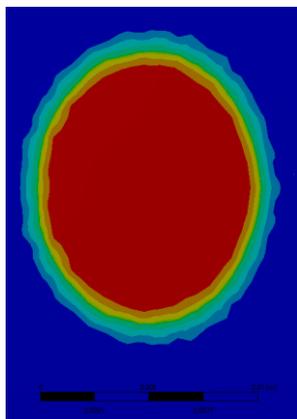


A.7 CARGA DE 20 T

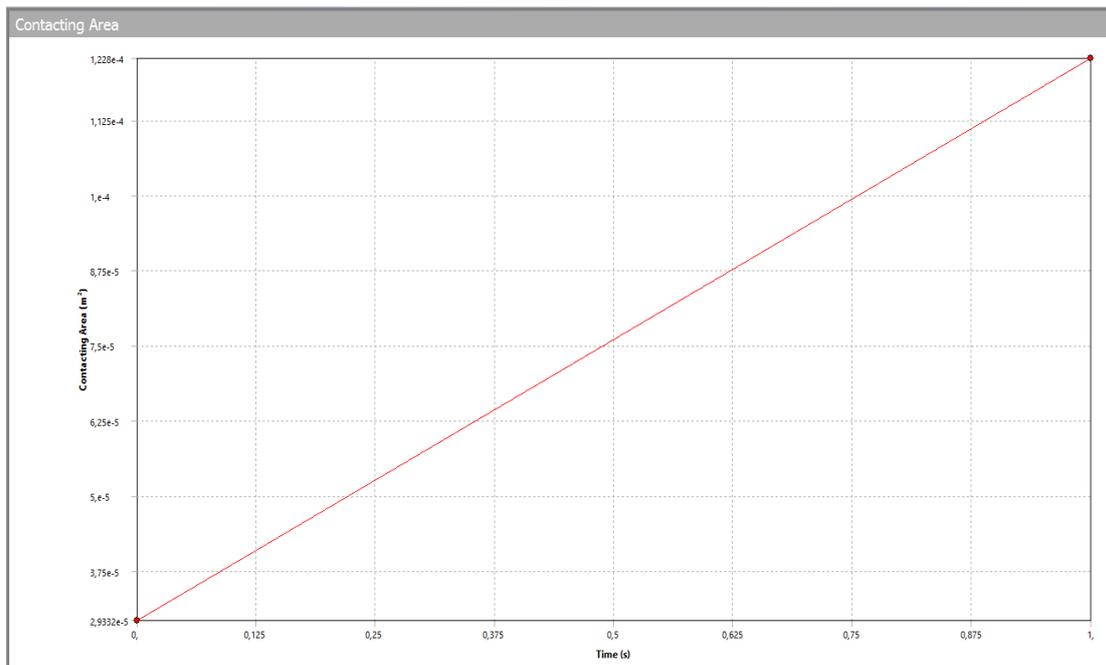
Tensión máxima de Von Mises: 782,68 MPa



Presión máxima: 1214,3 MPa

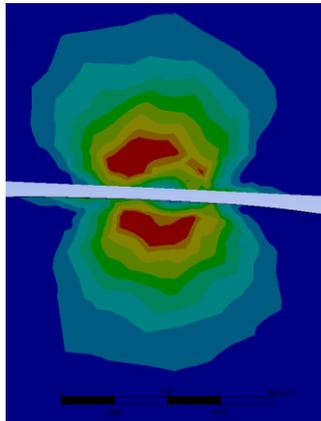


Área de contacto: 122,8 mm²

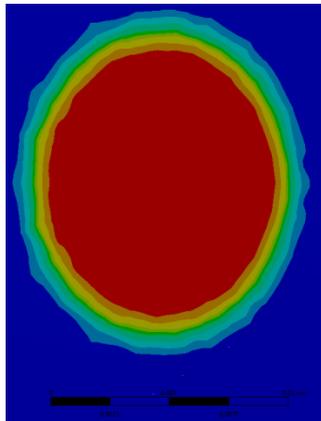


A.8 CARGA DE 22,5 T

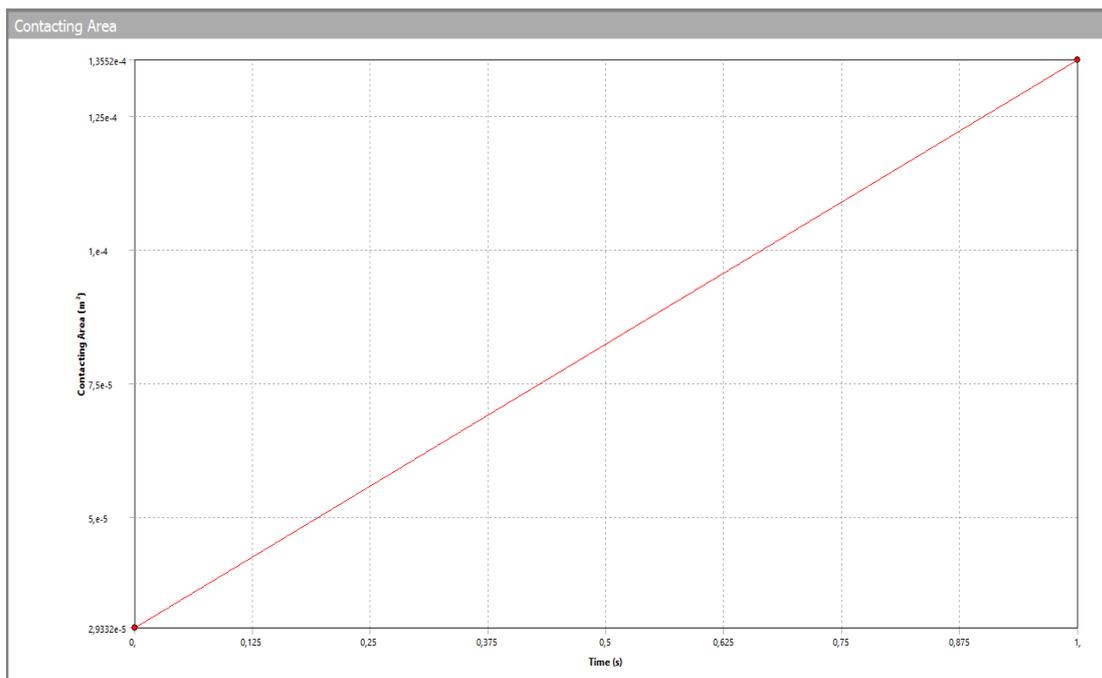
Tensión máxima de Von Mises: 821,91 MPa



Presión máxima: 1276,2 MPa

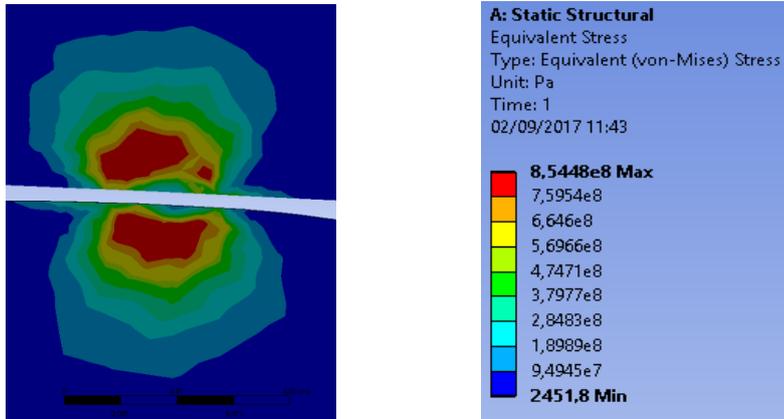


Área de contacto: 135,52 mm²

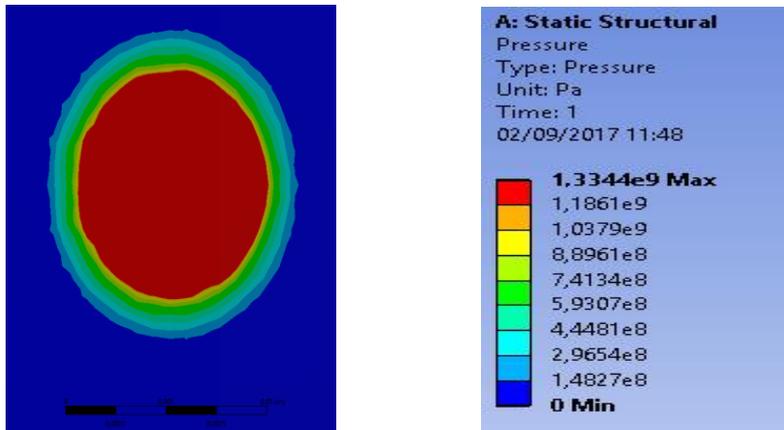


A.9 CARGA DE 25 T

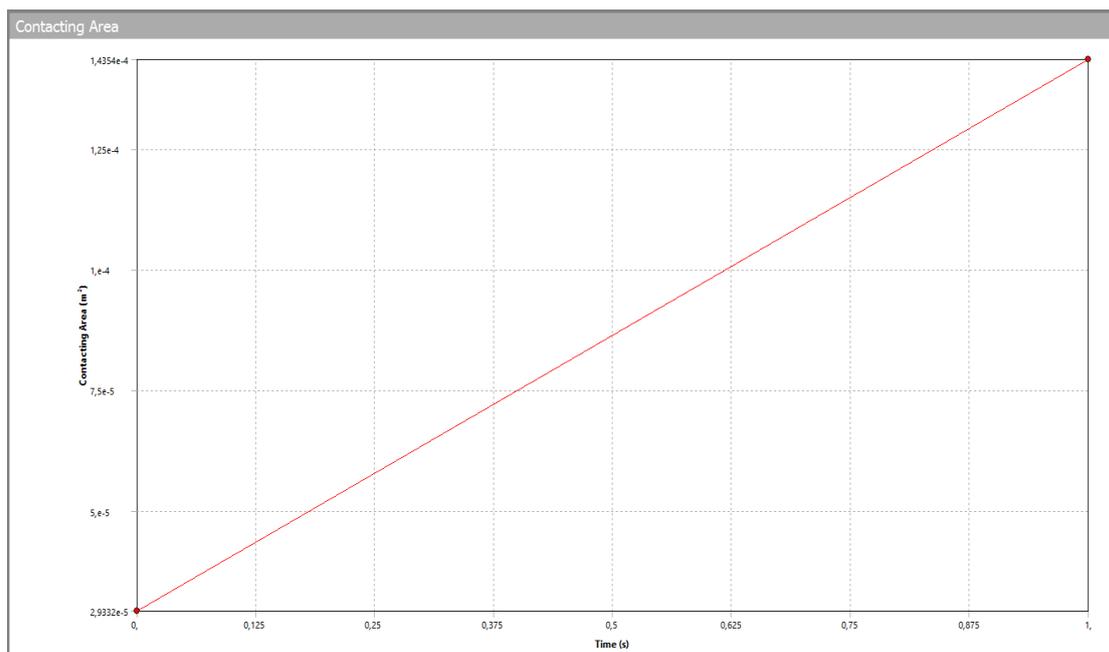
Tensión máxima de Von Mises: 854,48 MPa



Presión máxima: 1334,4 MPa



Área de contacto: 143,54mm²



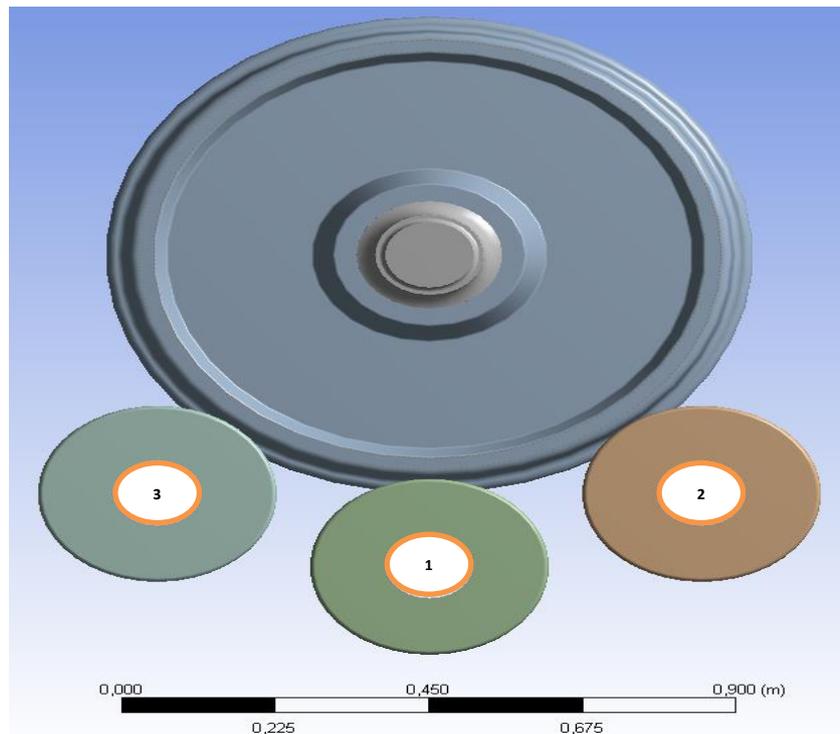
ANEXO B

VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE LOS RODILLOS PARA UNA CARGA DE 10 T

INTRODUCCIÓN

Como se ha explicado en la memoria, se procede a mostrar cada una de las simulaciones realizadas para la variación del ángulo en el ensayo rueda-rodillos. De la misma forma que en el apartado 6.3, primero se incluirá una figura mostrando la rueda y los 3 rodillos, y a continuación se mostrarán las imágenes en detalle siguiendo el mismo orden.

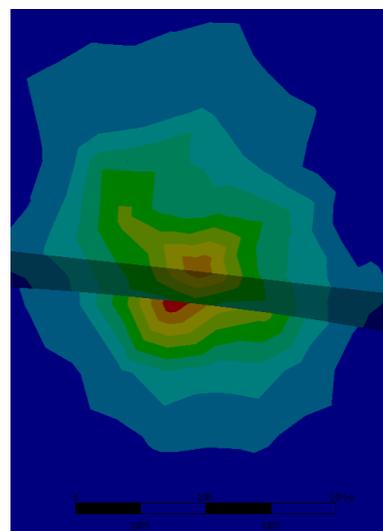
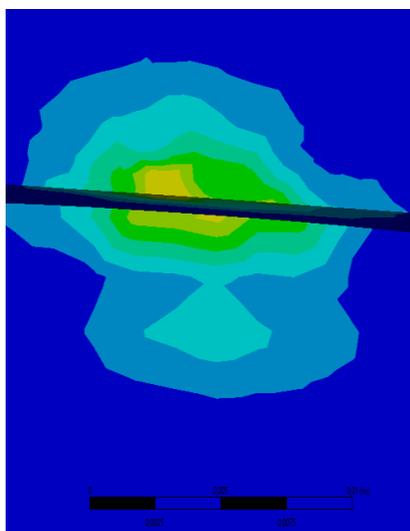
B.1 DIÁMETRO DE RODILLO DE 350 mm Y ÁNGULO DE 40° CON LA VERTICAL

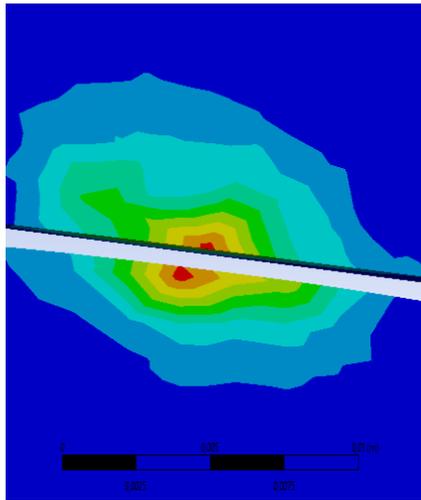


Tensión rodillo 1: 810,6 MPa

Tensión rodillo 2: 810,8 MPa

Tensión rodillo 3: 811,79 MPa

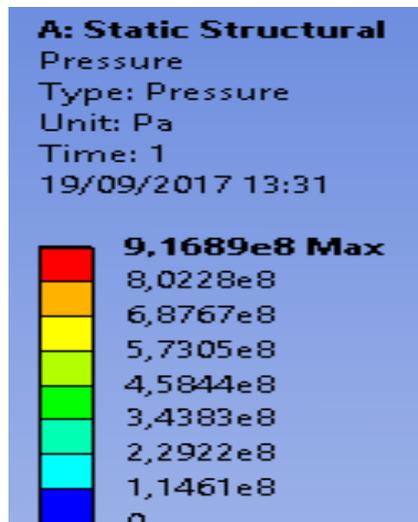
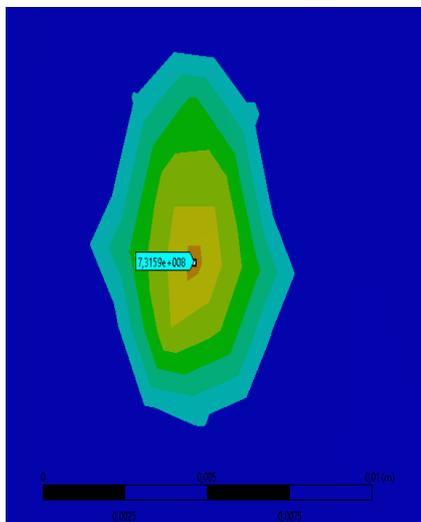
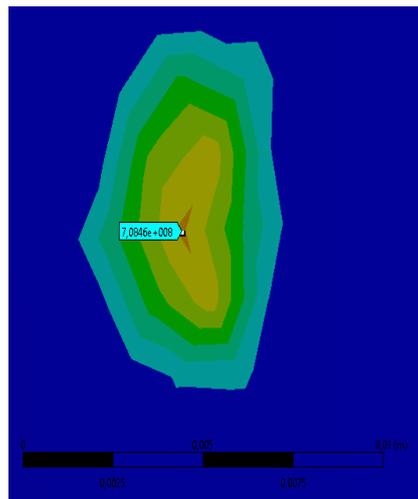
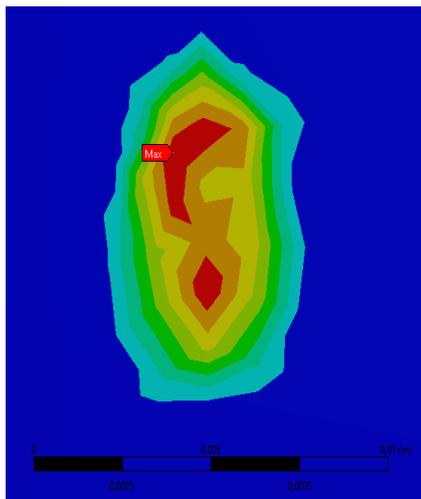




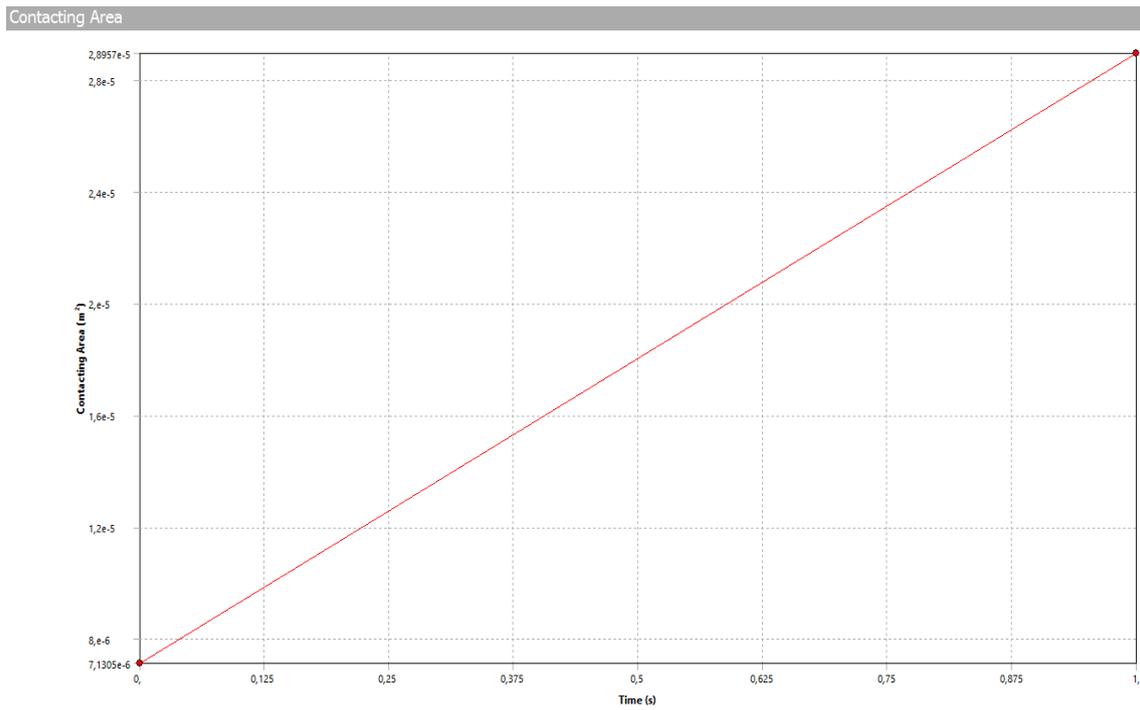
Presión rodillo 1: 916,89 MPa

Presión rodillo 2: 708,5 MPa

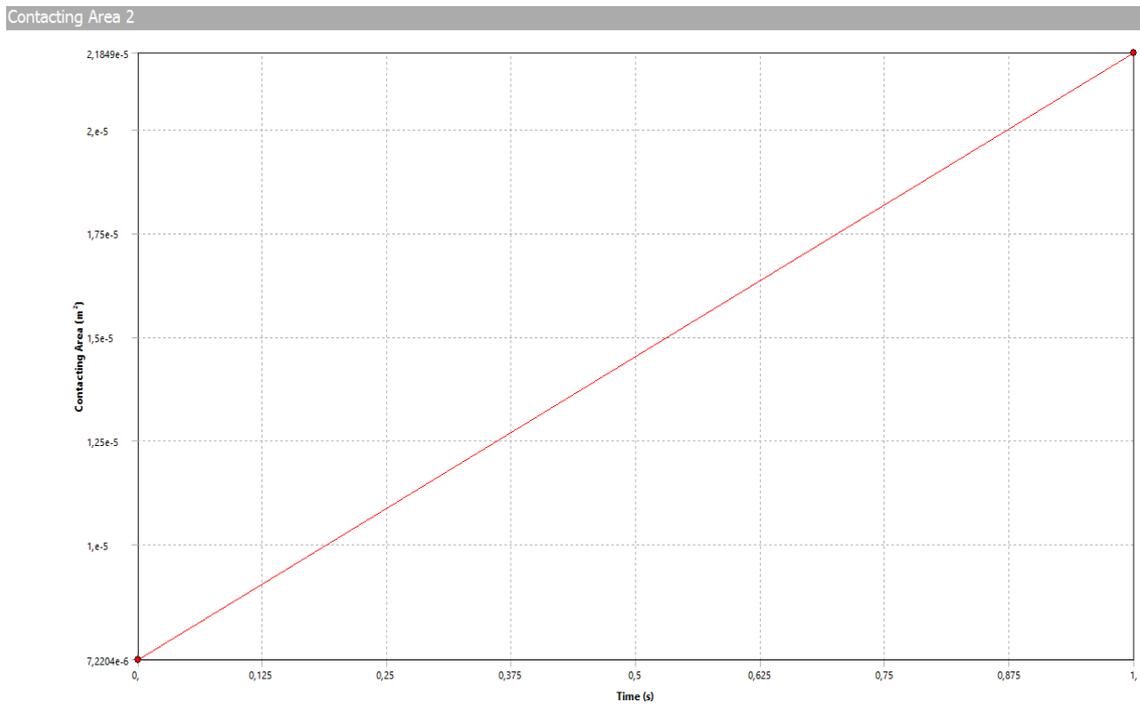
Presión rodillo 3: 731,6 MPa



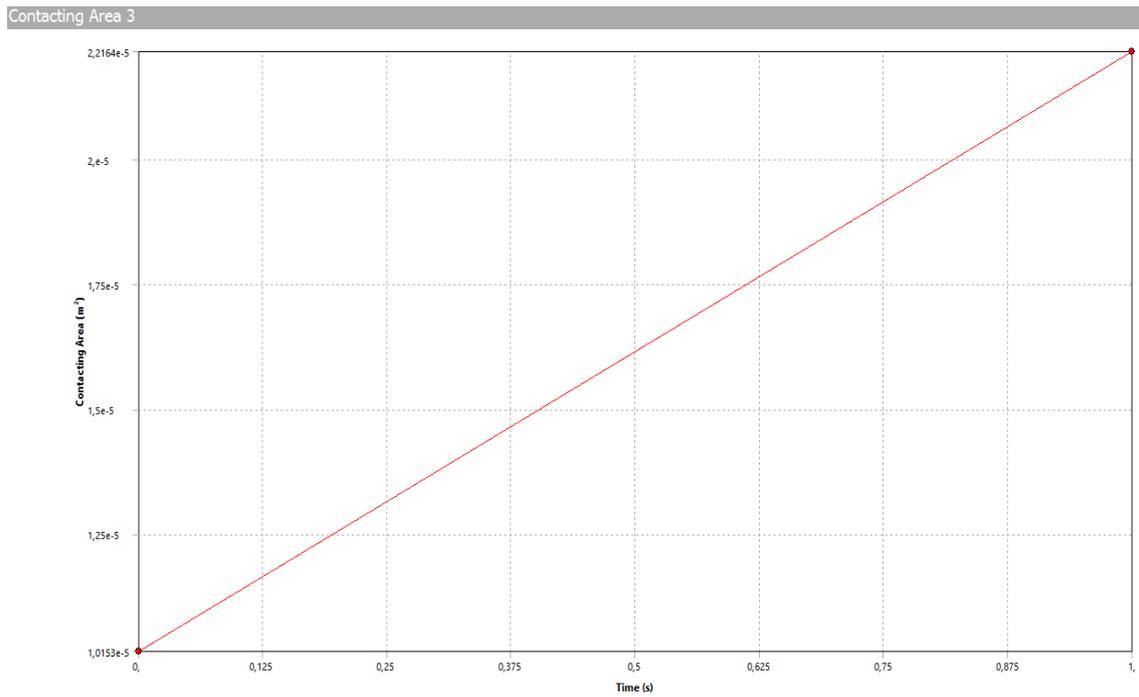
Área rodillo 1: $28,95 \text{ mm}^2$



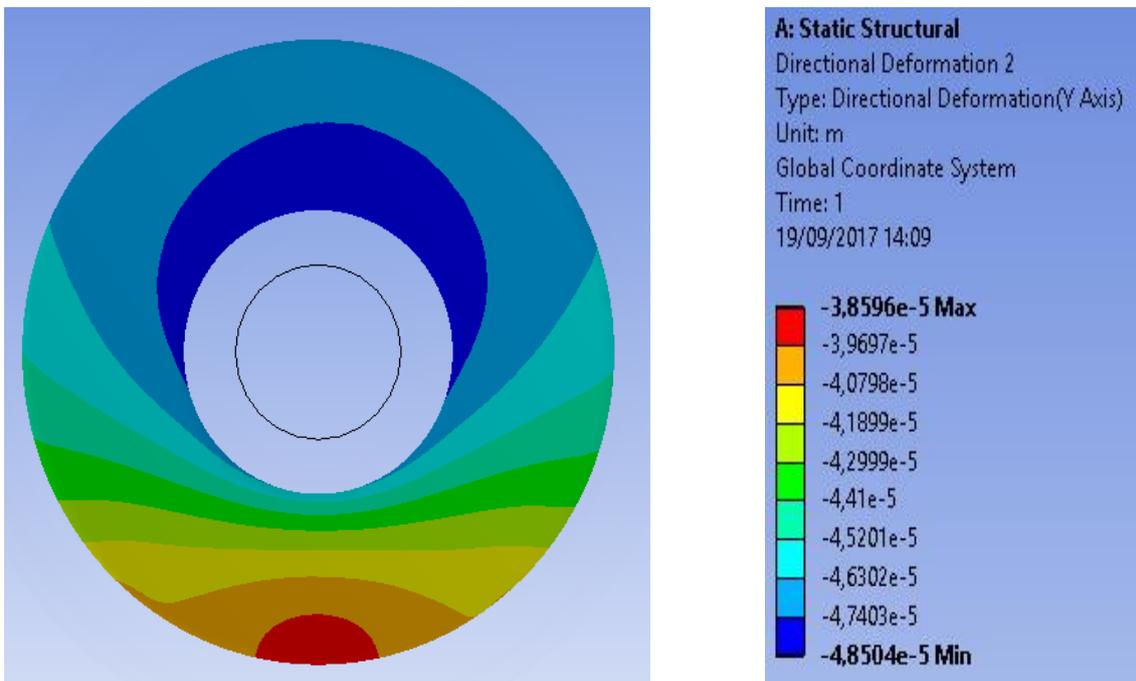
Área rodillo 2: $21,85 \text{ mm}^2$



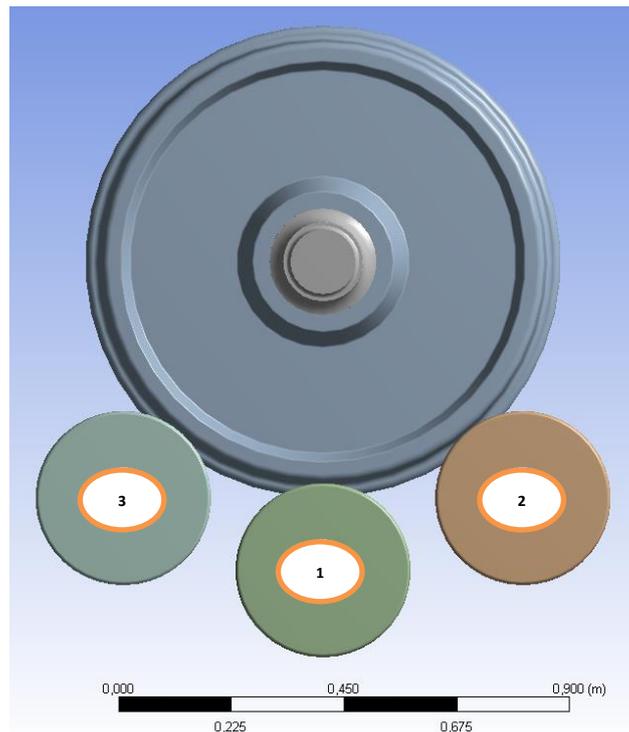
Área rodillo 3: 22,16 mm²



Deformación direccional máxima: 38,6 µm



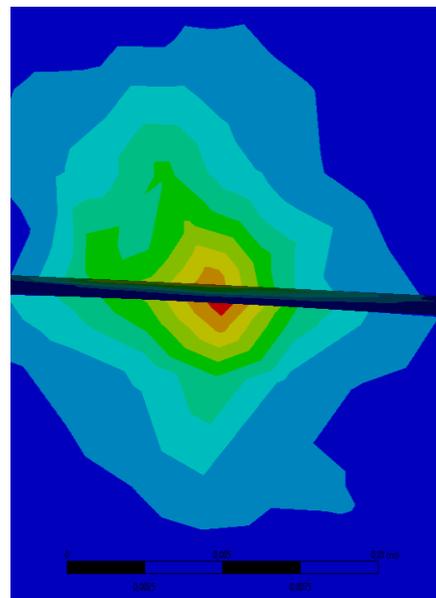
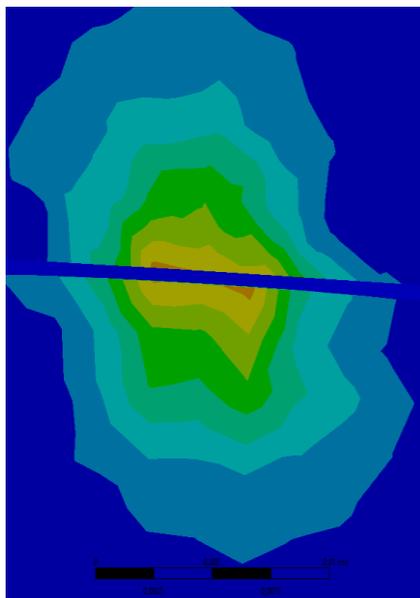
B.2 DIÁMETRO DE RODILLO DE 350 mm Y ÁNGULO DE 45° CON LA VERTICAL

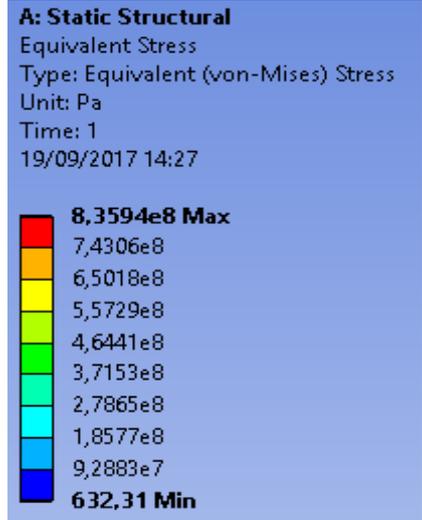
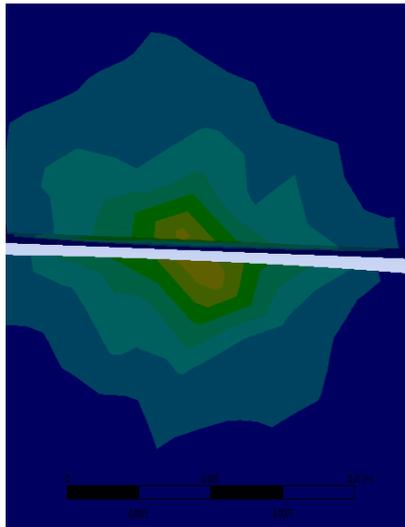


Tensión rodillo 1: 685,2 MPa

Tensión rodillo 2: 835,9 MPa

Tensión rodillo 3: 644,7 MPa

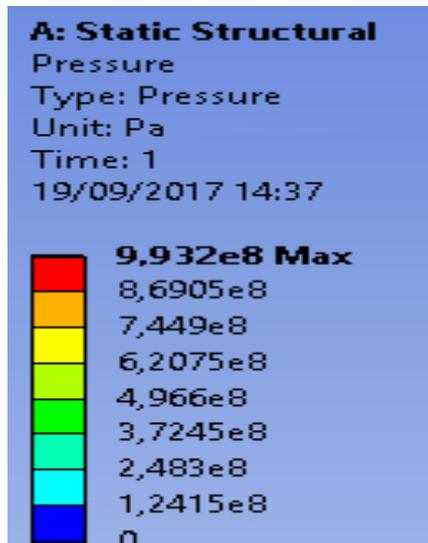
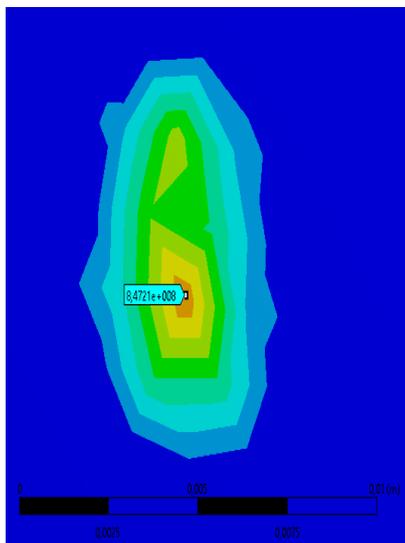
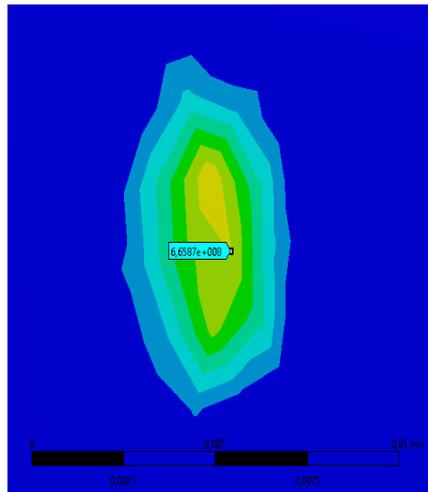
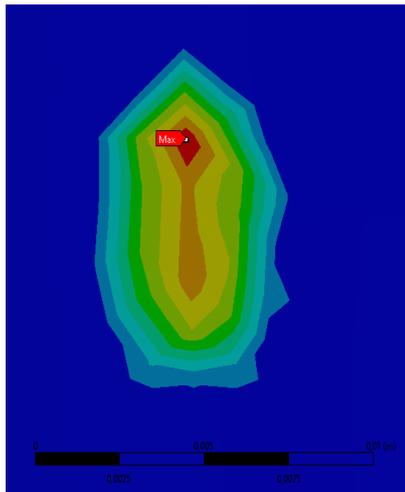




Presión rodillo 1: 993,2 MPa

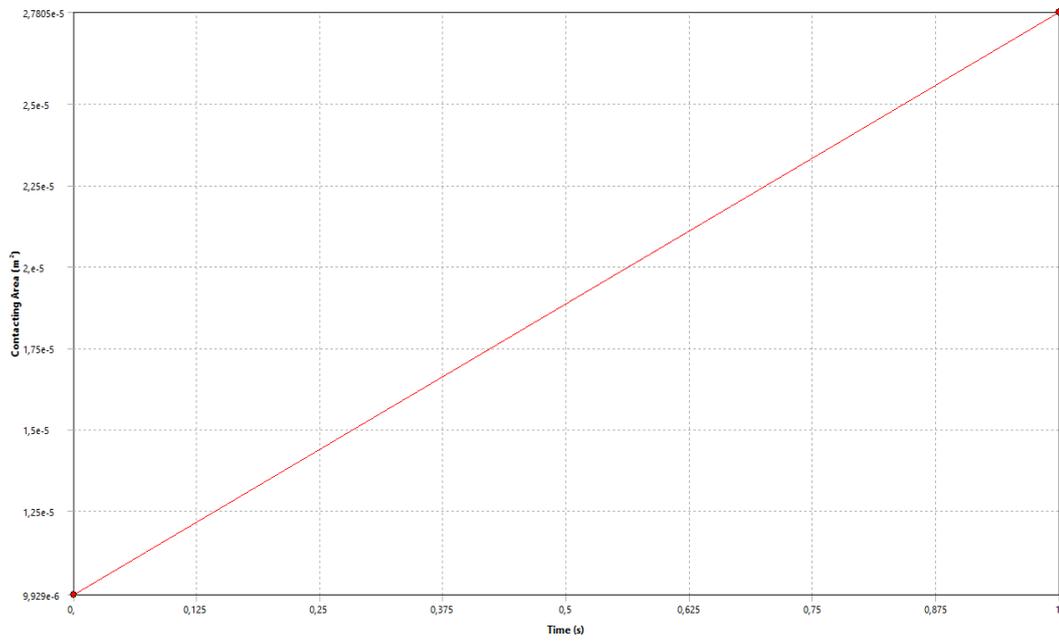
Presión rodillo 2: 665,9 MPa

Presión rodillo 3: 847,2 MPa



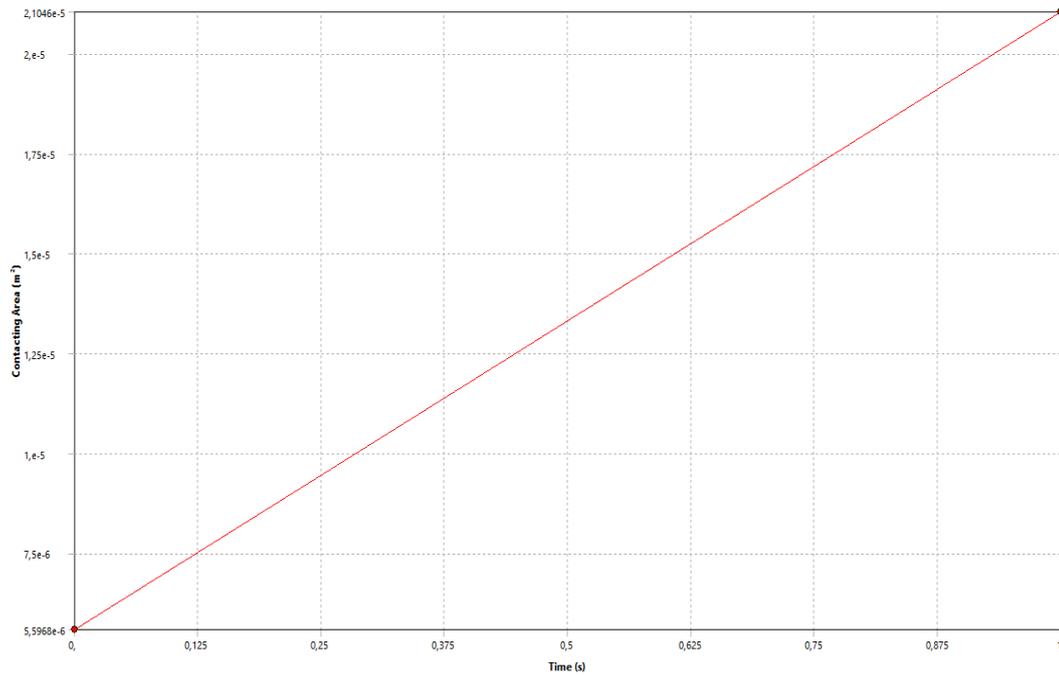
Área rodillo 1: 27,8 mm²

Contacting Area

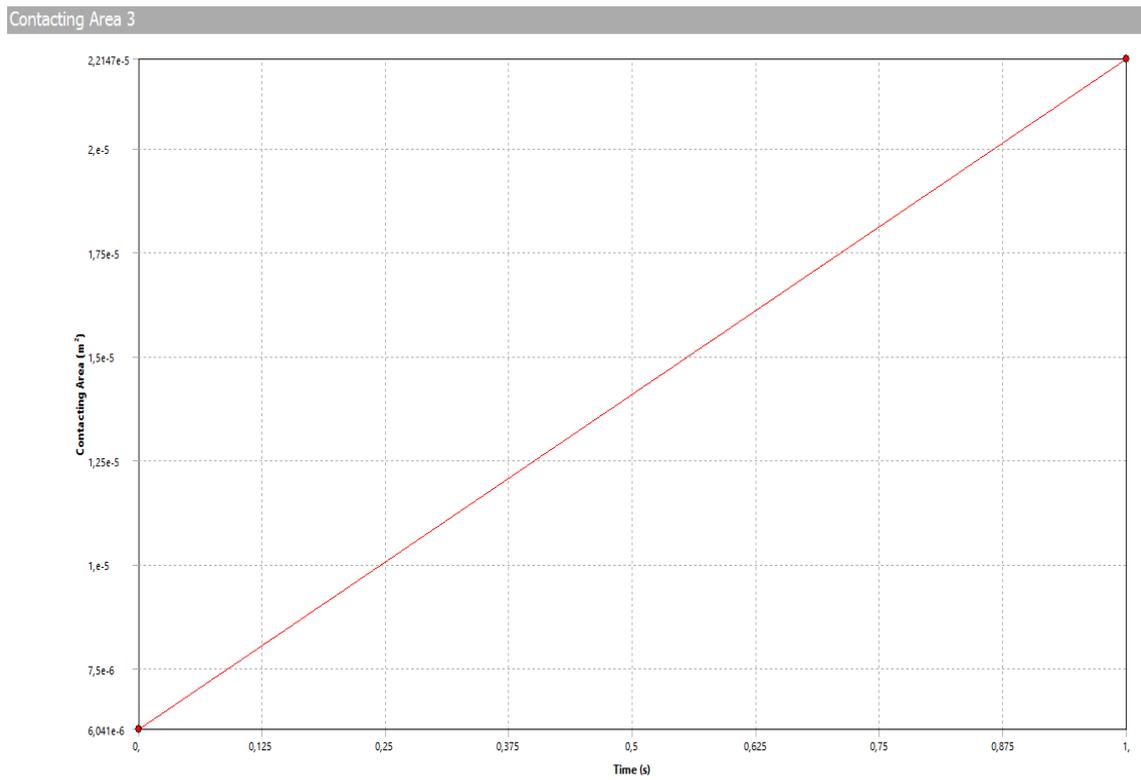


Área rodillo 2: 21,04 mm²

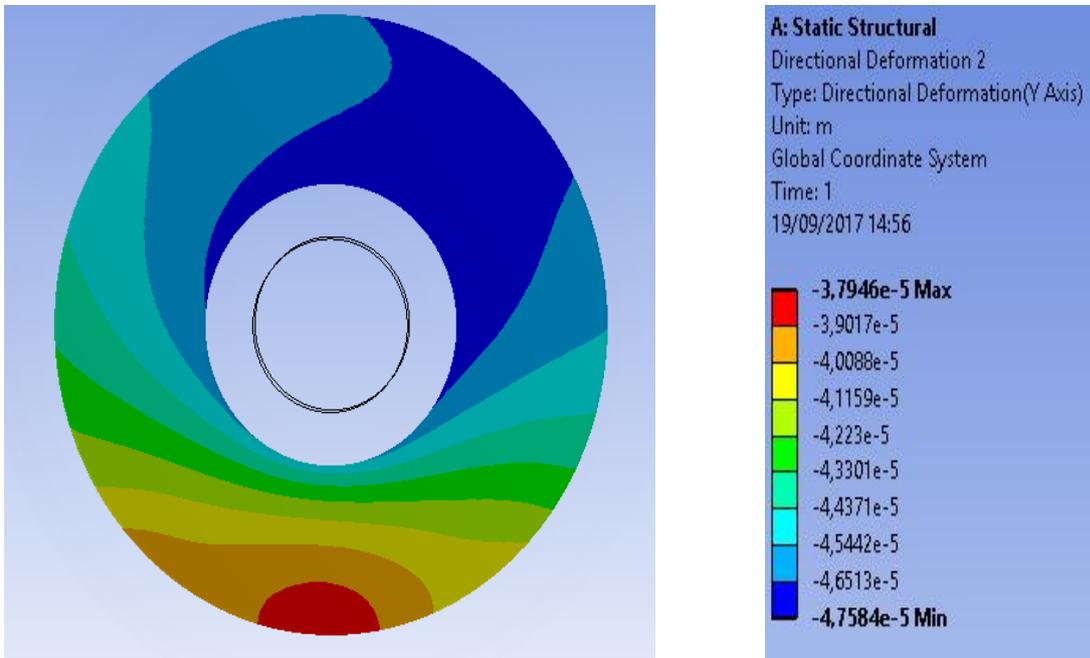
Contacting Area 2



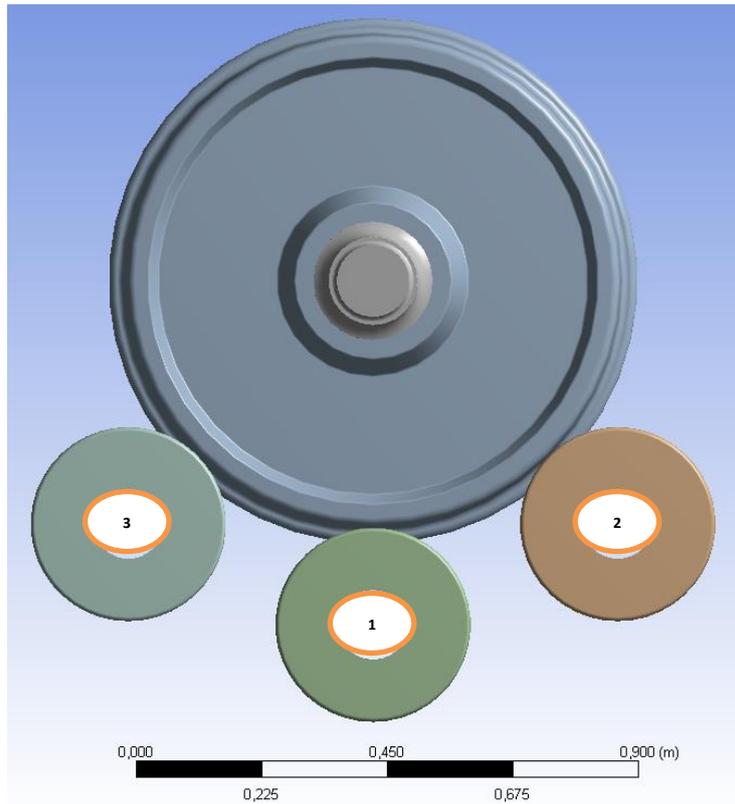
Área rodillo 3: 22,15 mm²



Deformación direccional máxima: 37,95 µm



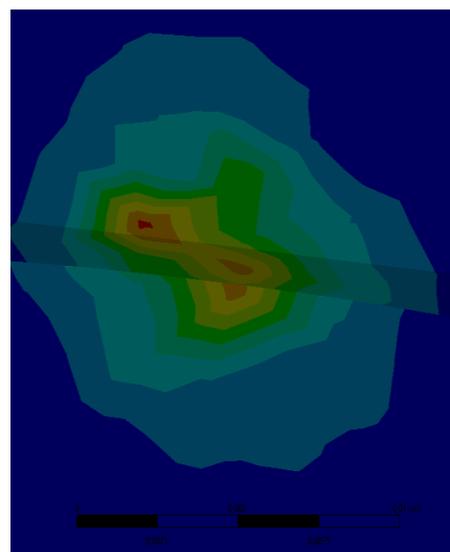
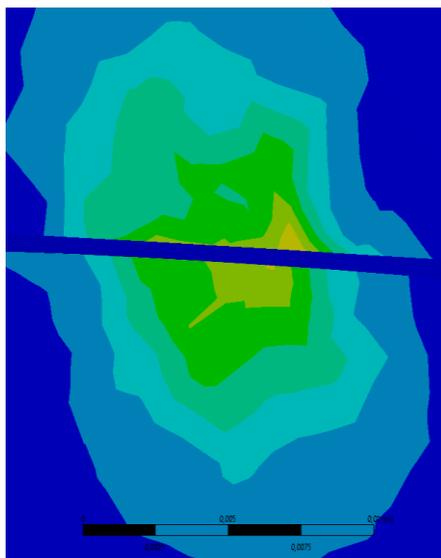
B.3 DIÁMETRO DE RODILLO DE 350 mm Y ÁNGULO DE 50° CON LA VERTICAL

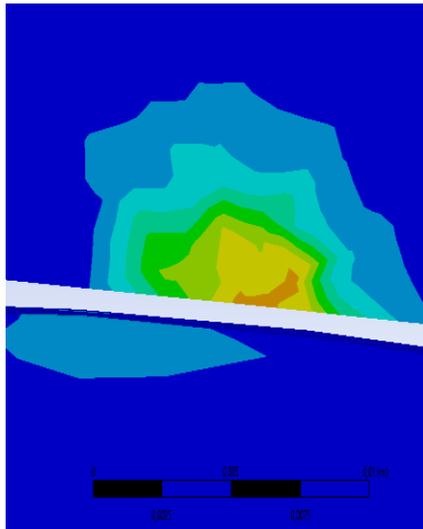


Tensión rodillo 1: 708,2 MPa

Tensión rodillo 2: 876,3 MPa

Tensión rodillo 3: 931,81 MPa

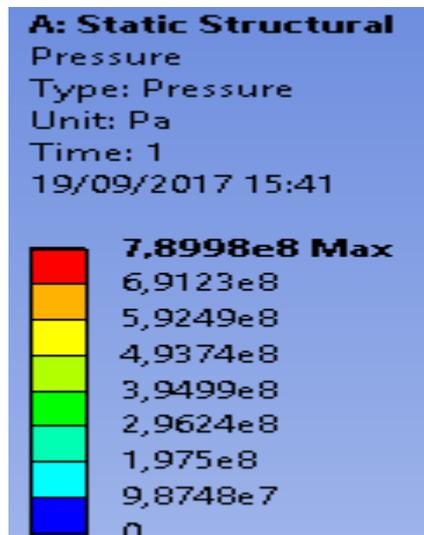
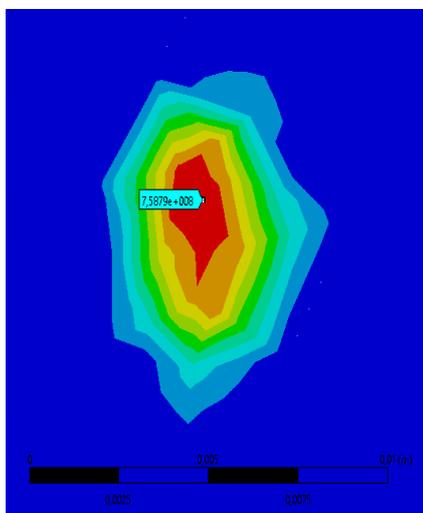
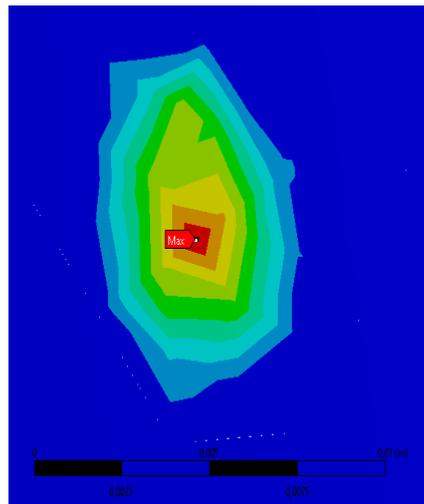
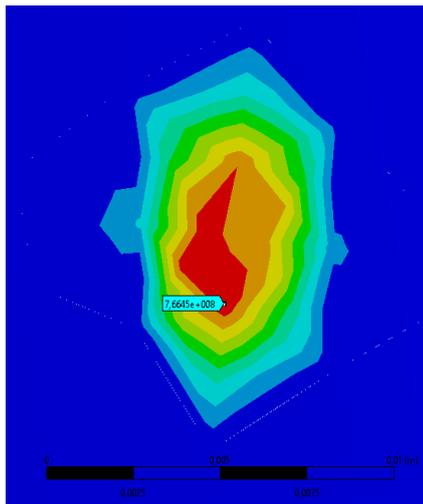




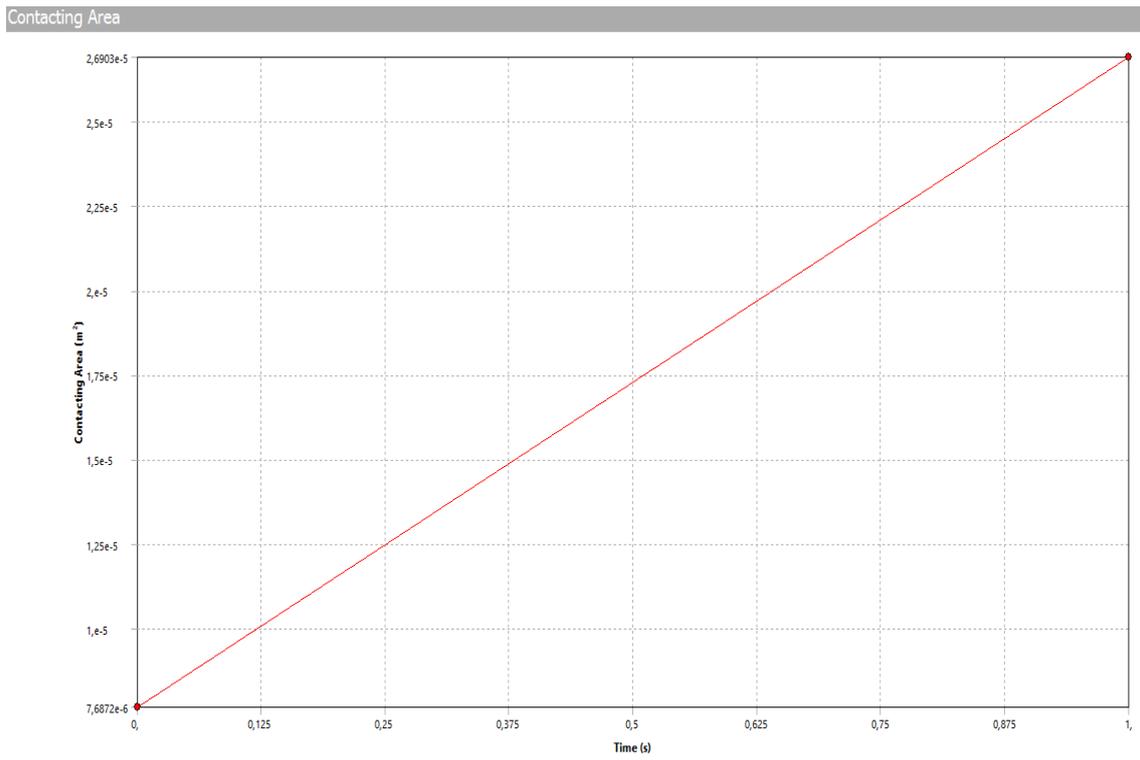
Presión rodillo 1: 766,45 MPa

Presión rodillo 2: 790 MPa

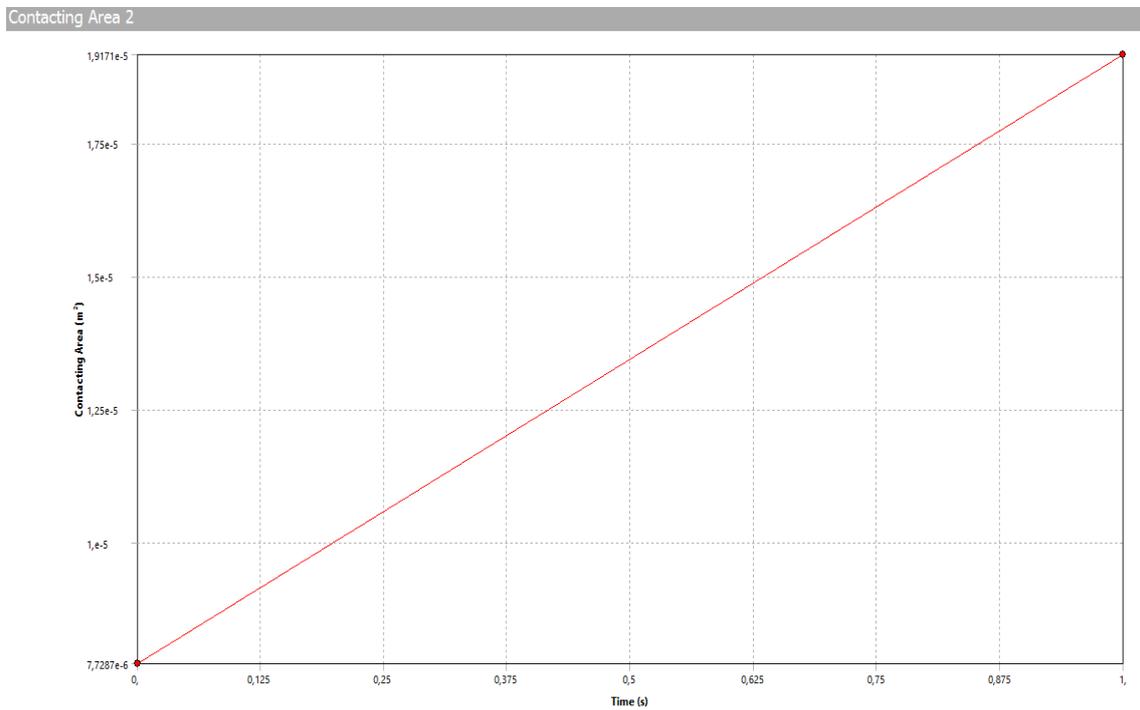
Presión rodillo 3: 758,79 MPa



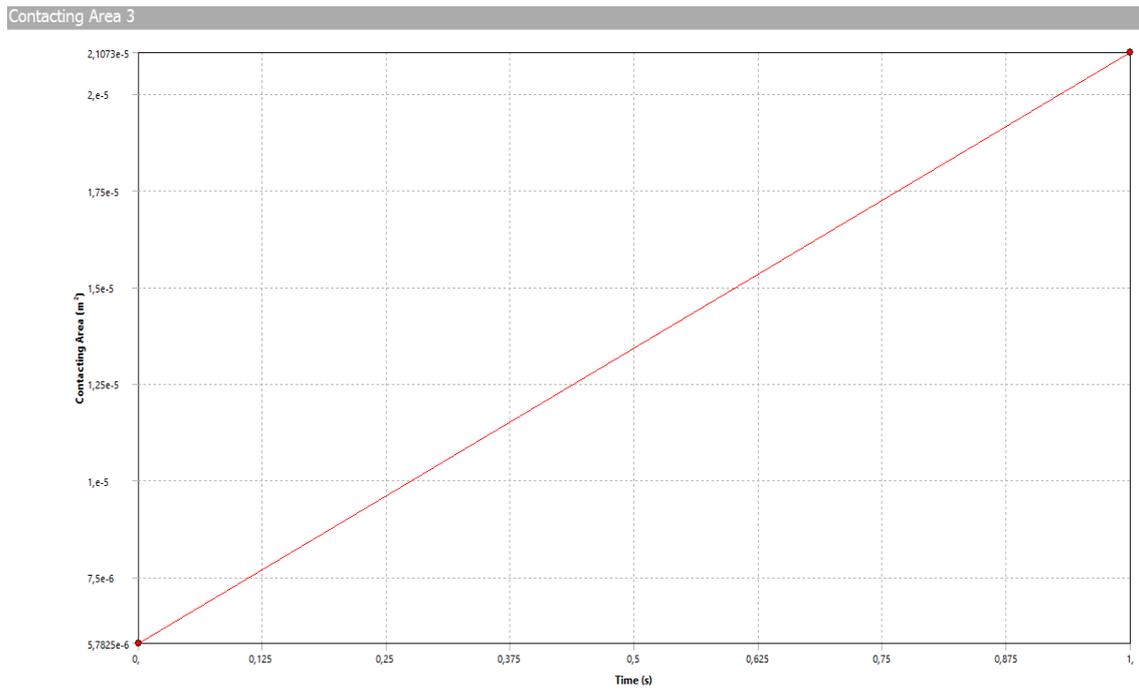
Área rodillo 1: $26,90 \text{ mm}^2$



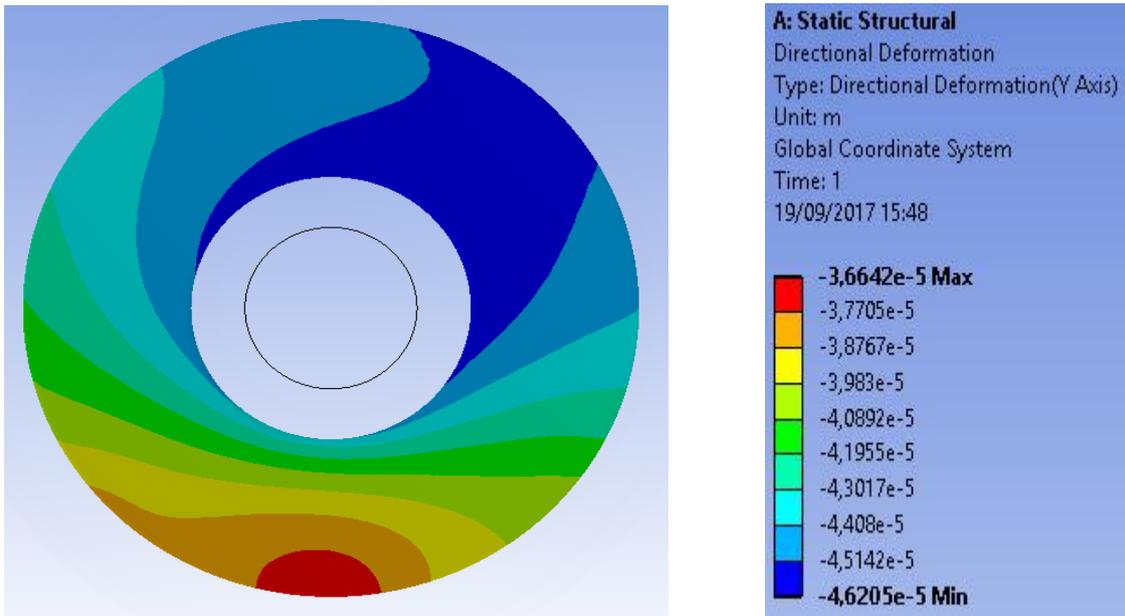
Área rodillo 2: $19,17 \text{ mm}^2$



Área rodillo 3: 21,07 mm²



Deformación direccional máxima: 36,64 µm



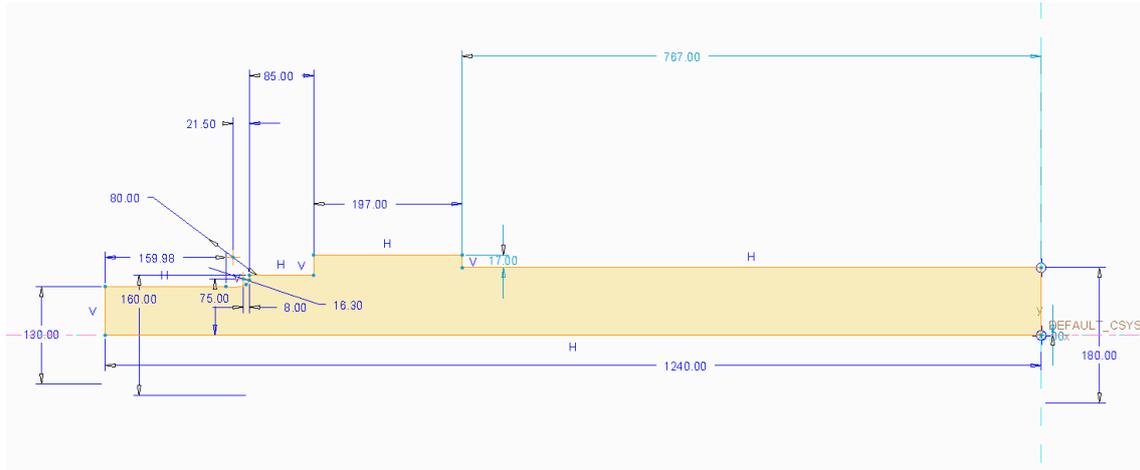
ANEXO C

MODELADO DEL EJE, RUEDAS, RAÍL Y RODILLOS

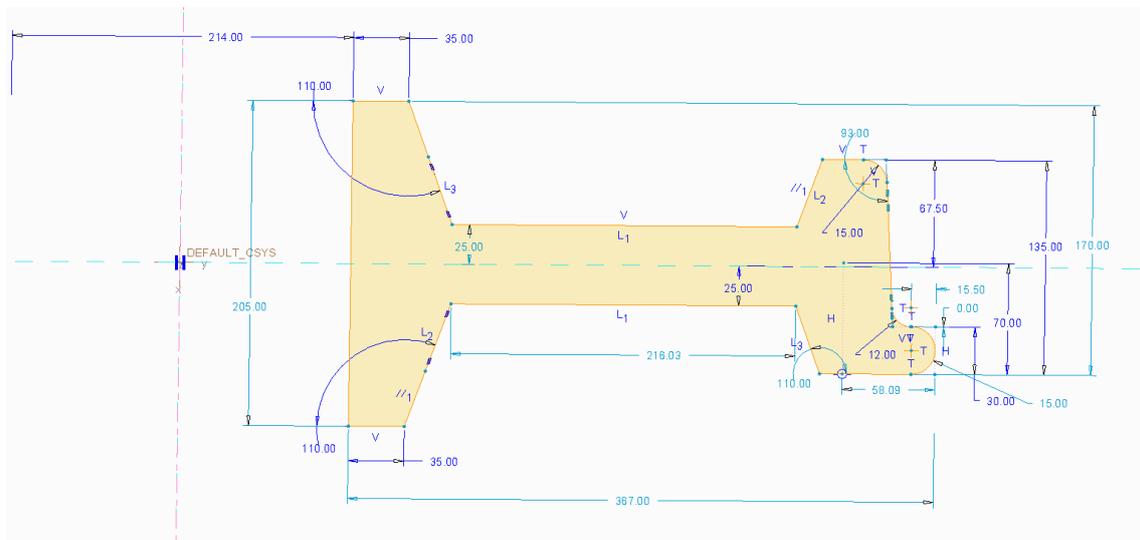
INTRODUCCIÓN

En este anexo se van a detallar las cotas del modelado y el montaje en PTC Creo de la geometría utilizada para la realización del proyecto. Es importante destacar que estos modelos **NO** han sido realizados por mí, sino por María Llompert Asorey y Sandra Poncio González, y únicamente se incluyen como anexo por ser los modelos bases sobre los cuales se trabaja en el proyecto. Todos son realizados a partir de la revolución y/o simetría de una extrusión.

C.1 EJE

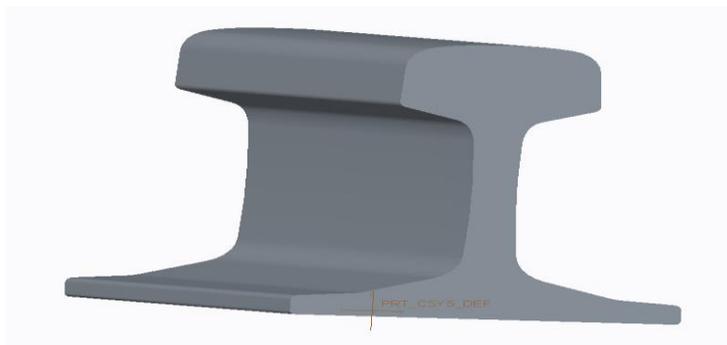
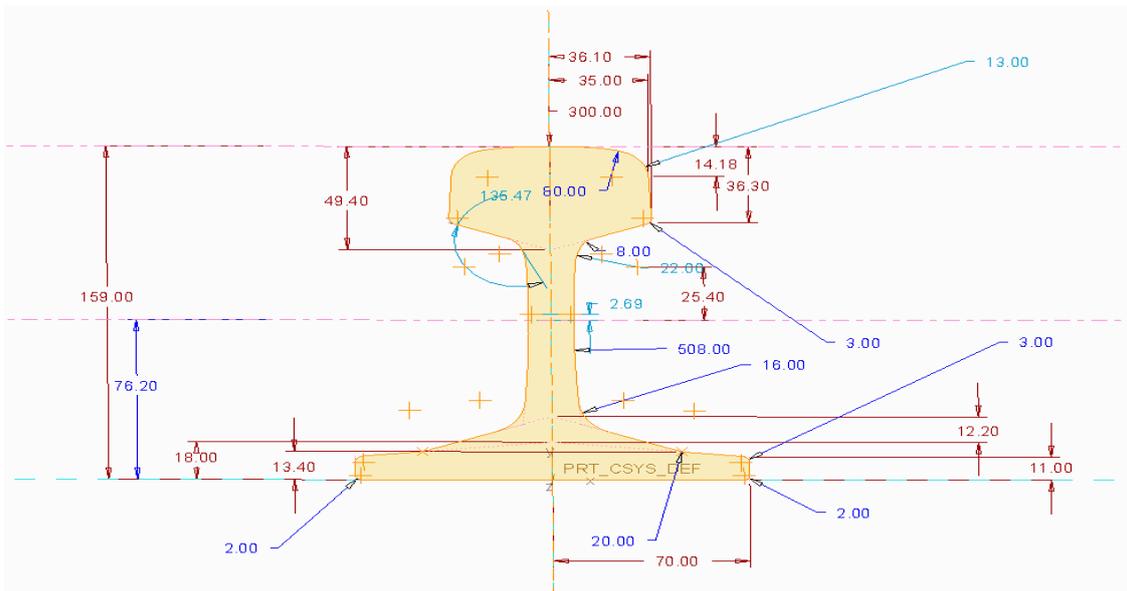


C.2 RUEDAS

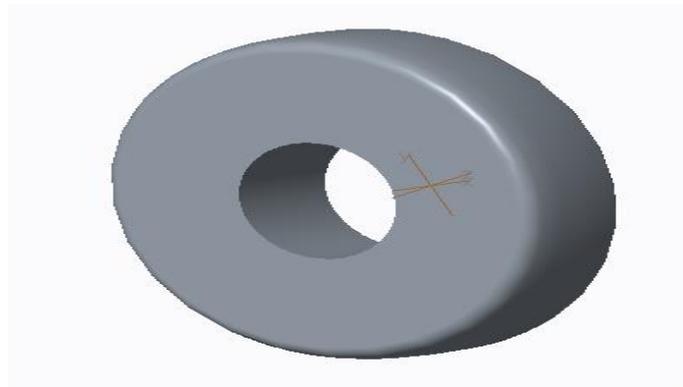
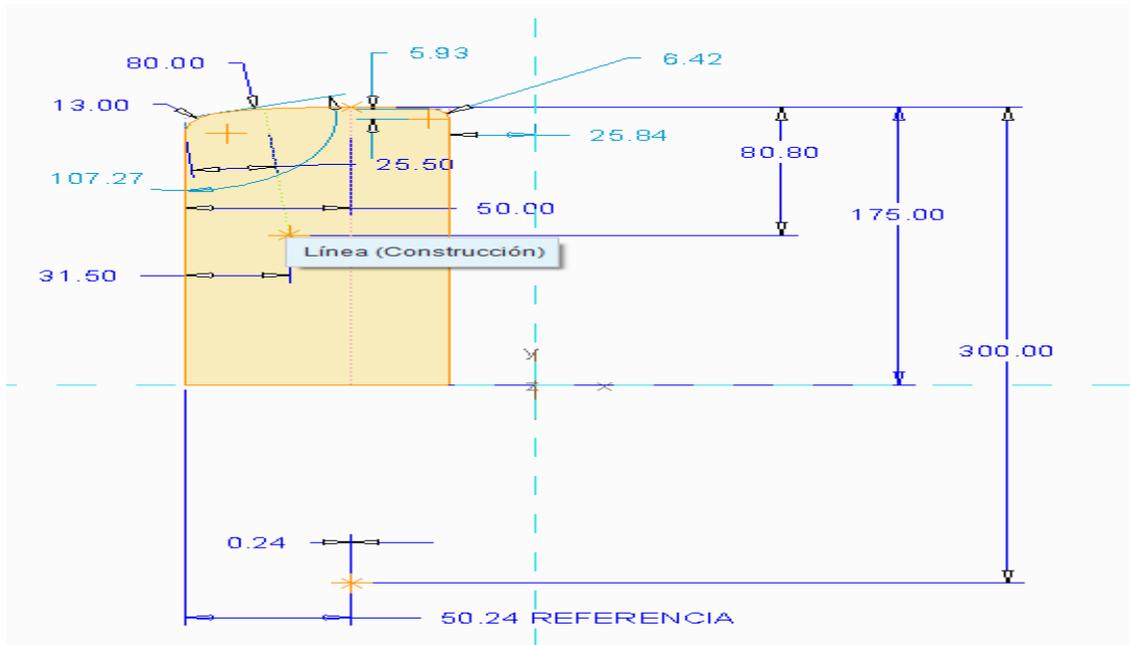




C.3 RAÍL



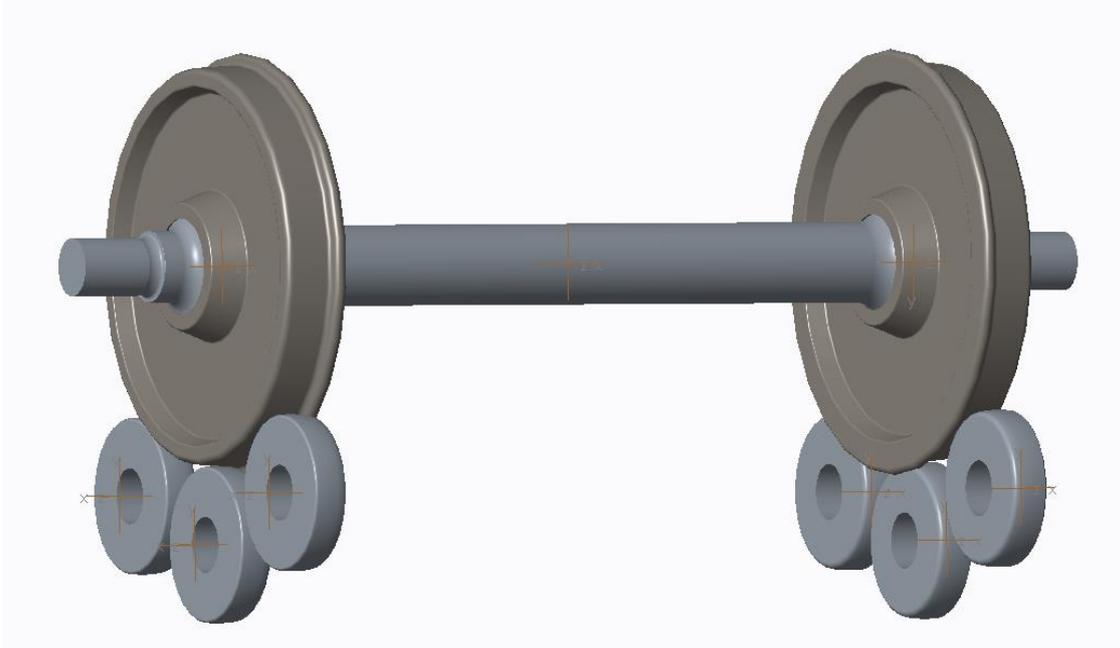
C.4 RODILLO



C.5 CONJUNTO RUEDA-RAÍL

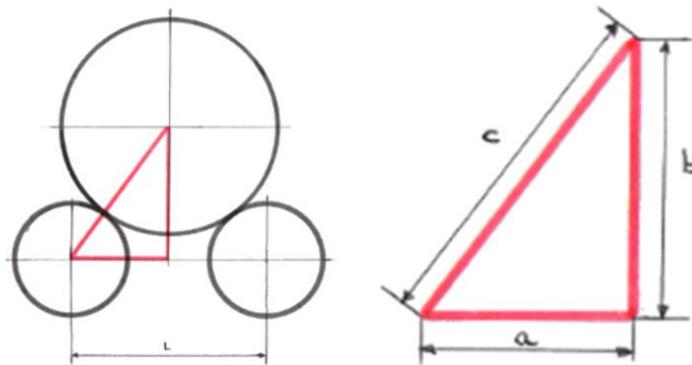


C.6 CONJUNTO RUEDA-RODILLO



C.7 PARAMETRIZACIÓN DE LOS RODILLOS

Para la parametrización del ángulo de los rodillos se ha utilizado el siguiente esquema, en el que se muestra el triángulo que se forma únicamente cuando los rodillos y la rueda están en contacto. De esta forma, al modificar el ángulo se modifican todos los parámetros.



Las ecuaciones que definen estos parámetros son:

$$a = \frac{L}{2}$$

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{a}{c}$$

$$c = 445 + \frac{D_{rodillo}}{2}$$

$$b = \frac{a}{\tan \alpha}$$

Siendo:

- L: distancia entre rodillos.
- a: ángulo formado entre la vertical y la línea de unión de centros.