

CÁLCULO DE ESTRUCTURAS
Y/O ELEMENTOS
ESTRUCTURALES POR
PROCEDIMIENTOS ANÁLITICOS
Y CON PROCEDIMIENTOS
INFORMÁTICOS

ESTUDIO DEL CAMPO DE TENSIONES
EN UN SISTEMA MECÁNICO



**VNiVERSIDAD
D SALAMANCA**

Autor: **Juan Ramón Martín Nieto**

Tutor: **José Alejandro Reveriego Martín**

Año académico: **2014/2015**

ÍNDICE

1. Introducción al método de elementos finitos	4
1.1. Introducción	5
1.2. Breve historia del método de los elementos finitos	6
1.3. Conceptos generales del método	7
1.4. Análisis por elementos finitos	8
1.5. Antes de realizar un cálculo por el MEF	9
2. Introducción al programa Abaqus.	10
2.1. Introducción	11
2.2. Parte I- Definición de un modelo.	13
2.3. Parte II- Salidas	18
2.4. Parte III- Elementos	21
2.5. Parte IV- Materiales	26
2.6. Parte V- Análisis	28
2.7. Parte VI- Condiciones externas, Constraints e interacciones	31
3. Ejemplo para el aprendizaje de Abaqus: Pórtico a dos aguas.	33
3.1. Introducción	34
3.2. Cálculo por el método clásico	34
3.3. Análisis del modelo por el método lineal.	46
3.4. Análisis del modelo en 2D	57
3.5. Conclusión	66
4. Ejercicio 1: Diseño de un eje con una pletina.	67
4.1. Introducción	68
4.2. Cálculo por el método clásico	68
4.3. Análisis con Abaqus	72
4.4. Conclusión	89
5. Ejercicio 2: Diseño de eje con dos poleas.	90
5.1. Introducción	91
5.2. Cálculo por el método clásico	91
5.3. Análisis con Abaqus	96
5.4. Conclusión	117
6. Ejercicio 3: Estudio de dos engranajes.	118
6.1. Introducción	119
6.2. Cálculo teórico (ejercicio con giro)	121
6.3. Cálculo teórico (ejercicio sin giro)	125
6.4. Análisis con Abaqus	129
6.5. Conclusión	143
6.6. Extensión: Análisis dinámico	152
7. Conclusión final	157
8. Bibliografía	159

1. INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

1. INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

1.1- INTRODUCCIÓN

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales.

Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

El método de los elementos finitos como formulación matemática es relativamente nuevo; aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo, en los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos.

1.2- BREVE HISTORIA DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

Aunque el nombre del MEF se ha establecido recientemente, el concepto se ha usado desde hace varios siglos. El empleo de métodos de discretizado espacial y temporal y la aproximación numérica para encontrar soluciones a problemas ingenieriles o físicos es conocido desde antiguo. El concepto de ‘elementos finitos’ parte de esa idea.

Para encontrar vestigios de este tipo de cálculos podríamos remontarnos a la época de la construcción las pirámides egipcias. Los egipcios empleaban métodos de discretizado para determinar el volumen de las pirámides. Arquímedes (287-212 a.C.) empleaba el mismo método para calcular el volumen de todo tipo de sólidos o la superficie de áreas. En oriente también aparecen métodos de aproximación para realizar cálculos. Así el matemático chino Lui Hui (300 d.C.) empleaba un polígono regular de 3072 lados para calcular longitudes de circunferencias con lo que conseguía una aproximación al número Pi de 3.1416.

El desarrollo de los elementos finitos tal y como se conocen hoy en día ha estado ligado al cálculo estructural fundamentalmente en el campo aeroespacial. En los años 40 Courant¹ propone la utilización de funciones polinómicas para la formulación de problemas elásticos en subregiones triangulares, como un método especial del método variacional de Rayleigh-Ritz para aproximar soluciones.

Fueron Turner, Clough, Martin y Topp² quienes presentaron el MEF en la forma aceptada hoy en día. En su trabajo introdujeron la aplicación de elementos finitos simples (barras y placas triangulares con cargas en su plano) al análisis de estructuras aeronáuticas, utilizando los conceptos de discretizado y funciones de forma.

Actualmente el método se encuentra en una fase de gran expansión: es ampliamente utilizado en la industria y continúan apareciendo cientos de trabajos de investigación en este campo. Los ordenadores han aportado el medio eficaz de resolver la multitud de ecuaciones que se plantean en el MEF, cuyo desarrollo práctico ha ido caminando parejo de las innovaciones obtenidas en el campo de la arquitectura de los ordenadores. Entre éstas, además de permitir la descentralización de los programas de EF, ha contribuido a favorecer su uso a través de sofisticados paquetes gráficos que facilitan el modelado y la síntesis de resultados. Hoy en día ya se concibe la conexión inteligente entre las técnicas de análisis estructural, las técnicas de diseño (CAD), y las técnicas de fabricación.

1.3 CONCEPTOS GENERALES DEL MÉTODO

La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos.

Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento.

De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

En cualquier sistema a analizar podemos distinguir entre:

- Dominio: Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno: Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, focos de calor,...

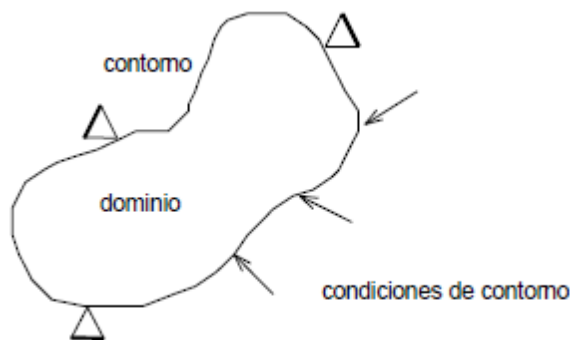


Figura 1.1- Condiciones de contorno.

El método de los elementos finitos supone, para solucionar el problema, el dominio discretizado en subdominios denominados elementos. El dominio se divide mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el tridimensional) imaginarias, de forma que el dominio total en estudio se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide. Los elementos se definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre sí los elementos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos podemos calcular el resto de incógnitas que nos interesen: tensiones, deformaciones,.... A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo. Los grados de libertad de un nodo son las variables que nos determinan el estado y/o posición del nodo.

1.4 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Un análisis por elementos finitos recoge los siguientes puntos:

- 1- Descripción de los nodos (coordenadas, condiciones de contorno).
- 2- Agrupar esta información para que sea compatible con los elementos finitos.
- 3- Se agrupa la información sobre propiedades del material y cargas para todos y cada uno de los elementos.
- 4- Ensamblaje de todas las matrices que intervienen en el proceso. En nuestro caso la matriz de rigidez es la única que interviene. Se obtiene una matriz global de todos los elementos de la estructura.
- 5- Con esta matriz y conocidas las cargas, se determinan los desplazamientos y las deformaciones.

$$[K] \times [U] = [P] \quad (1.1)$$

Donde:

- K: matriz de rigidez.
- U: matriz de desplazamiento o deformaciones.
- P: matriz de cargas.

6- Conocidos los desplazamientos y las deformaciones, estas se llevan a la ecuación constitutiva. En nuestro caso, al estar dentro del periodo elástico del material, la ley de Hooke y se realiza la integración. La integración se realiza a través de un algoritmo que, en la mayoría de los software comerciales, emplea el método de Gauss.

7- El resultado de esta integración nos da las tensiones que aparecen en los elementos finitos. Como estos están interconectados con los nodos, nos da la información de la tensión nodal.

1.5 ANTES DE REALIZAR UN CÁLCULO POR EL MEF

Antes de comenzar a resolver un problema mediante cualquier programa de Elementos Finitos conviene reflexionar sobre una serie de puntos.

¿Qué se pretende con el análisis?

Determinar tensiones, obtener distribuciones de temperatura, ver cómo evoluciona el sistema, calcular frecuencias y modos propios... Esta pregunta nos determinará el tipo de análisis a realizar.

¿Cómo va a ser la geometría que vamos a analizar?

Seguramente conocemos la geometría real del problema, pero a la hora de realizar su análisis deberemos simplificarla al máximo en función del objetivo del análisis, ya que la mayoría de los detalles son superfluos y lo único que conllevan es un consumo excesivo de tiempo de cálculo y de espacio de almacenamiento. Para ello deberemos buscar posibles simetrías, antisimetrías, axisimetrías del problema, problemas de tensión o deformación planas, eliminación de detalles superfluos: radios de acuerdo, entallas,... Una vez estudiada la geometría podremos decidir el o los tipos de elementos a utilizar, las características de los mismos, así como las propiedades de el o los materiales (módulo de elasticidad, conductividad,...) a emplear.

¿Qué condiciones de contorno imponemos sobre el sistema a estudiar?

También serán conocidas, pero deberemos estudiar si son o no importantes o influyentes en el tipo de análisis que vamos a realizar. Una vez decididas las condiciones de contorno hemos de estudiar la forma de aplicarlas, si representan las condiciones reales del problema, si existe equilibrio (en el caso de que sea un análisis estático),... La imposición de condiciones de contorno apropiadas es una de las decisiones más complejas a la hora de realizar un análisis por elementos finitos.

¿Qué resultados esperamos obtener?

Para poder saber si hemos realizado correctamente el análisis o si representa bien la realidad, deberemos tener una idea de cómo va a responder. Por ejemplo, si estamos analizando una tubería sometida a presión interior y los resultados nos indican que disminuye el radio deberemos pensar que hemos modelado mal el sistema, bien en la aplicación de las cargas, en el mallado, etc.

Una vez estudiados estos puntos estamos en disposición de realizar un Análisis por Elementos Finitos.

2. INTRODUCCIÓN AL PROGRAMA ABAQUS

2. INTRODUCCIÓN AL PROGRAMA ABAQUS

2.1 INTRODUCCIÓN

ABAQUS es un programa destinado a resolver problemas de ciencias e ingeniería y está basado en el método de los elementos finitos. El programa puede resolver casi todo tipo de problemas, desde un simple análisis lineal hasta simulaciones complejas no lineales. Abaqus posee una extensa librería de elementos finitos que permite modelar virtualmente cualquier geometría, así como su extensa lista de modelos que simulan el comportamiento de una gran mayoría de materiales, permitiendo su aplicabilidad en distintas áreas de ingeniería.

Este manual constituye una introducción que permite a los nuevos usuarios tener un punto de partida que les guíe y oriente en la búsqueda de información para resolver sus problemas e inquietudes.

Parte I

Se describe la documentación disponible, bien sea escrita o en línea de los manuales de Abaqus, y luego se describe el archivo de entrada, el cual contiene en una serie de líneas, opciones (palabras claves), líneas de datos y líneas de comentarios, que son interpretadas por Abaqus. Este archivo de entrada es un archivo de datos, que puede ser creado usando un editor de texto o desde el preprocesador gráfico del programa, tal como Abaqus/Cae. La gran mayoría de los archivos de entrada contienen la misma estructura básica, por lo tanto en los siguientes párrafos se describen las reglas de sintaxis para su escritura, los convenios usados y las partes que definen un modelo.

Parte II

El programa de elementos finitos crea durante un análisis archivos de salidas. Estos tienen como objetivo mostrar a través de visualizaciones, o por medio de archivos de texto, los resultados del modelo analizado, así como los posibles errores originados durante un análisis.

Parte III

Abaqus presenta una extensa librería de elementos finitos, que proporciona una poderosa herramienta para la solución de una gran variedad de problemas. En este capítulo se describen las características más resaltantes de cada uno de los elementos de la librería.

Parte IV

En este capítulo se describen los tipos de materiales disponibles en Abaqus y contiene una pequeña descripción del comportamiento de los mismos. Los materiales

son definidos a partir de la selección del material y la definición de los requerimientos necesarios para establecer su comportamiento, además esta permitido combinar comportamientos de materiales como por ejemplo Elasticidad – Plasticidad.

Parte V

En este capítulo se describen los tipos de análisis disponibles en Abaqus/Standard y Abaqus/Explicit, dichos análisis están definidos por: División del problema en steps, especificar un tipo de análisis para cada step y describir cargas, condiciones de borde y las salidas requeridas para cada step.

2.2 PARTE I- DEFINICIÓN DE UN MODELO

2.2.1 DOCUMENTACIÓN

Abaqus tiene a completa disposición del usuario, por medio de documentación escrita y en línea, la información concerniente a: tipos de elementos finitos, materiales, procedimientos de análisis, condiciones iniciales, modelado con Abaqus/Cae, ejemplos, tutorial de ejemplos, manual de palabras claves, manual de teoría, así como la instalación del programa bajo circunstancias particulares.

2.2.2 REGLAS DE SINTAXIS PARA ARCHIVOS DE ENTRADA

En esta sección se describen las reglas de sintaxis que gobiernan los archivos de entrada que son leídos por el programa de elementos finitos Abaqus. Existen tres tipos de líneas: líneas de palabras claves, líneas de datos y líneas de comentario.

- Líneas de palabras claves: Estas líneas introducen palabras claves y a menudo parámetros conocidos por el programa, las cuales se encuentran en frases separadas por comas. Los parámetros son usados para definir el comportamiento de una opción.
- Líneas de datos: Se usan para la entrada de datos que pueden ser numéricos o alfanuméricos.
- Líneas de comentarios: Son líneas que se utilizan para escribir comentarios en el archivo de entrada.

2.2.2.1 Reglas generales para las líneas de palabras claves

- Toda línea debe comenzar con un asterisco (*).
- *Elastic*
- Si un parámetro es dado, la palabra clave debe estar seguida por una coma (,).
 - Los parámetros deben estar separados por comas.
- *Elastic, Type=Isotropic*
- Una línea de palabras claves no puede contener más de 256 caracteres incluyendo los espacios en blancos.
 - Un espacio en blanco dentro de las líneas de comando es ignorado.
 - Si un parámetro tiene un valor, se usa el signo igual (=). El valor puede ser entero, real, o carácter.
- *Elastic, Type= Isotropic, Dependencias=1*
- Si el último carácter en es una coma, la próxima línea es interpretada como una continuación de la palabra clave.
- *Elastic, Type= Isotropic,
Dependencias=1*

2.2.2.2 Reglas generales para las líneas de datos

- Las líneas de datos deben ser escritas después de una Palabra Clave, de esta manera los datos son asignados a una opción determinada.
- Cuando se tienen un grupo de datos estos deben estar separados por coma (,).

- Una línea de datos no puede contener más de 256 caracteres incluyendo los espacios en blanco.
- Una línea de datos sólo debe contener el número de datos especificados.
- Un dato entero no puede ocupar un máximo de 10 dígitos.
- Un dato real es una cantidad formada por una parte entera y otra fraccionada, para ello, el punto decimal (.) es usado para definir este tipo de datos.
- Los números con puntos flotantes pueden ocupar un máximo de 20 espacios incluyendo el signo, el punto decimal y la notación exponencial.
- Un número real puede ser escrito de forma exponencial, de ser así, el exponente será precedido por E y la opción (-) o (+) debe ser colocada.
- Una cadena de datos carácter no pueden contener una longitud superior a 80 caracteres.
- Abaqus permite que los datos puedan ser agrupados, de esta manera se puede asignar a un grupo de datos las mismas condiciones de borde, las mismas, cargas, material, etc.

2.2.2.3 Reglas generales para líneas de comentarios

- Toda línea de comentario debe comenzar con doble asterisco (**).
- ** Análisis del modelo*
- Pueden estar localizadas en cualquier parte del archivo de entrada.
 - Son ignoradas por el programa de elementos finitos.
 - Pueden contener cualquier tipo de información y se permiten caracteres alfanuméricos y especiales.
 - Una línea de comentario no puede contener más de 256 caracteres incluyendo los espacios en blanco.

2.2.3 CONVENIOS

Los convenios que son usados a través del programa de elementos finitos están definidos en esta sección. Los siguientes tópicos son discutidos: Sistema coordenado, grados de libertad, unidades y tiempo.

2.2.3.1 Sistema coordenado

El sistema coordenado usado por el programa de elementos finitos es el sistema cartesiano, cuyo convenio de signo positivo se muestra en la figura 1, y debe coincidir con la regla de la mano derecha. Abaqus permite elegir otro sistema localmente, ya sea para las salidas referidas a variables nodales (desplazamiento, aceleración, esfuerzos, etc.), condiciones de carga, restricciones y especificaciones de material de las secciones.

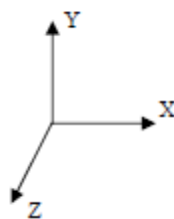


Figura 2.1- Sistema coordenadas.

2.2.3.2 Grados de libertad

El programa considera los grados de libertad que se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1- Grados de libertad considerados por el programa de elementos finitos.

(1)	Desplazamiento en x
(2)	Desplazamiento en y
(3)	Desplazamiento en z
(4)	Rotación a través del eje x
(5)	Rotación a través del eje y
(6)	Rotación a través del eje z
(7)	Warping amplitud (para secciones abiertas de elementos beams).
(8)	Presión de poros
(9)	Potencial eléctrico
(10)	No usado
(11)	Temperatura (ó concentración normalizada en análisis de difusión de masa)
(12)	Segunda temperatura (para elementos Shell o Beams)
(13)	Tercera temperatura (para elementos Shell o Beams)
(14)	Etc.

Para elementos axisimétricos los grados de libertad referidos a los desplazamientos y rotaciones son:

Tabla 2.2- Grados de libertad considerados para elementos axisimétricos.

(1)	Desplazamiento en r
(2)	Desplazamiento en z
(5)	Rotación a través del eje z
(6)	Rotación en el plano r - z

2.2.3.3 Unidades

El programa no especifica las unidades a utilizar, por lo tanto, las unidades elegidas deben ser consistentes entre sí.

2.2.3.4 Tiempo

Se consideran dos medidas de tiempo: tiempo del paso de análisis y tiempo total. El tiempo del paso del análisis es medido desde el comienzo de cada paso partiendo desde cero, mientras que el tiempo total es medido de forma acumulada hasta el último paso del análisis.

2.2.3.5 Convenios usados para las componentes de esfuerzos y deformaciones

El convenio usado para las componentes de esfuerzos y deformaciones es:

Tabla 2.3- Convenios usados para las componentes de esfuerzos y deformaciones.

σ_{11}	Esfuerzo en la dirección 1
σ_{22}	Esfuerzo en la dirección 2
σ_{33}	Esfuerzo en la dirección 3
τ_{12}	Esfuerzo cortante en el plano 1-2
τ_{13}	Esfuerzo cortante en el plano 1-3
τ_{23}	Esfuerzo cortante en el plano 2-3

2.2.4. DEFINICION DE UN MODELO EN ABAQUS

2.2.4.1 Archivo de entrada

Un archivo de entrada es un archivo de datos, que puede ser creado usando un editor de texto o un preprocesador gráfico tal como Abaqus/Cae. El archivo de entrada consiste en una serie de líneas que contienen opciones (palabras claves), líneas de datos y líneas de comentarios.

2.2.4.2 Data del modelo

Los datos del modelo definen los nodos, elementos, propiedades, tipo de elemento finito o de usuario a usar, condiciones iniciales, etc. La siguiente data debe ser incluida de forma obligatoria dentro del archivo de entrada:

1. Geometría.
2. Propiedades de los Materiales.

Como datos opcionales se tiene:

1. Partes y un ensamblaje.
2. Condiciones iniciales.
3. Condiciones de borde.
4. Interacciones.
5. Definición de Amplitud.
6. Continuación del análisis.

2.2.4.3 Historia de data

El propósito de un análisis es predecir la respuesta de un modelo sometido a una carga externa. El análisis en el presente programa de elementos finitos está basado en el concepto de steps, el cual es descrito en la historia de datos del archivo de entrada. A través de los Steps se introducen cambios en las condiciones de contorno, en las cargas o el tipo de análisis, es importante destacar que no existe límite en el número de steps dentro de un análisis.

Abaqus considera dos tipos de steps que están íntimamente relacionados con el tipo de análisis y donde los parámetros requeridos para la Palabra Clave Step difieren, estos son: Análisis general que puede ser lineal o no lineal, y en Abaqus/Standard análisis de perturbación lineal.

El estado de la estructura al final de un Step provee las condiciones iniciales para el próximo paso del análisis, obteniéndose fácilmente simulaciones consecutivas de condiciones de cargas para un modelo; por ejemplo, se puede obtener la respuesta dinámica de una estructura luego de ser sometida a cargas estáticas iniciales. Finalmente, para considerar la historia de datos se debe incluir en el archivo de entrada el tipo de análisis:

1. Tipo de respuesta.

La siguiente historia de datos puede ser incluida como opcional:

1. Cargas.
2. Condiciones de contorno.
3. Control de las salidas de resultados.
4. Contacto.
5. Activación/Remoción de elementos y superficies.
6. Historia de datos desde un archivo externo.

2.3 PARTE II- SALIDAS

2.3.1 INTRODUCCION

El programa de elementos finitos crea durante un análisis los siguientes archivos de salidas. Estos tienen como objetivo mostrar a través de visualizaciones, o por medio de archivos de texto, los resultados del modelo analizado, así como los posibles errores originados durante un análisis:

- Un archivo de datos que contiene impresa las salidas solicitadas para el modelo y la definición de la historia.
- Un archivo de salidas de datos que contienen resultados para el postproceso a través del modulo de Visualización de Abaqus/Cae.
- Un archivo de resultados seleccionado para Abaqus/Explicit.
- Un archivo de resultados que contiene los resultados que serán visualizados en el postproceso con un software externo.
- Un archivo de mensajes.
- Un archivo de estatus.
- Abaqus permite crear archivos para restaurar un análisis.

Además de las salidas que tiene definido Abaqus, existe la posibilidad de solicitar salidas definidas por el usuario, así como variables de estado.

2.3.2 ARCHIVO DE DATOS

El archivo de datos (*nombre-análisis .dat*) es un archivo de texto que contiene información acerca de la definición del modelo, historia aplicada y cualquier error que sea detectado durante el análisis. La información escrita en el archivo, es controlada desde el archivo de entrada, solicitando según sea el caso, las siguientes salidas:

- Esfuerzos.
- Deformaciones.
- Desplazamiento, velocidad y aceleración.
- Contacto.
- Energía.
- Fractura.
- Variables térmicas.
- Variables eléctricas.
- Fluidos, medios porosos.
- Variables de estado.

Estas salidas son solicitadas en el Modulo Step, a través de Abaqus/Cae. Generalmente Abaqus/Cae selecciona por defecto varias de las salidas, según el análisis que está realizando.

2.3.3 ARCHIVO PARA LA VISUALIZACION DE RESULTADOS (.ODB)

En Abaqus la base de datos de los resultados de salida son escritos en un archivo neutral binario (*nombre-análisis .odb*), el cual es usado para recopilar información del modelo y los resultados del análisis. El modulo Visualización de Abaqus/Cae usa este archivo para la visualización de los resultados, los cuales fueron solicitados en el Modulo Step. La visualización permite generar contornos de todas las variables solicitadas, la deformada del modelo analizado, animaciones, y graficas de variables contra variables.

2.3.4 ARCHIVO DE RESULTADOS SELECCIONADO (.SEL)

Abaqus/Explicit genera el archivo de resultados seleccionado (*nombre-análisis .sel*) el cual almacena los resultados seleccionados por el usuario, que son convertidos en el archivo de resultados (*nombre-análisis .fil*) para ser usado en el postproceso con otro paquete comercial.

2.3.5 ARCHIVO DE RESULTADOS (.FIL)

Abaqus genera el archivo de resultados (*nombre-análisis .fil*) el cual puede ser leído por un postprocesador externo que permita hacer gráficos X –Y o imprimir los resultados de forma tabular. El archivo de resultados puede ser usado como un medio para importar resultados desde un programa externo.

El archivo de resultados es organizado como un archivo secuencial, que puede ser escrito en formato binario o formato ASCII.

2.3.6 ARCHIVO DE MENSAJES (.MSG)

El archivo de mensajes (*nombre-análisis .msg*) contiene mensajes de diagnósticos o de información acerca del progreso de la solución. Este archivo es escrito durante la ejecución del análisis.

2.3.7 ARCHIVO DE ESTATUS (.STA)

El archivo de estatus (*nombre-análisis .sta*) es un archivo de texto que contiene información acerca del progreso del análisis.

En Abaqus/Standard los datos suministrados al archivo (.sta) contienen la siguiente información: número de step, total de iteraciones, tiempo total, tiempo del step, incremento de tiempo, porcentaje ejecutado para el tiempo total del análisis.

2.3.8 ARCHIVO DE RECUPERACION (.RES)

Abaqus permite recomenzar un análisis a través de la opción *RESTART (READ, WRITE), la cual permite salvar y re-usar la data, controlando la escritura y lectura de la misma. La data necesaria para recomenzar un análisis en Abaqus/Standard son contenidas en varios archivos que son generados cuando el usuario solicita la opción *RESTART, los archivos son: recomenzar (*nombre-análisis .res*), base de datos del análisis (*nombre-análisis .mdl*, *nombre-análisis .stt*), partes (*nombre-análisis .prt*), y base de datos de salidas (*nombre-análisis .odb*).

2.4 PARTE III- ELEMENTOS

2.4.1 INTRODUCCION

El método de los elementos finitos supone que el comportamiento mecánico de un continuo, está conformado por un número finito de partes o elementos. Sobre estas partes o elementos son consideradas las propiedades del material y las relaciones constitutivas, donde a su vez, estos elementos se encuentran conectados entre si por un número discreto de puntos llamados nodos, localizados en sus contornos.

2.4.2 CARACTERISTICAS DE LOS ELEMENTOS

Cada elemento finito en Abaqus tiene un único nombre que caracteriza su comportamiento, a través de las siguientes definiciones:

- Familia: La primera letra o letras del nombre de un elemento de la librería indican la familia a la que pertenece.
- Grados de libertad: Los grados de libertad son variables fundamentales calculadas durante un análisis. Estos grados de libertad están íntimamente relacionados con la familia del elemento.
- Números de nodos: El orden de interpolación es determinado por el número de nodos usados en el elemento.
- Formulación: La formulación del elemento se refiere a la matemática usada para definir su comportamiento.
- Integración: Abaqus emplea técnicas numéricas para integrar sobre el volumen de cada elemento, la cuadratura de Gaussian es la más usada para los elementos.

2.4.3 DIMENSION EN EL ESPACIO DE LOS ELEMENTOS DE LA LIBRERÍA

La librería de elementos de abaqus contiene el siguiente rango de dimensión en el espacio:

- Elementos en una dimensión: Estos elementos modelan líneas o rectas.
- Elementos en dos dimensiones: Modelan superficies, membranas y placas.
- Elementos en tres dimensiones: Modelan sólidos, placas gruesas y conchas.
- Elementos cilíndricos: Estos elementos son usados para modelar cuerpos con geometrías circulares.
- Elementos axisimétricos: Los elementos axisimétricos se usan para modelar cuerpos de revolución bajo condiciones de cargas simétricas axiales.
- Elementos axisimétricos con no linealidad: Estos elementos se usan para análisis lineales o no lineales de estructuras que son inicialmente axisimétricas pero sufren una deformación no axisimétrica.

2.4.4 ELECCION DE UN ELEMENTO APROPIADO PARA UN TIPO DE ANALISIS

2.4.4.1 Elementos para el análisis de esfuerzos/desplazamiento

Son usados en el modelado de análisis mecánico lineal o no lineal con posibilidad de involucrar contacto, plasticidad y grandes deformaciones.

Estos elementos están disponibles para: Elementos Continuos, estructurales, rígidos, conectores, elementos de propósitos especiales y de contacto.

2.4.4.2 Elementos de presión de poros

Se usan para modelar completa o parcialmente un fluido saturado fluyendo a través de un medio poroso deformado.

Los elementos de presión de poros solo pueden ser usados en la siguiente familia de elementos: Elementos sólidos continuos.

2.4.4.3 Elementos acoplados de temperatura – desplazamiento

Se usan para problemas en los cuales el análisis de esfuerzos depende de la temperatura y el análisis térmico depende del desplazamiento.

Estos elementos están disponibles para: Elementos Continuos, truss, shell, contacto Gap y contacto de líneas de deslizamiento.

2.4.4.4 Elementos difusivos (transferencia de calor)

Se usan para análisis de transferencias de calor.

Estos elementos están disponibles para: Elementos Continuos, shell, y contacto de tipo Gap.

2.4.4.5 Elementos acoplados termo – eléctricos

Se usan para el modelado del calor que se produce cuando una corriente eléctrica fluye a través de un conductor.

Los elementos termo – eléctricos solo pueden ser usados en la siguiente familia de elementos: Elementos sólidos continuos.

2.4.4.6 Elementos piezoeléctricos

Se usan para problemas en los cuales un acoplamiento entre esfuerzos y potencial eléctrico es requerido.

Estos elementos son variables en las distintas familias de elementos: Elementos Continuos y elementos truss.

2.4.4.7 Elementos acústicos

Se usan para modelar un medio acústico bajo pequeños cambios de presión.

Estos elementos son variables en las distintas familias de elementos: elementos continuos, elementos infinitos y elementos con interfaces acústicas.

2.4.5 ELEMENTOS SÓLIDOS CONTINUOS

Son elementos de volumen que no incluyen los elementos estructurales tales como: vigas, membranas, cerchas; elementos de propósitos especiales o elementos conectores.

Los elementos sólidos pueden ser usados en Abaqus para el análisis lineal y no lineal, los cuales pueden incluir contacto, plasticidad y grandes deformaciones. Se pueden usar para el análisis de esfuerzos, transferencia de calor, acústicos, piezoeléctricos, análisis acoplado térmico – esfuerzo, fluidos – esfuerzos y térmicos – eléctricos.

2.4.6 ELEMENTOS ESTRUCTURALES

Los elementos estructurales están conformados por los siguientes tipos de elementos: membranas, barras, vigas, pórtico, tubería y concha.

- Elementos membranas: son elementos de superficie que transmiten solo fuerzas en el plano (momentos no); y no tienen rigidez a flexión. Son usados para representar superficies delgadas en el espacio que ofrecen resistencia en el plano del elemento pero no tienen rigidez a flexión.
- Elementos barras: Son miembros estructurales largos, delgados que pueden transmitir solo fuerza axial y no transmiten momento. Los elementos truss son usados en dos y tres dimensiones para modelos de estructuras delgadas que soportan solo cargas axiales y no soportan momentos o fuerzas perpendiculares a la barra.
- Elementos viga: Un elemento viga tiene rigidez asociada con el eje de la viga, adicionalmente ofrece flexibilidad asociada con la deformación de corte transversal entre el eje de la viga y la dirección de la sección transversal. La ventaja de los elementos vigas es que son geoméricamente simples y poseen pocos grados de libertad.
- Elementos pórtico: Los elementos Frame están conformados por dos nodos y se encuentran disponibles en dos y tres dimensiones, tienen respuesta elástica que sigue la teoría de vigas de Euler-Bernoulli con cuarto orden de interpolación para desplazamientos transversales. Estos elementos pueden ser usados para resolver una amplia variedad de aplicaciones de diseño de la ingeniería civil, tales como estructuras tipo cerchas, puentes, edificio conformado por estructuras del tipo pórtico, etc.
- Elementos tubulares: Los elementos tubulares permiten modelar con mayor exactitud las respuestas no lineales de tuberías circulares. Estos elementos permiten modelar con mayor exactitud respuestas no lineales de tubos circulares cuando hay distorsión de la sección transversal por ovalización.

- Elementos concha: Los elementos shell son usados para modelar estructuras en las cuales una dimensión (espesor), es significativamente más pequeño que el resto de las otras dimensiones.

2.4.7 ELEMENTOS CONECTORES

Los elementos conectores permiten la conexión de dos partes iguales o con características diferentes. Los elementos conectores no eliminan los grados de libertad. Sus principales usos son:

- Los elementos conectores son usados en análisis de dos, tres dimensiones y axisimétricos.
- Permiten la conexión de dos partes iguales o con características diferentes. Algunas conexiones suelen ser simples como una puerta conectada a un pórtico a través de la bisagra. En otros casos la conexión impone condiciones más complicadas como: detener mecanismos, fricción interna, condiciones de falla, en otras.
- La conexión puede ser definida entre dos nodos. Cada nodo puede ser conectado a una parte rígida, a una parte deformable, o no conectada a ninguna parte. También está permitida la conexión entre un punto y un cuerpo.
- Circunstancias complejas pueden requerir múltiples conectores los cuales pueden ser usados en serie o en paralelo.

2.4.8 ELEMENTOS CON PROPOSITOS ESPECIALES

Abaqus adicionalmente posee elementos muy particulares que pueden ser usados para propósitos muy específicos, dichos elementos pueden verse en la siguiente tabla:

Tabla 2.4- Elementos con propósitos especiales de la librería disponibles.

Spring	Spring axial entre dos nodos. Spring entre un nodo y un cuerpo actuando en una dirección fija. Spring entre dos nodos actuando en una dirección fija.
Dashpot	Dashpot axial entre dos nodos. Dashpot entre un nodo y un cuerpo actuando en una dirección fija. Dashpot entre dos nodos actuando en una dirección fija.
Junta flexible	Elemento de junta flexible.
Distributing coupling	Elementos en dos dimensiones (2D). Elementos en tres dimensiones (3D).
Cohesivos	Elemento cohesivo 2D. Elemento cohesivo 3D. Elemento cohesivo axisimetrico.
Gasket	Elemento gasket 2D. Elemento gasket 3D. Elemento gasket axisimetrico.
Superficies	Elemento superficie de 3, 4, 6 y 8 nodos. Elemento superficie cilindrica de 6 y 9 nodos. Elemento superficie axisimetrico sin giro, lineal y cuadrilátero. Elemento superficie axisimetrico con giro, lineal y cuadrilátero.
Fluido hidrostático	Elemento con fluido hidrostático 2D. Elemento con fluido hidrostático 3D. Elemento con fluido hidrostático axisimetrico.
Tube support	Elemento tube support unidireccional. Elemento tube support con geometría cilindrica.
Line Spring	Line spring general de segundo orden. Line spring para usar en un plano de simetría.
Juntas elasto-plásticas	Juntas elasto-plásticas en 2D. Juntas elasto-plásticas en 3D.
Drag Chain	Drag Chain en 2D. Drag Chain en 3D.
Pipe-soil	Pipe soil en 2D. Pipe soil en 3D.
Interfaz acústica	Elementos acústicos de uso general. Elementos acústicos en modelos planos. Elementos acústicos en modelos 3D.
Definidos por el usuario	Elementos definidos por el usuario.

2.5 PARTE IV- MATERIALES

2.5.1 INTRODUCCION

En este capítulo se describen los tipos de materiales disponibles en Abaqus y contiene una pequeña descripción del comportamiento de los mismos. Los materiales son definidos a partir de la selección del material y la definición de los requerimientos necesarios para establecer su comportamiento, además está permitido combinar comportamientos de materiales como por ejemplo Elasticidad – Plasticidad.

2.5.2 DEFINICION DE LA DATA

La definición de un material en Abaqus: Especifica el comportamiento de un material y provee todos los datos necesarios para definir sus propiedades y puede contener múltiples materiales.

2.5.3 COMBINACION DEL MATERIAL

Abaqus provee un amplio rango de posibles comportamientos del material. Un material es definido eligiendo el comportamiento apropiado para el propósito de un análisis. Algunos materiales pueden ser usados solos o en conjunto con otros.

2.5.4 PROPIEDADES ELASTICAS

La librería de Abaqus para definir los diferentes tipos de materiales incluye varios modelos que permiten representar el comportamiento elástico. Los materiales se clasifican en las siguientes categorías:

- Elasticidad lineal: La elasticidad lineal constituye la forma más sencilla de representar la elasticidad. Un material con características elásticas lineales es válido para pequeñas deformaciones elásticas.
- Elasticidad en materiales porosos: El comportamiento elástico para materiales porosos es válido para pequeñas deformaciones elásticas. Constituye un modelo no lineal, con elasticidad isotrópica.
- Hypoelasticidad: Los modelos de materiales con características hipoeelásticas son válidos para pequeñas deformaciones elásticas (el esfuerzo no será mayor comparado con el modulo de elasticidad del material).
- Hiperelasticidad: Son válidos para materiales isotrópicos que presentan respuesta elástica instantánea con grandes deformaciones.
- Viscoelasticidad: Describe el comportamiento de materiales isotrópicos en el cual la pérdida disipativa primaria causada por el efecto viscoso debe ser modelada en un tiempo de dominio.
- Histéresis: Define el comportamiento histerético de materiales que experimentan comparable deformación elástica e inelástica.
- Ecuación de estado: La ecuación de estado puede ser usada con cualquier elemento sólido en Abaqus/Explicit excepto con elementos en esfuerzos planos.

2.5.5 PROPIEDADES INELASTICAS

La mayoría de los materiales usados en la ingeniería inicialmente responde elásticamente, el comportamiento elástico significa que la deformación es completamente recuperable cuando la carga es removida, es decir, el espécimen retorna a su forma original, si la carga excede algún limite (carga de cedencia) la deformación no es completamente recuperada, alguna parte de la deformación permanece cuando la carga es removida. La gran mayoría de los modelos en Abaqus son incremental donde la tasa mecánica de deformación está dividida en una parte elástica y una parte inelástica. La librería de Abaqus para definir los diferentes tipos de materiales incluye varios modelos los cuales se clasifican en las siguientes categorías:

- Plasticidad clásica en metales.
- Modelos para metales sujetos a cargas cíclicas.
- Rate-dependent yield.
- Annealing or Melting.
- Creep and Swelling.
- Anisotropic yield and creep.
- Plasticidad de Jonson-Cook.
- Modelos de falla dinámicos.
- Porous metal plasticity.
- Cast iron plasticity.
- Viscoplasticidad.
- Modelo constitutivo ORNL.
- Deformation plasticity.
- Modelo de plasticidad de Drucker-Prager extended.
- Modelo de plasticidad de Drucker-Prager/Cap modificado.
- Modelo de plasticidad de Mohr-Coulomb.
- Modelo de plasticidad de Clay.
- Crushable foam plasticity.
- Jointed material.
- Concreto.
- Daño progresivo y falla.

2.5.6 OTRAS PROPIEDADES

Abaqus adicionalmente posee otras propiedades de materiales muy particulares que pueden ser usados para propósitos muy específicos, dichas definiciones son:

- Propiedades mecánicas.
- Propiedades de transferencia de calor.
- Propiedades acústicas.
- Propiedades de fluidos hidrostáticos.
- Propiedades de difusión de masa.
- Propiedades eléctricas.
- Propiedades definidas por el usuario.

2.6 PARTE V- ANALISIS

2.6.1 INTRODUCCION

Un análisis en Abaqus es definido por medio de:

- División del problema en steps.
- Especificando un tipo de análisis para cada step.
- Describiendo cargas, condiciones de borde y las salidas requeridas para cada step.

2.6.2 ANALISIS GENERAL Y DE PERTURBACION LINEAL

Un análisis durante el cual la respuesta puede ser lineal o no lineal es llamado análisis

General, mientras que un análisis en el cual la respuesta puede ser solamente lineal es llamado análisis de perturbación lineal.

Los problemas de análisis de esfuerzos no lineales (análisis general) pueden tener cualquiera de las siguientes condiciones de no linealidad: del material, geométricas y condiciones de borde. Para este tipo de análisis Abaqus ofrece dos alternativas para controlar la incrementación de tiempo dentro de un step.

El análisis de perturbación lineal puede ser usado solo para analizar problemas lineales. Sin embargo es posible incluir en un análisis completamente no lineal steps de perturbación lineal entre steps definidos como del tipo análisis general. El tiempo del step de un análisis de perturbación lineal es tomado arbitrariamente por el programa como un valor muy pequeño y no es acumulado dentro del tiempo total del step. Un análisis de perturbación lineal está sujeto a ciertas restricciones.

2.6.3 ANALISIS DE MULTIPLES CASOS DE CARGA

Un análisis de múltiples casos de carga:

- Es usado para estudiar la respuesta lineal de una estructura sujeta a distintos grupos de cargas, desplazamientos y condiciones de borde definido dentro de un step.
- Solo puede ser usado con análisis de perturbación: estático, direct-solution ó steadystate dynamics.
- Puede ser más eficiente que un análisis equivalente de perturbación múltiple (varios steps).
- Permite modificar los diferentes tipos de cargas de un step a otro.

Un análisis de múltiples casos de carga es conceptualmente equivalente a un análisis con múltiples steps, además resulta ser más eficiente excepto cuando un número considerable de condiciones de borde no son comunes a los casos de carga. Este tipo de análisis aunque es más eficiente, puede consumir más memoria y espacio en disco.

2.6.4 ANALISIS DE ESFUERZOS ESTÁTICO

Un análisis estático de esfuerzos es usado cuando los efectos de las fuerzas de inercia son ignorados, el análisis puede ser lineal y no lineal, e ignora los efectos asociados a las siguientes propiedades del material (creep, swelling, viscoelasticity) pero toma en cuenta el comportamiento plástico e hiperelástico.

Tenemos los siguientes tipos: Eigenvalue buckling prediction, Unstable collapse and postbuckling analysis, Análisis cuasi-estático y Análisis cíclico.

2.6.5 ANALISIS DINÁMICO

Abaqus ofrece varios métodos para resolver problemas dinámicos en los cuales las fuerzas de inercia son importantes, es por ello que es necesario que la densidad o masa del tipo de material utilizado debe ser especificado. El método de integración directa debe ser usado cuando se estudia respuesta dinámica no lineal. Los métodos modales son usualmente elegidos para análisis lineales

Existen los siguientes tipos de análisis dinámico: Análisis dinámico implícito, Análisis dinámico explícito, Análisis dinámico direct-solution steady-state, Procedimiento para la obtención de la frecuencia natural, Procedimiento para la obtención de valores propios complejos, Análisis dinámico modal, Análisis dinámico mode-based steady-state, Subspace-based steady-state dynamic analysis, Análisis de espectros de respuesta y Análisis de respuesta aleatoria.

2.6.6 STEADY-STATE TRANSPORT ANALYSIS

Este tipo de análisis permite modelar la interacción entre un objeto rodante ó deslizante y a su vez deformable y una ó más superficies, planas, cóncavas o convexas, permitiendo incluir los efectos de inercia y fricción. Solo puede ser aplicado en análisis en tres dimensiones con una geometría axisimétrica o una geometría periódica.

El método cuenta con las siguientes limitaciones:

- La estructura deformable debe ser completamente cilíndrica (360°).
- El análisis es solo aplicable en tres dimensiones.
- Se debe usar “Symetric model generation” para general el cuerpo deformable.

2.6.7 ANALISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En este tipo de análisis tenemos los siguientes casos:

- Análisis de transferencia de calor desacoplados: son problemas en los cuales la temperatura es calculada por Abaqus sin tomar en consideración los esfuerzos y deformaciones de los elementos.
- Análisis acoplado termo-esfuerzos secuencial: es usado cuando los esfuerzos y deformaciones de la estructura dependen de la temperatura, pero está no depende de

dichas variables, es decir, la temperatura puede variar con el tiempo y la posición pero no cambia en función de los esfuerzos.

- Análisis completamente acoplado termo-esfuerzos: es empleado para considerar simultáneamente los efectos térmicos y de esfuerzo/deformación.
- Análisis adiabático: es usado en casos donde la deformación mecánica origina calor y este evento ocurre tan rápido que el calor no tiene tiempo de difundirse a través del material.

2.6.8 ANALISIS ELECTRICOS

Existen dos tipos:

- Análisis acoplado termo-eléctricos: para resolver simultáneamente campos de temperatura y potencial eléctrico es necesario realizar un análisis acoplado termo-eléctrico.
- Análisis piezoeléctrico: en un material piezoeléctrico un gradiente de potencial eléctrico causa deformación, mientras que los esfuerzos causan un potencial eléctrico en el material.

2.6.9 ANALISIS ACOPLADO “PORE FLUID DIFUSION AND STRESS”

Es usado para modelar el flujo de un fluido a través de un medio poroso parcial o completamente saturado. Es posible emplearlo en términos de la presión de poros total o a partir del exceso de presión de poro, incluyendo o excluyendo el peso del fluido.

Entre las aplicaciones típicas se encuentran: Flujo saturado, Flujo parcialmente saturado, Flujo combinado y Migración de humedad.

2.6.10 ANALISIS DE ESFUERZOS GEOSTATICOS

El análisis es usado para verificar que los esfuerzos geostáticos iniciales están en equilibrio con las cargas aplicadas y condiciones de borde, y el programa toma en cuenta la posibilidad de iterar si es necesario para conseguir tal equilibrio.

2.6.11 ANALISIS DE DIFUSION DE MASA

El análisis de difusión de masa se utiliza para modelar la difusión de un material a través de otro, por ejemplo la difusión del hidrógeno a través de un metal. Este tipo de procedimientos requieren el uso de elementos de difusión de masa y puede ser usado para modelar temperatura.

2.6.12 ANALISIS ACUSTICO Y DE IMPACTO

El análisis acústico es usado para modelar problemas de radiación, emisión y propagación de sonidos. Puede incluir cargas de ondas para modelar efectos tales como explosiones bajo el agua.

2.7 PARTE VI- CONDICIONES EXTERNAS, CONSTRAINTS E INTERACCIONES

2.7.1 CURVAS DE AMPLITUD

Una curva de amplitud permite representar variaciones arbitrarias de tiempo o frecuencia con la finalidad de imponer variaciones de carga, desplazamiento y otras variables dadas. La amplitud es definida como data del modelo (no dependen de la definición del step) y es una función del tiempo dada en términos de *step time* (por defecto) o *total time*.

2.7.2 CONDICIONES INICIALES

Las condiciones iniciales son aplicadas tanto en nodos como en elementos, estas pueden ser impuestas directamente, por medio de un archivo externo, subrutinas de usuarios y en algunos casos a través de un archivo de resultados obtenido de un análisis previo con

Abaqus. Existen distintos tipos de condiciones iniciales cuya aplicación depende del tipo de análisis utilizado.

2.7.3 CONDICIONES DE BORDE

Las condiciones de borde son aplicadas en los nodos y asigna valores a las siguientes variables:

1. Desplazamiento
2. Rotación
3. Presión de fluido
4. Presión de poros
5. Temperatura
6. Potencial eléctrico
7. Concentración normalizada
8. Presión acústica.

2.7.4 CARGAS

Las cargas externas pueden ser aplicadas como: Cargas concentradas, distribuidas, de flujo, acústicas o de tipo onda.

- Las cargas concentradas y momentos son aplicadas en los nodos y el usuario necesita especificar la dirección de aplicación con respecto a la configuración de referencia.
- Las cargas distribuidas son aplicadas sobre los elementos, caras, bordes, superficies y bordes geométricos y dependen del tipo de elemento finito sobre el cual son aplicadas, así como del tipo de análisis.
- Las cargas de flujo o cargas térmicas son aplicadas en análisis de transferencia de calor, análisis acoplados temperatura-desplazamiento y análisis acoplados termo-eléctricos.

2.7.5 CONSTRAINTS

A continuación se lista los diferentes tipos de Constraints (*restricciones*) cinemáticas:

- Equations.
- Multi-point constraints.
- Kinematic coupling.
- Surface-based tie constraints.
- Surface-based coupling constraints.
- Surface-based shell-to-solid coupling.
- Mesh-independent spot welds.
- Embedded elements.
- Release.

Es importante destacar que las condiciones de borde son también un tipo de restricciones cinemáticas en análisis de esfuerzos.

3. EJEMPLO PARA EL APRENDIZAJE DE ABAQUS: PÓRTICO A DOS AGUAS

3. EJEMPLO PARA EL APRENDIZAJE DE ABAQUS: PÓRTICO A DOS AGUAS

3.1- INTRODUCCIÓN

En este punto realizaremos el primer ejercicio con Abaqus para aprender a diseñar con dicho programa. Se trata de un pórtico a dos aguas. El objetivo es ver la similitud entre los resultados que nos da Abaqus y los resultados que obtenemos por el método clásico. Empezaremos estudiando el pórtico por el método clásico para, posteriormente, realizarlo con Abaqus.

3.2 - CÁLCULO POR EL MÉTODO CLÁSICO

Enunciado: calcular el pórtico central de una nave situada en Plasencia. La nave se considera no expuesta y ubicada en zona industrial. Huecos de la nave: un portón de 4 x 5 m y sin ventanas. Todo cerrado con chapa ondulada y la distancia entre pórticos es de 5 m.

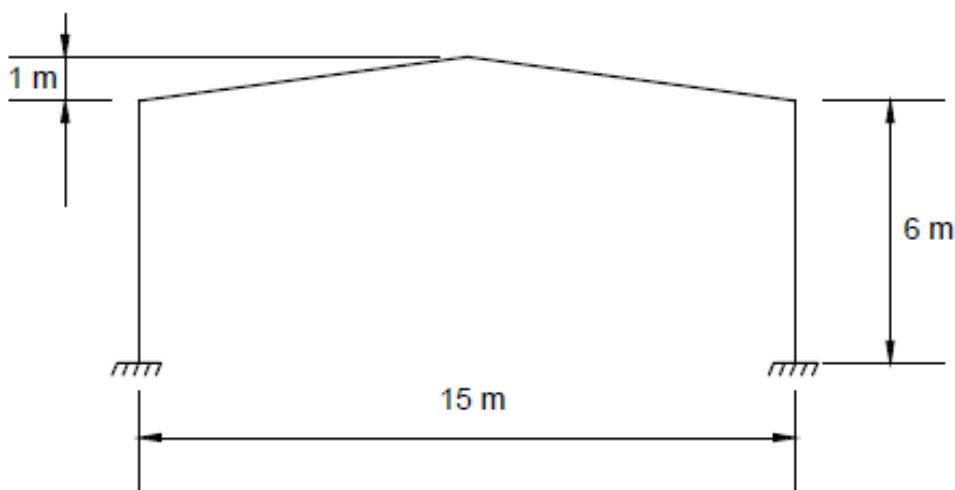


Figura 3.1- Dibujo del pórtico.

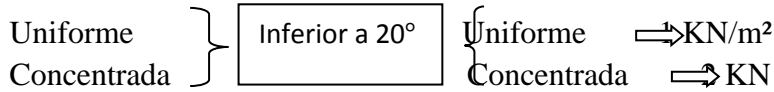
1- Calculamos las acciones que afectan al pórtico.

Acciones permanentes

- P.P. correa: IPN-140 \Rightarrow 0,129 KN/m
- P.P chapa: Acero, 0,8 mm espesor \Rightarrow 0,12 KN/m²

Acciones variables

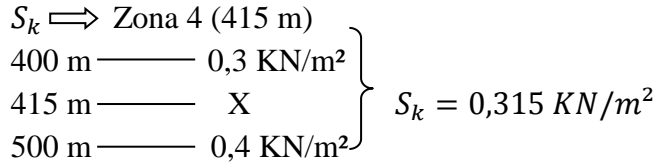
- Uso:



$$\tan \alpha = \frac{1}{7,5} \quad \alpha = 7,59^\circ$$

- Nieve:

$$q_n = \mu \times S_k = 1 \times 0,315 = 0,315 \text{ KN/m}^2 \quad (3.1)$$



$$\mu \Rightarrow \text{Menor } 30^\circ \Rightarrow \mu = 1$$

- Viento

$$q_n = q_b \times C_e \times C_p \quad (3.2)$$

$$q_b \Rightarrow \text{Zona B} \Rightarrow 0,45 \text{ KN/m}^2$$

C_e : calculamos el coeficiente de exposición para la segunda y sexta correa. (Colocaremos 7 correas a una distancia de 1,08 m)

$$\text{- Segunda: } h_2 = 1,08 \times \text{sen } 7,57^\circ = 6,14 \text{ m} \Rightarrow C_{e,6,14} = 1,414$$

$$\text{- Sexta: } h_6 = 5 \times 1,08 \times \text{sen } 7,57^\circ = 6,71 \text{ m} \Rightarrow C_{e,6,71} = 1,471$$

$$C_p = C_{pe} - C_{pi} \quad (3.3)$$

$$C_{pe}: \quad \alpha = 7,59^\circ \quad A = 1,08 \times 5 = 5,4 \text{ m}^2$$

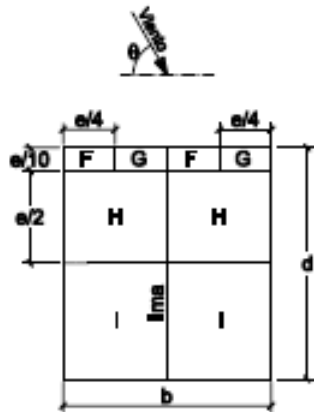


Figura 3.2- Viento zona 2.

Tabla 3.1- Coeficientes de presión exterior.

	F	G	H	I
$C_{pe,1}$	-2,42	-2	-1,2	-0,57
$C_{pe,10}$	-1,52	-1,3	-0,67	-0,57
$C_{pe,5,4}$	-1,76	-1,49	-0,82	-0,57

$$C_{Pe,5,4} = C_{Pe,1} + (C_{Pe,10} - C_{Pe,1}) \times \log_{10} 5,4 \quad (3.4)$$

$$C_{pi}: \quad V_{Z2} = \frac{20}{20} = 1 \Rightarrow A_s = 1 \Rightarrow C_{pi} = -0,5$$

$$V_{Z4} = \frac{0}{20} = 0 \Rightarrow A_s = 0 \Rightarrow C_{pi} = 0,7$$

Zona 2:

$$q_{e(FH)} = 0,45 \times 1,414 \times (-1,2885 - (-0,5)) = -0,499 \text{ KN/m}^2$$

$$q_{e(GH)} = 0,45 \times 1,471 \times (-1,151 - (-0,5)) = -0,431 \text{ KN/m}^2$$

Zona 4:

$$q_{e(I)} = 0,45 \times 1,414 \times (-0,572 - (0,7)) = -0,81 \text{ KN/m}^2$$

Todos los efectos de viento son de succión por lo tanto no tendrá importancia para calcular la acción que soportan las correas.

Combinación de acciones:

Tabla 3.2- Combinación de acciones.

ACCIÓN	Tipo	Valor Unit.	Franja Carga	CARGA	γ	Ψ_1		Ψ_2	
P.P chapa	G	0,12	1,08	0,13	1,35	1	0,176	1	0,176
P.P correa	G	0,129	—	0,129	1,35	1	0,174	1	0,174
Uso (Unif)	Q	1	1,08	1,08	1,5	1	1,62	0	0
Uso (Conc)	Q	2	—	2	1,5	1	3	0	0
Nieve	Q	0,315	1,08 cos 35°	0,28	1,5	0	0	1	0,42
Viento	Q	0	1,08	0	1,5	0	0	-	0

Los resultados de la combinación de acciones son:

- Cargas generales más uso (concentrada): una carga distribuida de 0,35 KN/m y una carga concentrada 3 KN.
- Cargas generales más uso (distribuida): una carga distribuida de 1,97 KN/m.
- Cargas generales más nieve: una carga distribuida de 0,77 KN/m.

El caso más desfavorable es el de las cargas generales más el uso distribuido. Por este motivo, a partir de ahora utilizaremos la carga distribuida de 1,97 KN/m.

Calculamos el peso que soportará el pórtico:

La carga de 1,97 KN/m la soportarán las correas, por lo que calculamos las reacciones que aparecerán en las correas.

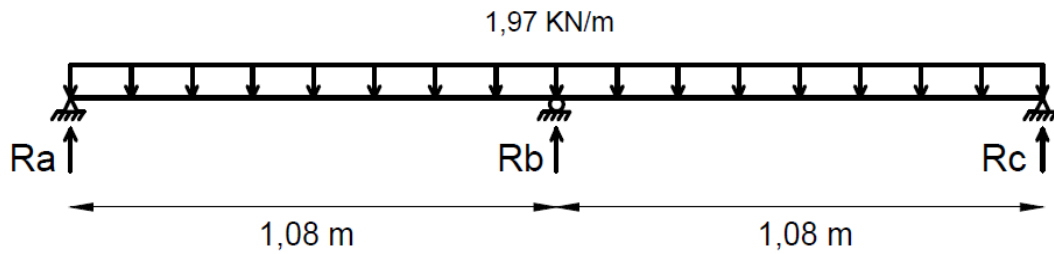


Figura 3.3- Reacciones sobre las correas.

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_v &= 0R_a + R_b + R_c = 4,255 \\ \Sigma M_a &= 01,08R_b + 2,16R_c = 4,596 \\ \Sigma M_b &= 02,16R_c + 1,08R_a = 4,596 \end{aligned} \right\} \boxed{R_a = R_b = R_c = 1,418 \text{ KN}}$$

Al ser un sistema simétrico tanto en forma como en cargas todas las reacciones dan el mismo valor. El valor de las reacciones será la carga que reciban el pilar y el dintel.

Calculamos la relación de inercia para el pórtico:

Una vez conocidas las cargas que afectan al pórtico sólo nos queda calcular la relación de inercia para poder calcular el pórtico. Para ello calculamos el dintel y el pilar como si fueran dos vigas simples.

- Primero calculamos el dintel:

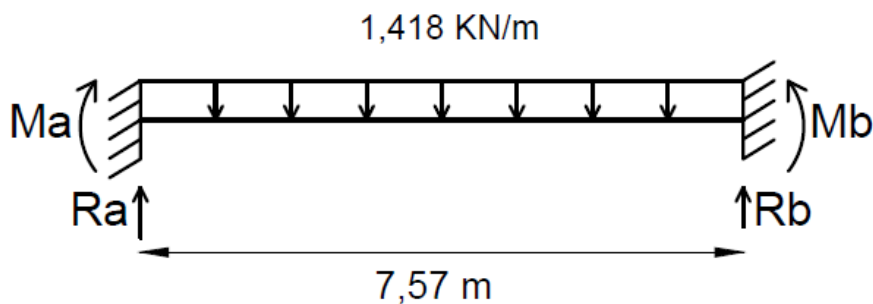


Figura 3.4- Calculo del dintel para la relación de inercia.

Reacciones:

$$R_a + R_b = 7,57 \times 1,418 \Rightarrow \boxed{R_a = R_b = 5,367 \text{ KN}}$$

Momentos:

$$\Sigma M_a = 01,418 \times \frac{7,57^2}{2} = 7,57M_b \Rightarrow \boxed{M_a = M_b = 5,367 \text{ mKN}}$$

Sabemos que el momento máximo estará en el punto en que la suma de cortantes sea igual a cero. Por la simetría de la viga tanto en forma como en carga ese punto estará situado en el centro de la viga. El momento máximo será:

$$M_{x=3,875} = 5,367 \times 3,875 - 1,418 \times \frac{3,875^2}{2} \Rightarrow \boxed{M_{x=3,875} = 10,15 \text{ mKN}}$$

Dimensionamos el dintel:

$$w_{neces} = \frac{M_{max} \times \delta M_0}{f_y} = \frac{(10,15 \times 10^6) \times 1,05}{275} = 38,75 \times 10^3 \text{ mm}^3 \quad (3.5)$$

Con estos datos mirando en las tablas de perfiles obtenemos:

$$\text{IPE-120} \begin{cases} w_y = 53 \times 10^3 \text{ mm}^3 \\ I_y = 3,18 \times 10^6 \text{ mm}^4 \\ A = 1.320 \text{ mm}^2 \end{cases}$$

- Pasamos a calcular el pilar:

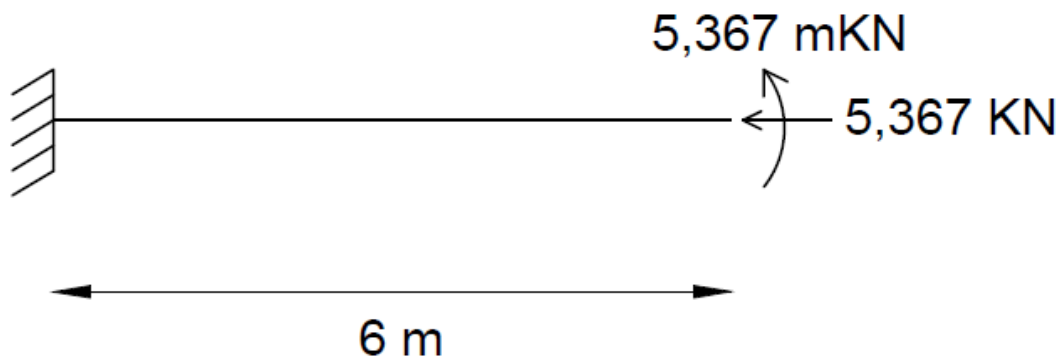


Figura 3.5- Calculo del pilar para la relación de inercia.

Dimensionamos:

$$w_{neces} = \frac{(5,367 \times 10^6) \times 1,05}{275} = 20,49 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Con estos datos mirando en las tablas de perfiles obtenemos:

$$\text{HEB-100} \begin{cases} w_y = 90 \times 10^3 \text{ mm}^3 \\ I_y = 4,52 \times 10^6 \text{ mm}^4 \\ A = 2.600 \text{ mm}^2 \end{cases}$$

Comprobamos que el perfil cumple:

$$\frac{N_{ed}}{A \times f_{yd}} + \frac{M_{y,ed}}{w_y \times f_{yd}} \leq 1 \quad (3.6)$$

$$\frac{5367}{2600 \times \frac{275}{1,05}} + \frac{5,367 \times 10^6}{(90 \times 10^3) \times \frac{275}{1,05}} \leq 1 \quad \text{SI CUMPLE}$$

- Calculamos la relación de inercia mediante una regla de tres dando al pilar una inercia de 1.

Pilar $I_y = 4,52 \times 10^6 \text{ mm}^4$ ————— 1
 Dintel $I_y = 3,18 \times 10^6 \text{ mm}^4$ ————— X

$$1 \times (4,52 \times 10^6) = X \times (3,18 \times 10^6) \Rightarrow \boxed{X = 1,42}$$

Diseñamos el pórtico

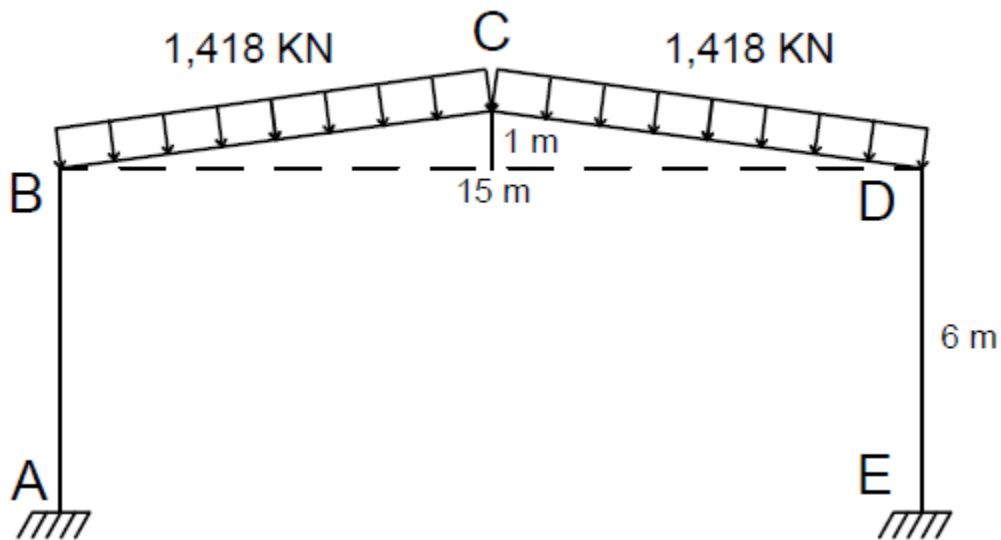


Figura 3.6- Pórtico con carga aplicada.

1- Se calculan los coeficientes de rigidez relativa:

$$K_{BA} = \frac{I}{L} = \frac{1}{6} = K_{DE} \quad (3.7)$$

$$K_{BC} = \frac{1,42}{7,57} = K_{DC}$$

2- Se calculan los coeficientes de reparto:

$$\rho_{ij} = \frac{K_{ij}}{\Sigma K} \quad (3.8)$$

$$\rho_{BA} = \frac{K_{BA}}{K_{BA} + K_{BC}} = \frac{\frac{1}{6}}{\frac{1}{6} + \frac{1,42}{7,57}} = 0,47$$

$$\rho_{BC} = \frac{K_{BC}}{K_{BA} + K_{BC}} = \frac{\frac{1,42}{7,57}}{\frac{1}{6} + \frac{1,42}{7,57}} = 0,53$$

$$\rho_{CB} = \frac{K_{CB}}{K_{CB} + K_{CD}} = \frac{\frac{1,42}{7,57}}{\frac{1,42}{7,57} + \frac{1,42}{7,57}} = 0,5$$

$\rho_{BA} = \rho_{DE} = 0,47$
$\rho_{BC} = \rho_{DC} = 0,53$
$\rho_{CB} = \rho_{CD} = 0,5$

3- Calculamos los momentos de empotramiento perfectos:

Sólo tendremos momentos de empotramiento en los dinteles ya que son los que tienen carga. Además, serán igual ya que la carga es la misma.

$$M_{BC} = -M_{CB} = \frac{q \times l^2}{12} = \frac{1,418 \times 7,57^2}{12} \quad (3.9)$$

$M_{BC} = -M_{CB} = 6,772 \text{ mKN}$
$M_{CD} = -M_{DC} = 6,772 \text{ mKN}$

4- Calculamos los momentos por el método de Cross:

Tabla 3.3- Momentos de Cross.

	B		C		D			
	A	BA	BC	CB	CD	DC	DE	E
ρ	1	0,47	0,53	0,5	0,5	0,53	0,47	1
M_0			6,772	-6,772	6,772	-6,772		
$1R$		-3,183	-3,589	0	0	3,589	3,183	
$1T$	-1,592			-1,795	1,795			1,592
$2R$								
M_{Cross}	-1,592	-3,183	3,183	-8,567	8,567	-3,183	3,183	1,592

5- Comprobamos si existe desplazamiento:

El desplazamiento existirá si las fuerzas horizontales no se compensan.

$$(Q_{BA} \neq Q_{DE})$$

$$Q_{ij} = Q_{0ij} + \left(- \frac{M_{ij} + M_{ji}}{L_{ij}} \right) \quad (3.10)$$

Para adivinar el sentido de las cargas seguimos la regla de la estrella.

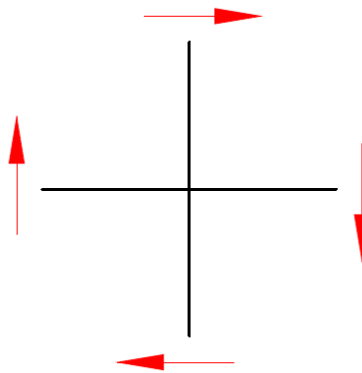


Figura 3.7- Sentido de las cargas.

$$Q_{BA} = Q_{0BA} + \left(- \frac{M_A + M_{BA}}{L_{AB}} \right) = 0 + \left(- \frac{-1,592 - 3,183}{6} \right) = 0,7958 \text{ KN} \leftarrow$$

$$Q_{DE} = Q_{0DE} + \left(- \frac{M_{DE} + M_D}{L_{DE}} \right) = 0 + \left(- \frac{3,183 + 1,592}{6} \right) = 0,7958 \text{ KN} \rightarrow$$

Ambas fuerzas son iguales y de sentido contrario por lo tanto no tenemos desplazamiento.

6- Calculamos el resto de cargas:

$$Q_A = 0 + \left(- \frac{-1,592 - 3,183}{6} \right) = 0,7958 \text{ KN} \rightarrow$$

$$Q_{BC} = 5,367 + \left(- \frac{3,183 - 8,567}{6} \right) = 4,656 \text{ KN} \uparrow$$

$$Q_{CB} = 5,367 + \left(- \frac{-8,567 + 3,183}{6} \right) = 6,078 \text{ KN} \uparrow$$

$$Q_E = 0 + \left(- \frac{1,592 + 3,183}{6} \right) = 0,7958 \text{ KN} \leftarrow$$

$Q_A = 0,7958 \text{ KN} \rightarrow$ $Q_{BC} = Q_{DC} = 4,656 \text{ KN} \uparrow$ $Q_{CB} = Q_{CD} = 6,078 \text{ KN} \uparrow$ $Q_E = 0,7958 \text{ KN} \leftarrow$

7- Diagrama de fuerzas cortantes:

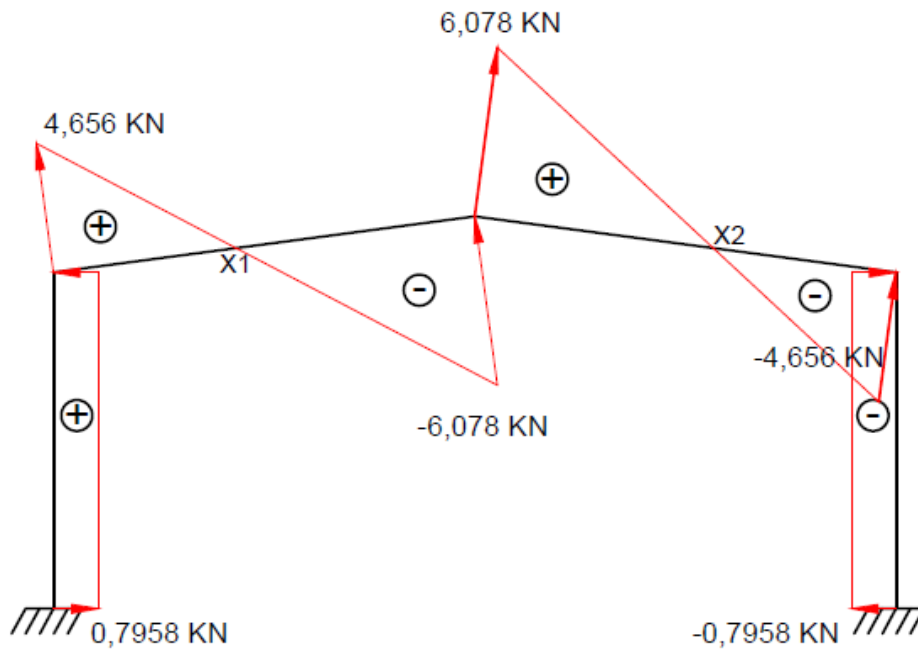


Figura 3.8- Diagrama fuerzas cortantes.

Calculamos X1 y X2.

$$\begin{aligned} \Sigma F_v = 0; & \quad 4,656 - 1,418X_1 = 0 \\ \Sigma F_v = 0; & \quad 6,078 - 1,418X_2 = 0 \end{aligned}$$

$\begin{aligned} X_1 &= 3,283 \text{ m} \\ X_2 &= 4,286 \text{ m} \end{aligned}$

8- Diagrama de momentos flectores:

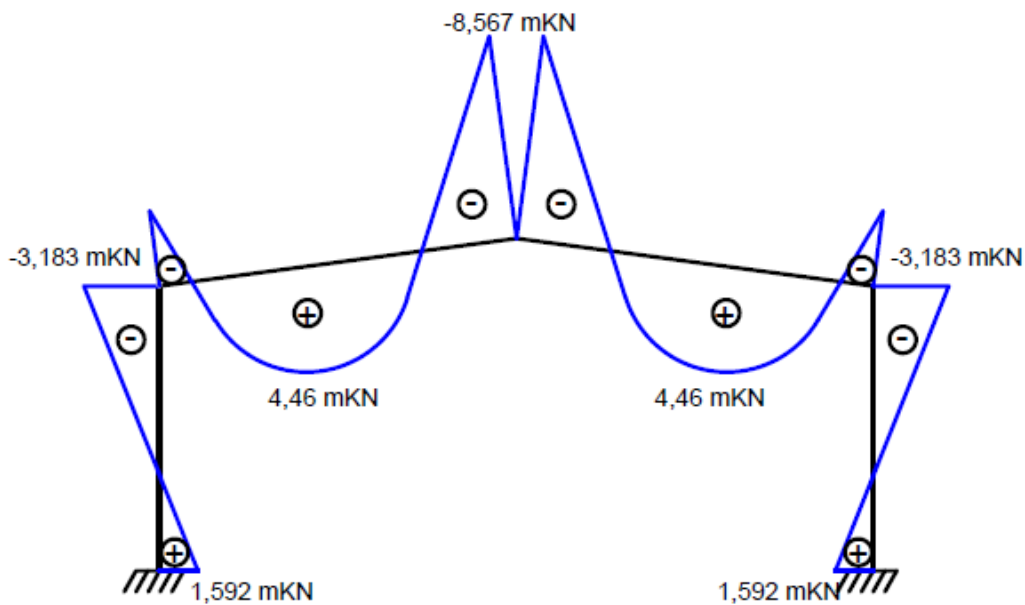


Figura 3.9- Diagrama de momentos flectores.

Ambos momentos son iguales al ser las cargas y forma simétricas.

$$M_{x=3,283} = 4,656 \times 3,283 - 1,418 \times \frac{3,283^2}{2} - 3,183 \rightarrow$$

$M_{x=3,283} = 4,46 \text{ mKN}$

9- Comprobamos las cargas antes de dimensionar:

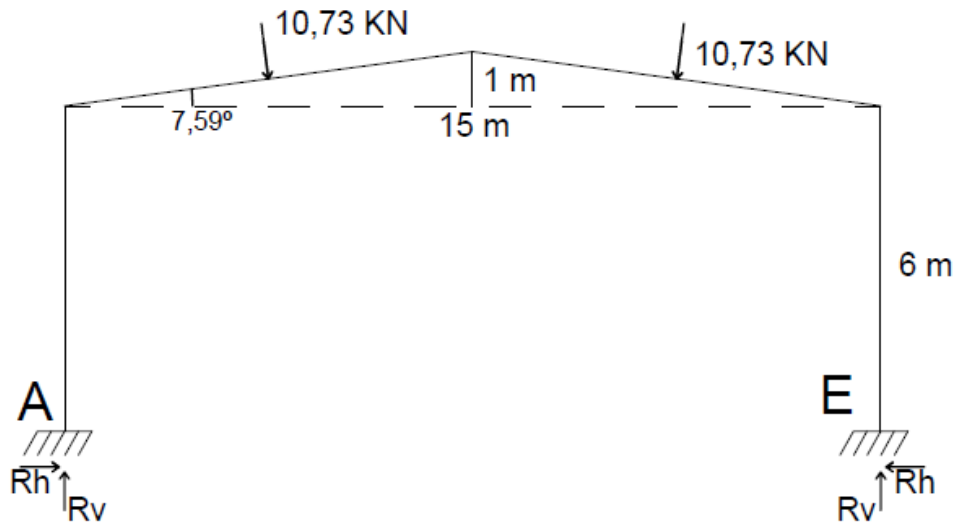


Figura 3.10- Reacciones sobre los apoyos del pórtico.

Calculamos las reacciones con el sumatorio de fuerzas vertical y horizontal.

$$\Sigma F_H = 0 \rightarrow R_{A_H} + 10,73 \times \text{sen } 7,59 = R_{E_H} + 10,73 \times \text{sen } 7,59$$

$$R_{A_H} = R_{E_H}$$

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow R_{A_v} + R_{E_v} = 2 \times (10,73 \times \text{cos } 7,59^\circ)$$

$$R_{A_H} = R_{E_H} = 10,636 \text{ KN}$$

Comprobamos si cumple la ecuación: ($\Sigma M_A = 0$)

$$0 = 10,636 \times 15 + 10,73 \times 6,5 \times \text{sen } 7,59^\circ - 10,73 \times 11,25 \times \text{cos } 7,59^\circ - 10,73 \times 6,5 \times \text{sen } 7,59^\circ - 10,73 \times 3,75 \times \text{cos } 7,59^\circ$$

$$0 = 159,54 - 159,54 \quad \text{CUMPLE}$$

Como es un sistema tanto simétrico en carga como en forma aislamos un dintel y un pilar para sacar el valor de la reacción horizontal. Para ello, una vez separados, tomamos momentos sobre el vértice superior del pórtico:

$$M_v = 7R_{A_H} + 10,73 \times \text{sen } 7,59^\circ \times 0,5 + 10,7 \times \text{cos } 7,59^\circ \times 3,748 = 10,636 \times 7,5 + 8,567$$

$$R_{A_H} = R_{E_H} = 6,945 \text{ KN}$$

10- Dimensionamos el pórtico:

- Dintel

$$M_{max} = 8,567 \text{ mKN}$$

$$N_{ed} = \frac{0,7958}{\cos 7,59^\circ} = 0,8028 \text{ KN}$$

$$w_{neces} = \frac{(8,567 \times 10^6) \times 1,05}{275} = 32,71 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Con estos datos mirando en las tablas de perfiles obtenemos:

$$\text{IPE-100} \begin{cases} w_y = 34,2 \times 10^3 \text{ mm}^3 \\ I_y = 1,71 \times 10^6 \text{ mm}^4 \\ A = 1.030 \text{ mm}^2 \end{cases}$$

Comprobamos la sección:

$$\frac{N_{ed}}{A \times f_{yd}} + \frac{M_{y,ed}}{w_y \times f_{yd}} \leq 1 \rightarrow \frac{802,8}{1030 \times \frac{275}{1,05}} + \frac{8,567 \times 10^6}{(34,2 \times 10^3) \times \frac{275}{1,05}} \leq 1 \quad \text{SI CUMPLE}$$

- Pilar

$$\begin{array}{l} \text{Dintel} \\ \text{Pilar} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} I_y = 1,71 \times 10^6 \text{ mm}^4 \text{ ————— } 1,42 \\ I_y = X \text{ ————— } 1 \end{array} \right\} \quad \boxed{I_{y\text{ pilar}} = 1,204 \times 10^6 \text{ mm}^4}$$

Con estos datos mirando en las tablas de perfiles obtenemos:

$$\text{HEB-100} \begin{cases} w_y = 90 \times 10^3 \text{ mm}^3 \\ I_y = 4,52 \times 10^6 \text{ mm}^4 \\ A = 2.600 \text{ mm}^2 \end{cases}$$

$$M_{max} = 3,183 \text{ mKN}$$

$$N_{ed} = 4,656 \times \cos 7,59^\circ = 4,615 \text{ KN}$$

Comprobamos la sección:

$$\frac{4615}{2600 \times \frac{275}{1,05}} + \frac{3,183 \times 10^6}{(90 \times 10^3) \times \frac{275}{1,05}} \leq 1 \rightarrow 6,78 \times 10^{-3} + 0,135 \leq 1 \quad \text{SI CUMPLE}$$

Comprobamos la pieza:

$$\beta = \frac{L_k}{L} = \frac{1 + 0,145 \times (\mu_1 + \mu_2) - 0,265 \times \mu_1 \times \mu_2}{2 - 0,364 \times (\mu_1 + \mu_2) - 0,247 \times \mu_1 \times \mu_2} \rightarrow \beta = 0,903 \quad (3.11)$$

$$L_k = 5.418 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 &= \frac{K_c + K_1}{K_c + K_1 + K_{11} + K_{12}} = 0,7693 \\ \mu_2 &= \frac{K_c + K_2}{K_c + K_2 + K_{21} + K_{22}} = 1 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} K_c &= \frac{E \times I}{L} = \frac{210.000 \times (4,52 \times 10^6)}{6.000} = 158,2 \times 10^6 \\ K_1 &= K_2 = K_{11} = K_{21} = K_{22} = 0 \\ K_c &= \frac{E \times I}{L} = \frac{210.000 \times (1,71 \times 10^6)}{7.570} = 47,437 \times 10^6 \end{aligned}$$

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I_{min}}{L_K^2} \quad (3.12)$$

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 \times 210.000 \times (4,52 \times 10^6)}{5.418^2} = 319,139 \times 10^3$$

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \times f_Y}{N_{cr}}} \quad (3.13)$$

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{2.600 \times 275}{319,139 \times 10^3}} = 1,497 \leq 2 \quad \text{SI CUMPLE}$$

3.3–ANÁLISIS DEL MODELO POR EL MÉTODO LINEAL

3.3.1- Creación de una parte

Se abre el programa Abaqus/CAE. Para dibujar la geometría lo hacemos con el módulo “Part”. Dentro de dicho módulo, pulsamos el icono de “Create Part”. Al abrir la ventana nos aparecerán los siguientes datos a rellenar:

- Name: Beam 1
- Modeling Space: 2D Planar
- Type: Deformable
- Base Feature: Wire (alambre)
- Approximate Size: 20

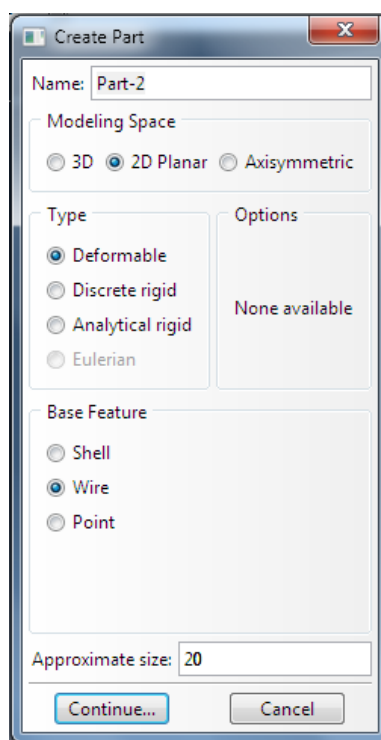


Figura 3.11- Creación de una parte.

Se hace clic en “Continue” para acceder al Sketcher y se activa la herramienta del módulo para “crear líneas”. Se dibujan dos líneas verticales de 6 m separadas por 15 m que serán los pilares. Desde la parte superior de estas haremos dos líneas de 7,57m y un ángulo de 7,59° respecto a la horizontal para cerrar el pórtico.

Se comprueba con el botón “Auto-Dimension” que la longitud de las líneas es la necesitada. Para ello, se pincha en el icono y se seleccionan las cuatro líneas que forman nuestro pórtico y se hace clic en “Done”. La imagen mostrada por el programa es la representada en la figura 3.12.

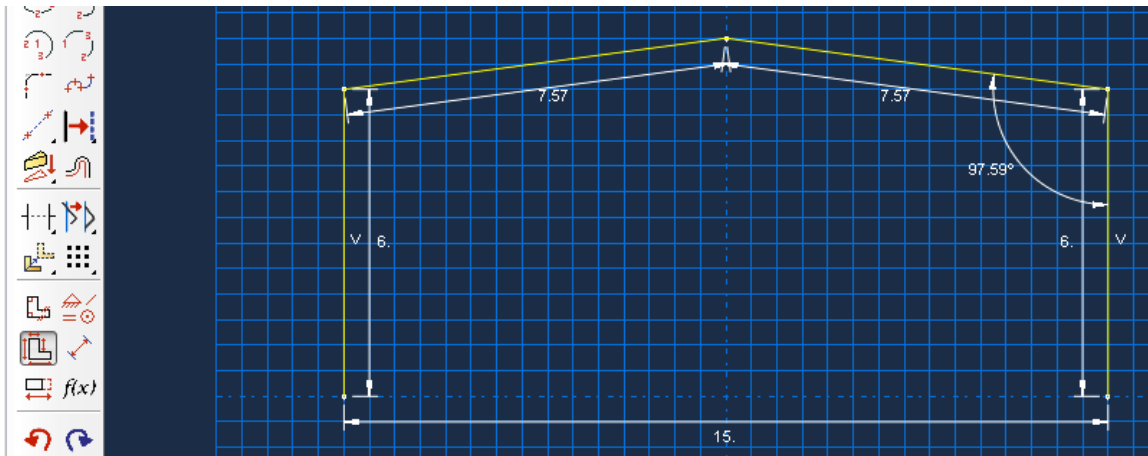


Figura 3.12- Boceto del pórtico.

Se hace clic en “Done” para terminar el diseño de la parte. El programa ha vuelto al módulo “Part” y muestra el resultado final:

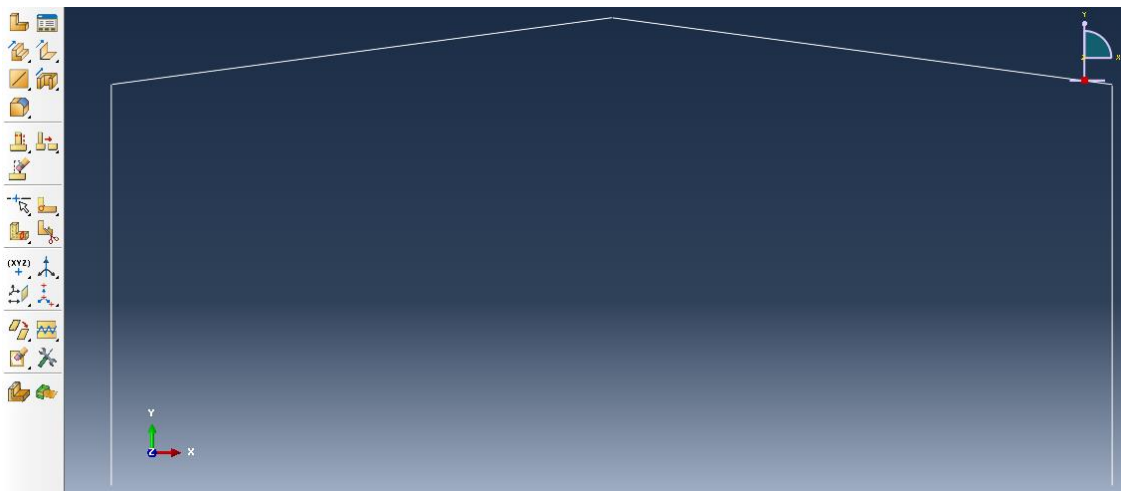


Figura 3.13- Pórtico lineal.

3.3.2- Creación del material

Para la creación del material cambiamos al módulo “Property”. Una vez en este módulo, activamos el icono “Create section”. Elegimos la opción “Beam- Beam”.

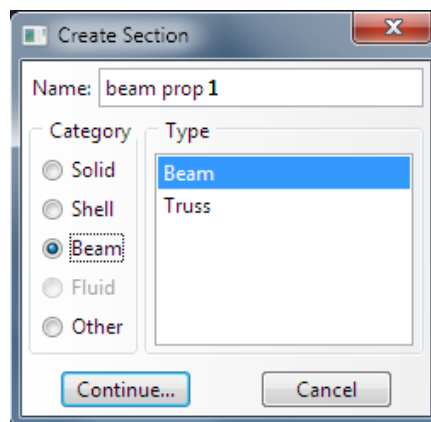


Figura 3.14- Creación de la sección.

Se hace clic en “Continue” y aparece la pantalla “Edit Beam Section”. Elegimos la opción de antes del análisis y pulsamos “Create” en el “Profile name”.

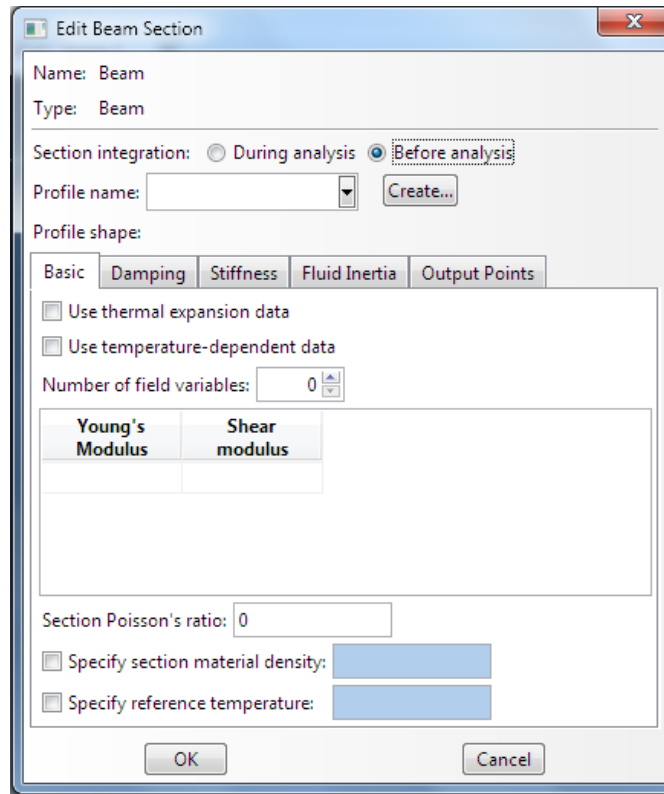


Figura 3.15- Introducción de datos para la sección.

Dentro de la siguiente ventana, figura 3.16, se elige un nombre, “Square”, y se elige Rectangular como “Shape”. Pulsamos “Continue”.

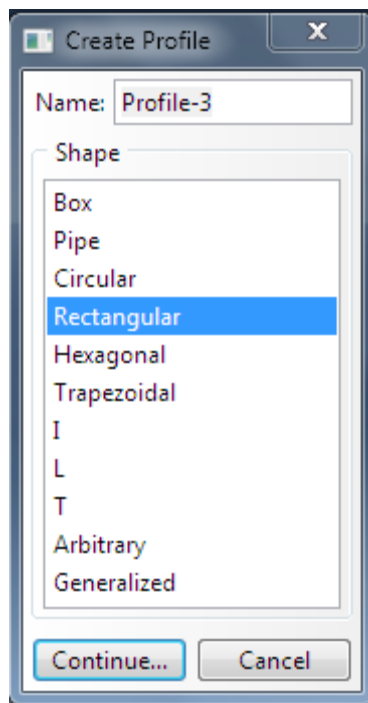


Figura 3.16- Creación del perfil.

A continuación, se introducen los valores los valores del perfil obtenido en el cálculo clásico: IPE-100 (55 x 100 mm).

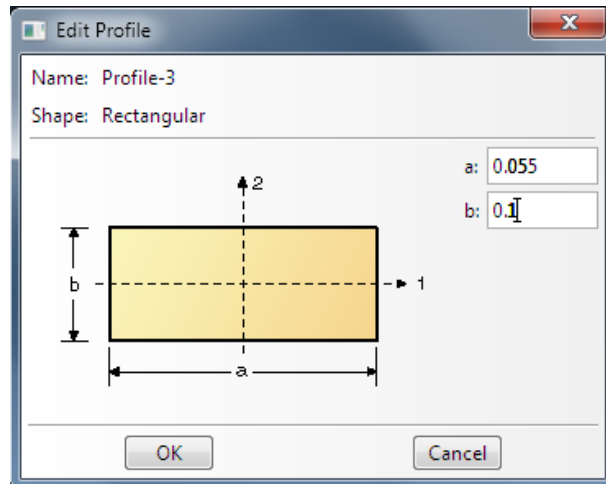


Figura 3.17- Introducción de la sección del perfil.

Se hace clic en “OK” y se regresa a la pantalla “Edit Beam Section”. Se introducen los valores del módulo de Young, 207×10^9 Pa, del módulo de cortadura, 79×10^9 Pa, y del coeficiente de Poisson, 0.3.

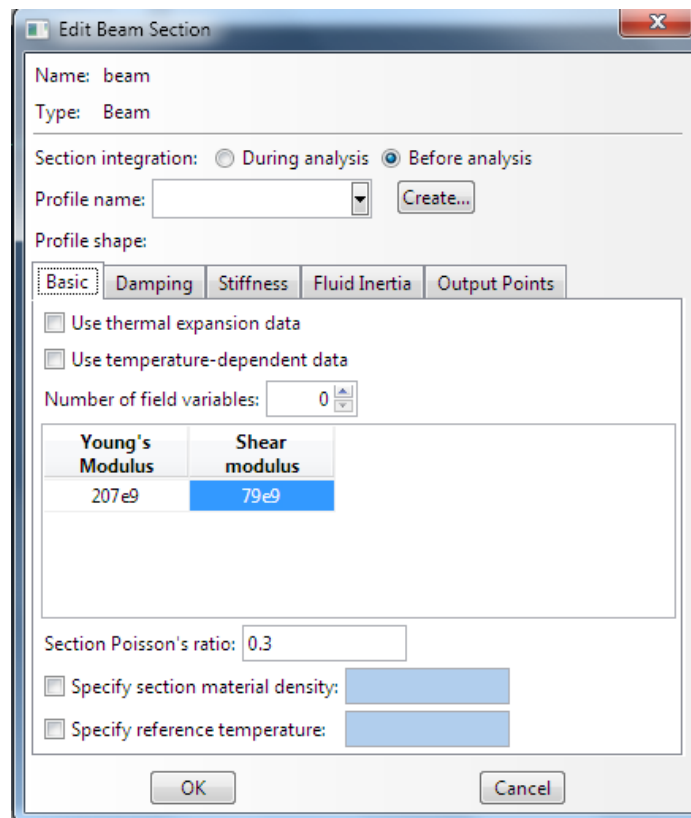


Figura 3.18- Introducción de los datos para la sección.

Pulsamos en el botón “Output Points” para elegir el análisis del punto medio del pilar. Metemos las coordenadas (27.5, 50) y pulsamos ok para terminar el proceso.

Tenemos que repetir este proceso de nuevo para la sección del pilar. Todo será igual menos la sección rectangular. Para el segundo caso, un HEB-100 (100 x 100 mm).

3.3.3- Ensamblado del modelo

Para este tercer paso cambiamos al módulo de “Assembly”. Se hace clic en el icono “Instance Part” en el menú propio del módulo. Aparece la ventana “Create Instance”. Seleccionamos la única parte que hemos creado, beam 1, y elegimos la opción “Independent”.

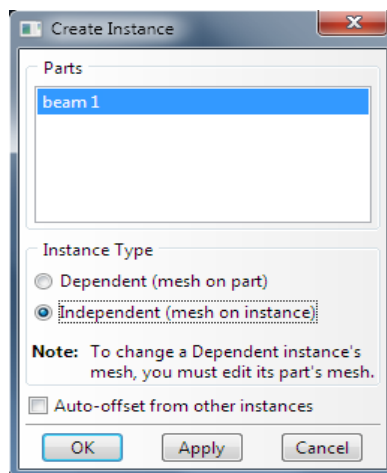


Figura 3.19- Creación del ensamblaje.

3.3.4- Configuración del análisis

Pasamos al módulo “Step”. Sólo se necesitaran dos pasos, el paso inicial generado automáticamente por el programa y un paso estático general en el que se aplicarán las cargas al modelo. Para ello, hacemos clip en el icono de “Create Step”. Elegimos “Stacic, General” y pulsamos “Continue”.

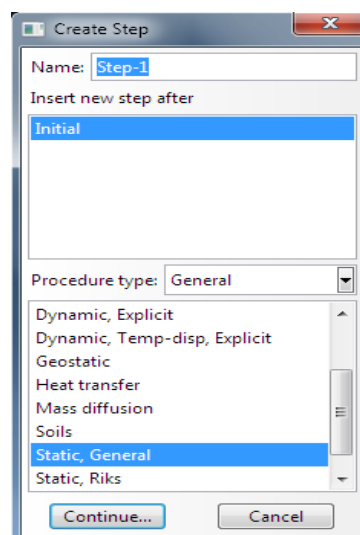


Figura 3.20- Creación del análisis.

Nos aparece la ventana “Edit Step” con las opciones por defecto para un paso estático general. Estas opciones son válidas para el análisis que se quiere realizar, por lo que se presiona “OK” para crear el paso.

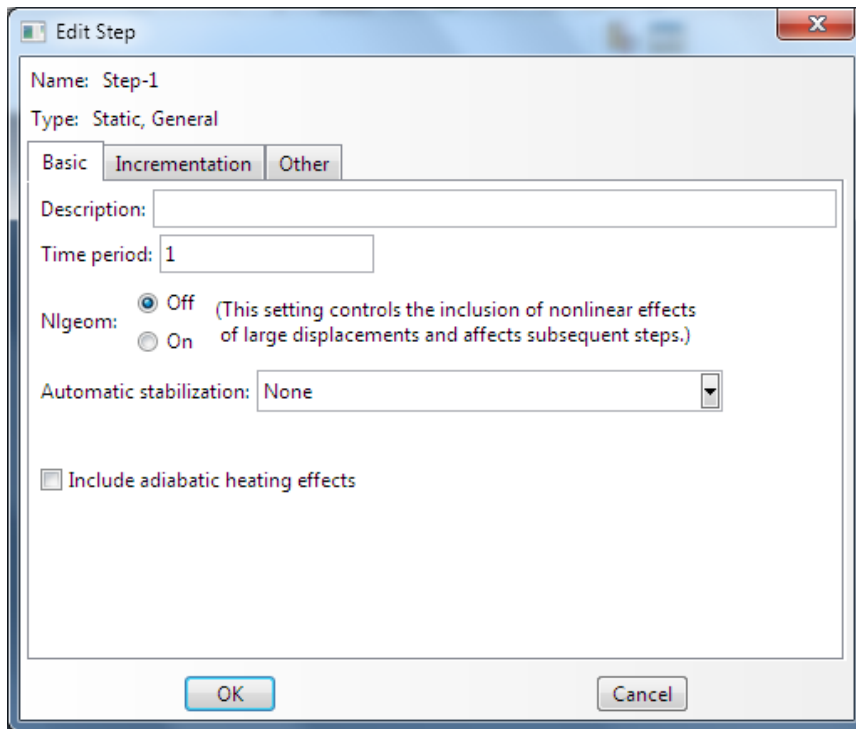


Figura 3.21- Introducción de los datos para el análisis.

3.3.5- Condiciones de borde y carga en la viga

Para aplicar las condiciones de borde y las cargas se selecciona el modulo “Load”. Pinchamos en el icono “Create Boundary Condition”. Nos aparece la siguiente pantalla y elegimos “Mechanical- Symmetry/Antisymmetry/Encastre”.

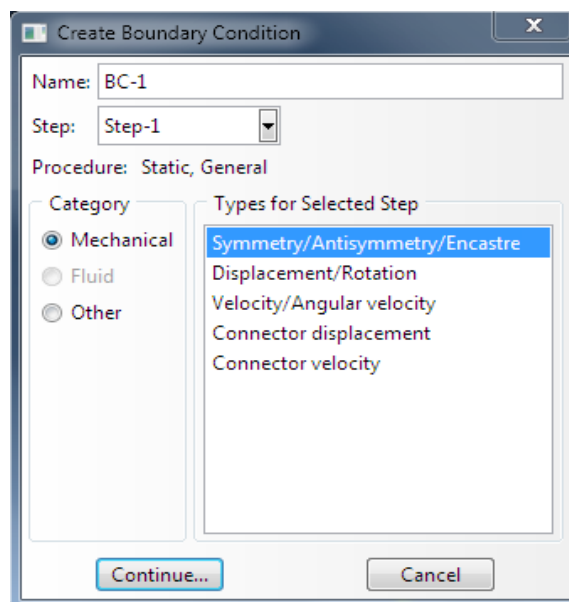


Figura 3.22- Elección del tipo de condición de contorno.

Ahora, Abaqus nos indica que seleccionemos el punto donde vamos a crear la condición de contorno. Pinchamos en la parte inferior del pilar izquierdo donde colocaremos el empotramiento y pulsamos “Done”. Al hacer esto, aparece la ventana “Edit Boundary Condition”. Seleccionamos la opción “ENCASTRE” (empotramiento).

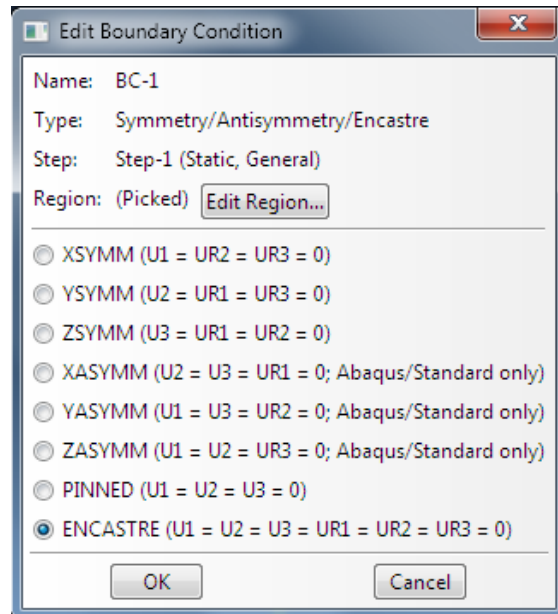


Figura 3.23- Elección del empotramiento.

Repetimos esta operación pulsando en la base del pilar derecho para crear el empotramiento de dicho pilar.

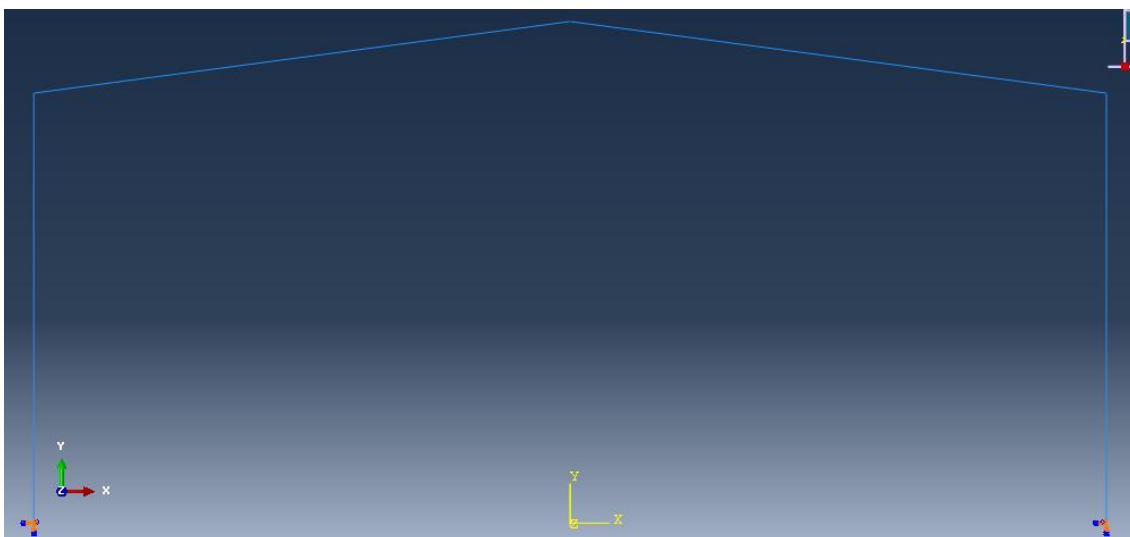


Figura 3.24- Condiciones de contorno creadas.

Para crear las cargas pulsamos en el icono “Create Load”. Elegimos la opción “Mechanical” y el tipo “Pressure” (carga distribuida).

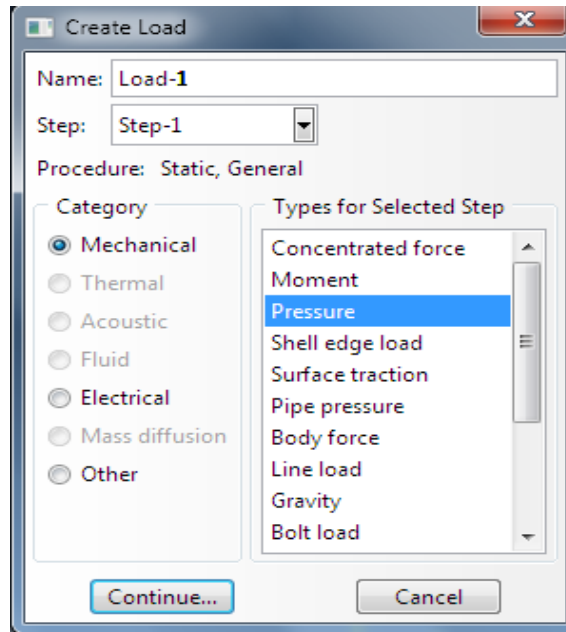


Figura 3.25- Elección del tipo de carga.

A continuación, Abaqus nos indica que seleccionemos el punto donde se va a aplicar la carga. En nuestro caso, elegimos uno de los dinteles y seleccionamos el lado en el que queremos que se aplique, seleccionamos la parte superior. Por último, pulsamos “Done” para que se abra la siguiente pantalla. En ella, seleccionamos que la carga sea uniforme y le introducimos el valor de 1.418 N.

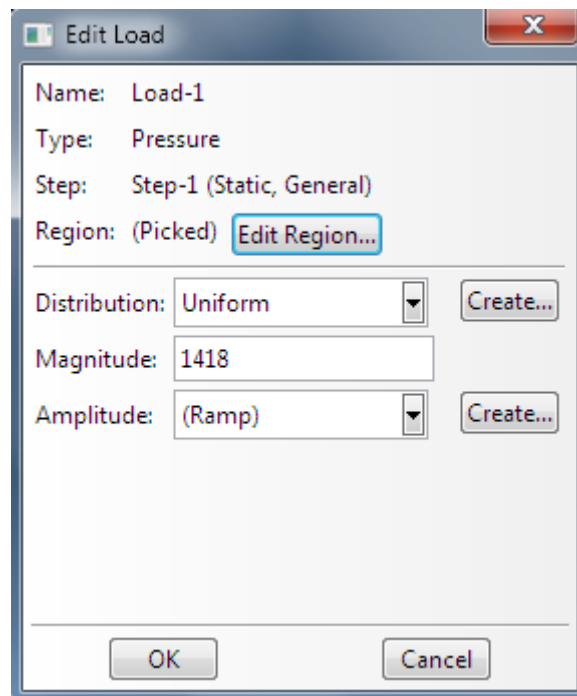


Figura 3.26- Introducción del valor de la carga.

Repetimos de nuevo el proceso seleccionando el dintel al que aún no hemos colocado la carga. El resultado final es el observado en la figura 3.27.

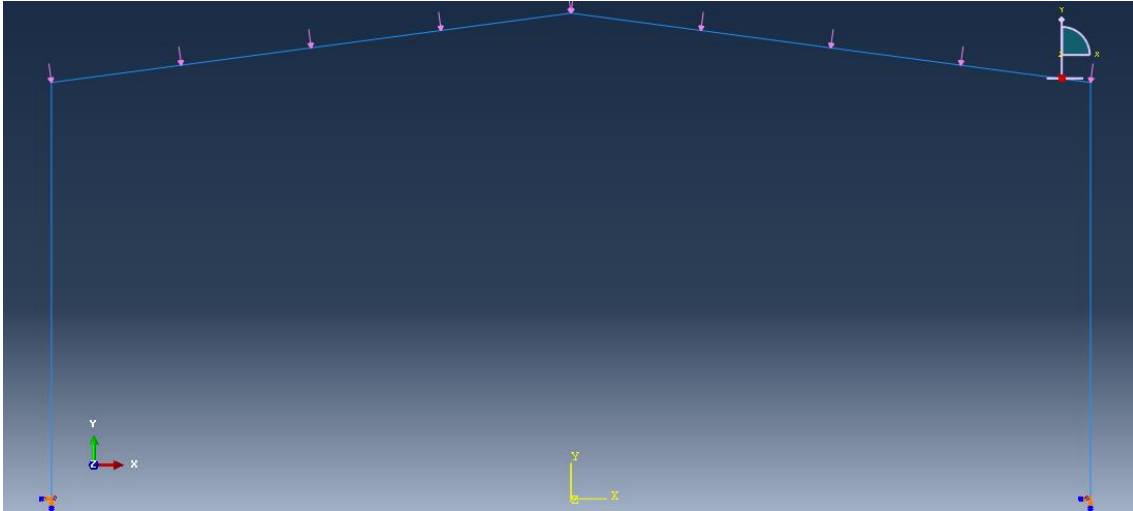


Figura 3.27- Cargas y condiciones de contorno.

3.3.6- Mallado del modelo

Para mallar el modelo, se empleará el módulo “Mesh”. Elegimos el icono “Seed Part Instance” e introducimos un valor de 0,2 para crear un valor cada 20 centímetros. Seguidamente, pulsamos en “Assign Element Type” y seleccionamos las cuatro barras que forman nuestro pórtico. Se presiona “Done” y aparece la ventana “Element Type”.

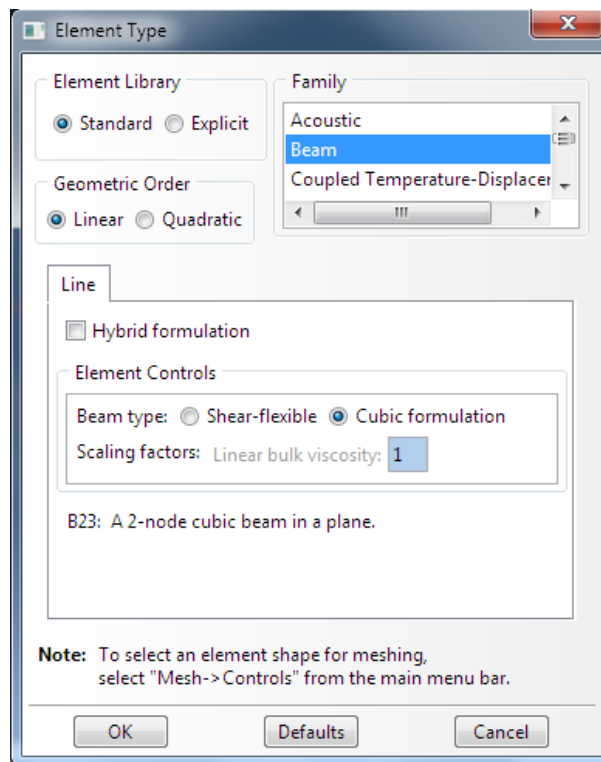


Figura 3.28- Elección del mallado.

Elegimos las opciones que nos aparecen por defecto y pulamos “OK”. Se hace clic en el botón “Mesh Part Instance” para mallar el modelo. En esta ocasión, el mallado no se puede apreciar al tratarse de elementos lineales

3.3.7- Creación del trabajo de análisis

Para crear el trabajo de análisis pasamos al módulo “Job”. Dentro del módulo elegimos la opción “Create Job”. Nos aparece la siguiente pantalla:

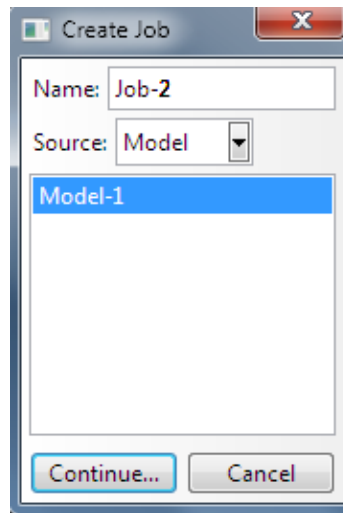


Figura 3.29- Creación del trabajo.

Al pulsar “Continue” nos aparece la ventana de introducción de los datos de análisis y aceptamos los valores que vienen por defecto para realizar un análisis completo.

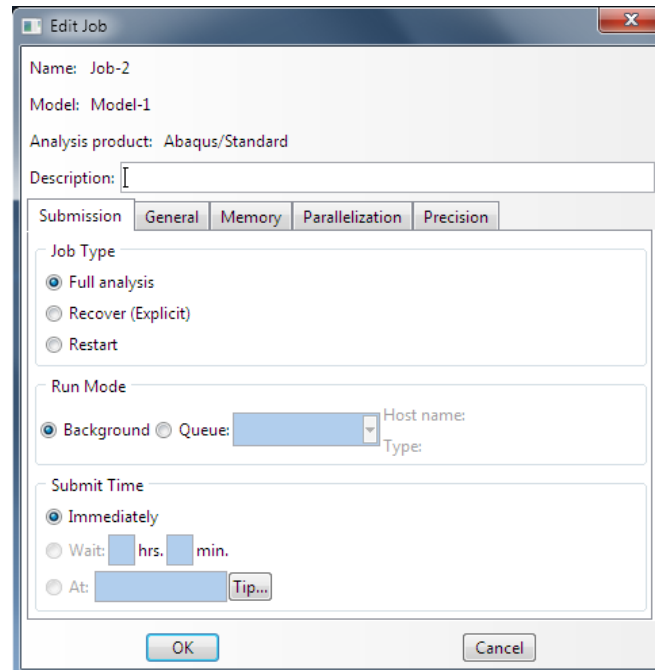


Figura 3.30- Introducción de los valores para el trabajo.

Se pincha sobre el icono “Job manager” y se pulsa en “Submit” para comenzar el análisis. Una vez que Abaqus haya terminado pulsamos “Results” para ver los resultados.

3.3.8- Visualización de los resultados del análisis

En nuestro caso, nos interesa ver que las reacciones que hemos conseguido por el método tradicional coinciden o son similares a los resultados que nos da Abaqus. Para ello, elegimos la opción: “Primary - RF - RF1”. De aquí sacamos el valor de la reacción horizontal de los apoyos.

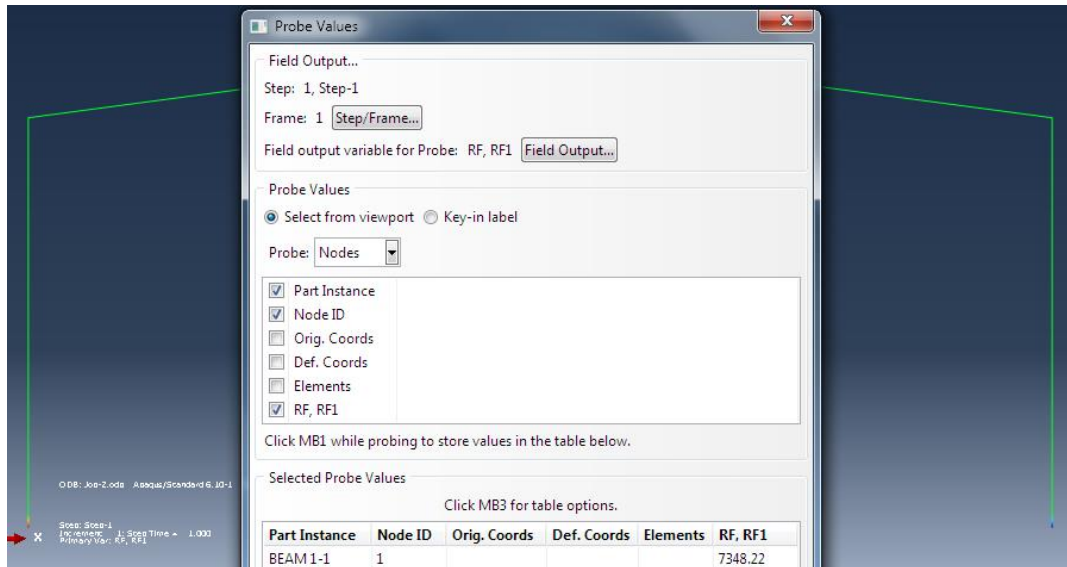


Figura 3.30- Valor de la reacción horizontal.

Observamos que la reacción es 7.348,22 N y el resultado obtenido por el método clásico es 6.945 N.

Cambiamos a Primary - RF - RF2 y obtenemos el valor de la reacción vertical.

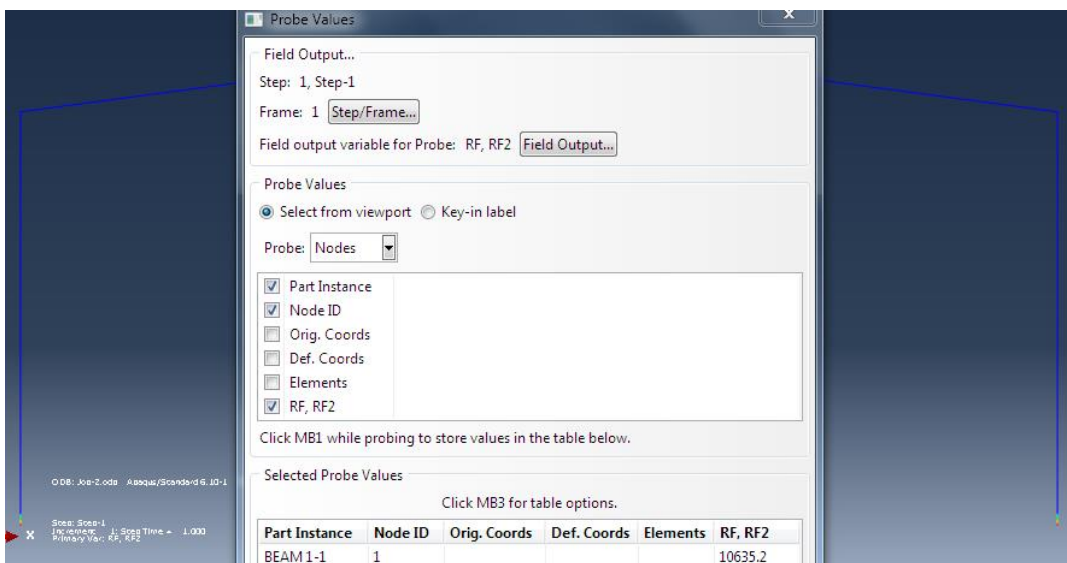


Figura 3.31- Valor de la reacción vertical.

En este caso la coincidencia es mayor, la reacción en Abaqus es de 10.635,2 N y por el método clásico 10.636 N.

3.4-ANÁLISIS DEL MODELO EN 2D

3.4.1- Creación de una parte

Seleccionamos el módulo “Part” y hacemos clic en el icono “Create part”. Elegimos que el modelo sea en dos dimensiones y deformable. Por último, seleccionamos un tamaño del boceto de 20.

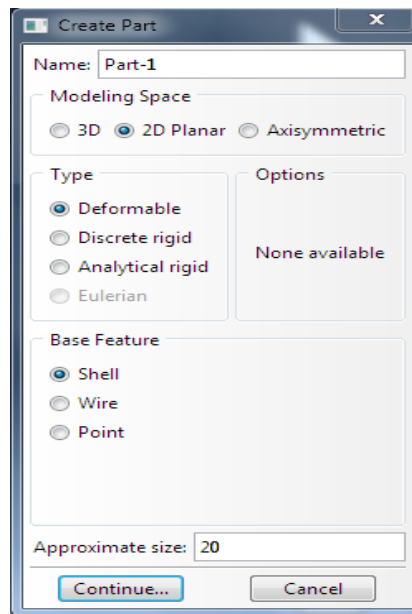


Figura 3.32- Características para crear el pórtico.

Dibujamos pieza a pieza (4 en total) con las medidas del pórtico que tenemos. Metemos un espesor a las piezas de 0,5 como dato extra. Obtendremos las siguientes piezas:

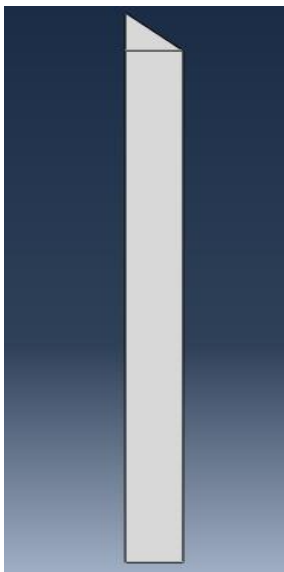


Figura 3.33- Pilar izquierdo.



Figura 3.34- Pilar derecho.

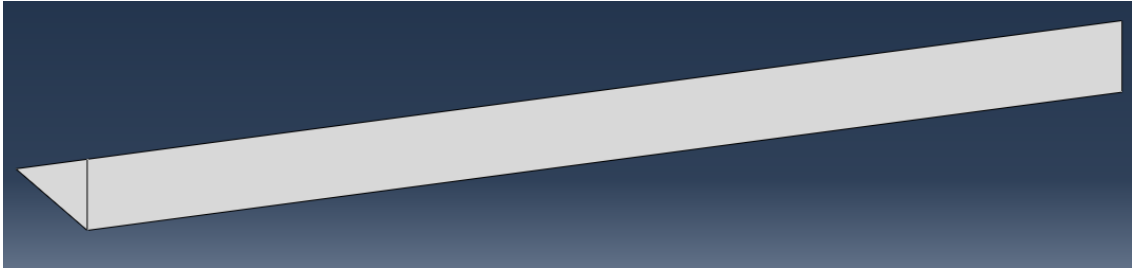


Figura 3.35- Pilar izquierdo.

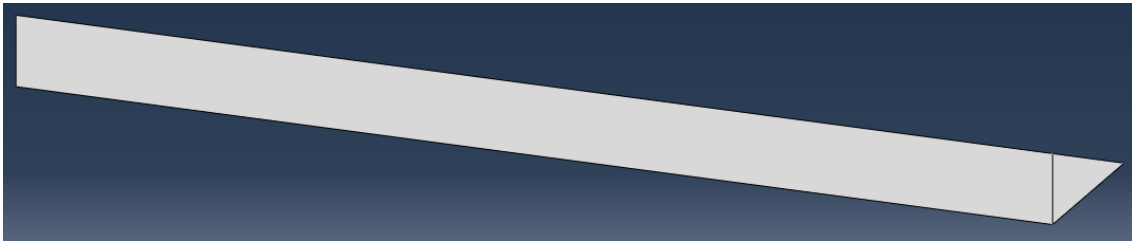


Figura 3.36- Pilar derecho.

Los cortes que vemos son creados para que el mallado sea más homogéneo y explicaremos su realización en dicho apartado.

3.4.2- Creación del material

Cambiamos al módulo de “Property” y elegimos el icono “Create Material”. Elegimos “Mechanical-Elasticity-Elastic” e introducimos el modulo de Young y el Coeficiente de Poisson.

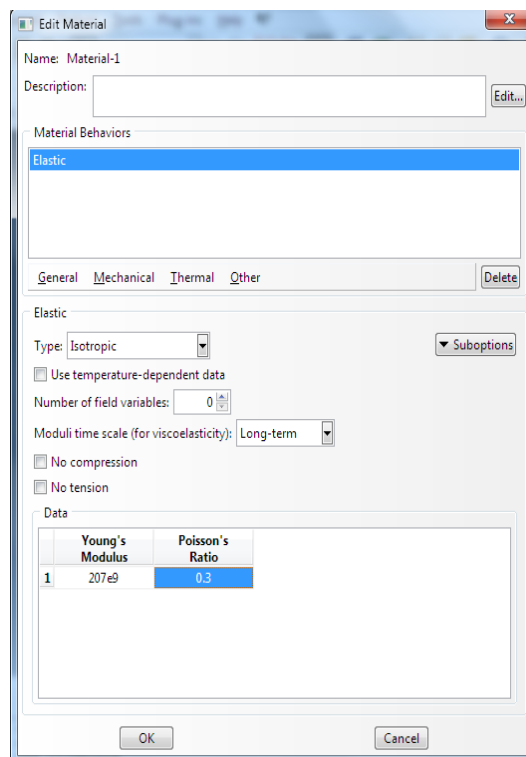


Figura 3.37- Introducción de los valores del material.

A continuación, creamos la sección pulsando en “Create Section”. Seleccionamos que la sección sea sólida y homogénea.

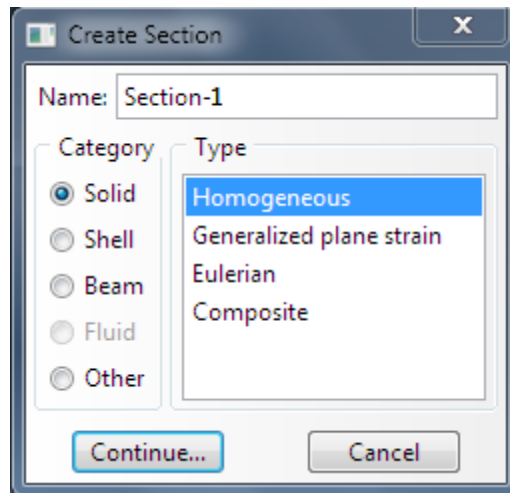


Figura 3.38- Creación de la sección.

Pulsamos “Continue” para acceder a la siguiente ventana. Se acepta el único material de la lista para la sección y se le da un espesor de plano de tensión de 0.05. Por último, se asigna la sección a las 4 piezas con el icono “Assign Section”.

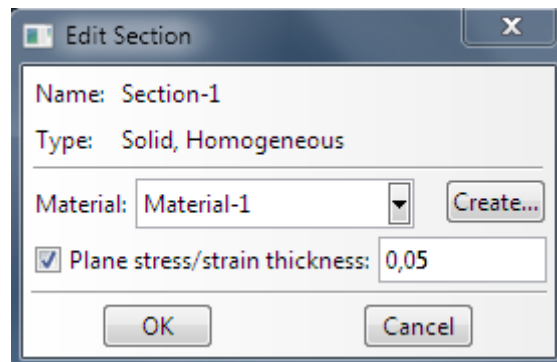


Figura 3.39- Asignación del material a la sección.

3.4.3- Ensamblado del modelo

Para realizar el ensamblado pasamos al módulo “Assembly”. En este caso las haremos dependientes las 4 partes para mallarlas luego por separado. Pinchamos en el botón “Instance Part”. Seleccionamos las 4 partes y pulsamos “OK” para conseguir el ensamblado.

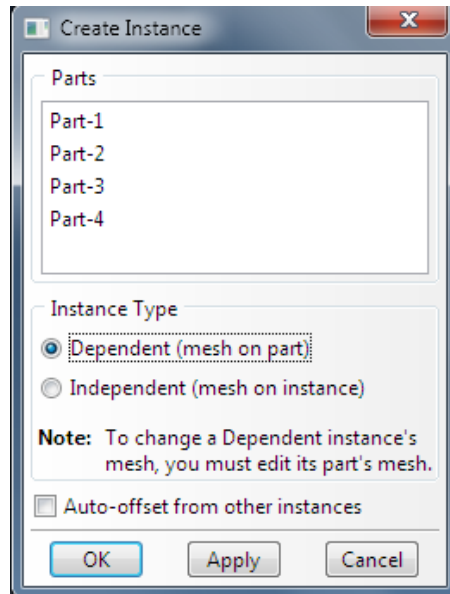


Figura 3.40- Ensamblado.

3.4.4- Configuración del análisis

Pasamos al módulo “Step” y elegimos “Create Step” para configurar el análisis. En la ventana que nos aparece, elegimos la opción general, “Static, General” y pulsamos “Continue”:

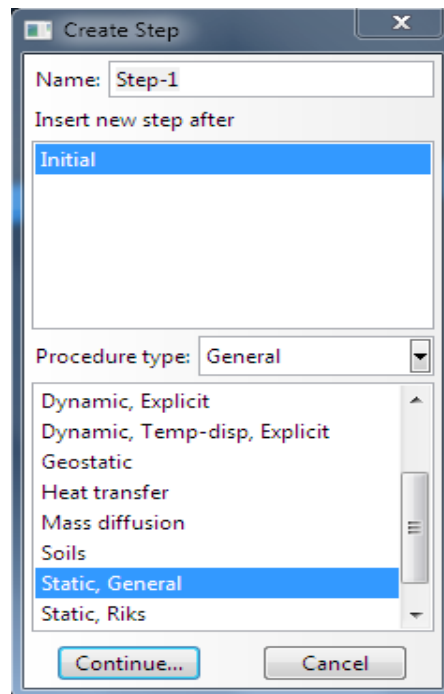


Figura 3.41- Creación del análisis.

En la siguiente ventana aceptamos la configuración que viene por defecto y ya tenemos configurado el análisis.

3.4.5- Condiciones de contorno y cargas

Elegimos el módulo “Load” y, primero, creamos las condiciones de contorno. Tenemos que crear dos empotramientos en la base de los pilares, por lo que repetiremos el siguiente proceso dos veces. Pulsamos en “Create Boundary Condition”. Elegimos la categoría “Mechanical” y el tipo “Symmetry-Antisymmetry-Encastre”.

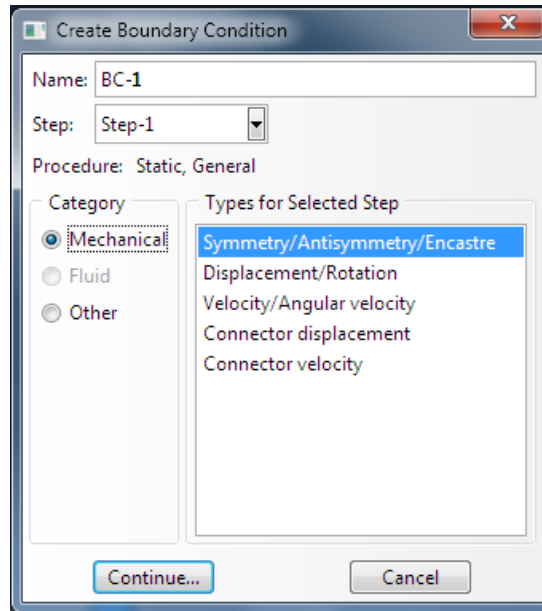


Figura 3.42- Condiciones de contorno.

Pulsamos “Continue” y Abaqus nos pide seleccionar el punto donde se va a aplicar. Para ello, elegimos la parte inferior del pilar y pulsamos “Done”: Elegimos la opción “ENCASTRE” para crear el empotramiento. Repetimos el proceso para el otro pilar y ya tenemos creadas las condiciones de contorno.

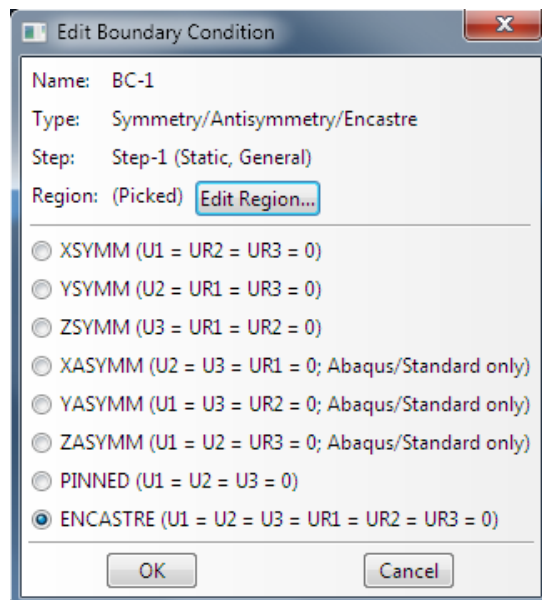


Figura 3.43- Selección del empotramiento.

Para crear la carga pulsamos en el botón “Create Load”. Elegimos la categoría “Mechanical” y el tipo de carga distribuida (Pressure).

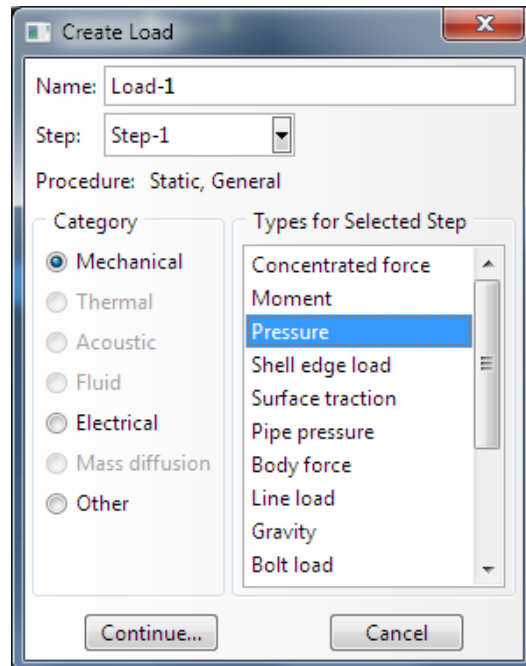


Figura 3.44- Tipo de carga.

Pulsamos “Continue” y elegimos los dos dinteles del pórtico. Elegimos el sentido de las cargas y pulsamos en “Done” para ir a la siguiente ventana. Introducimos el valor de la carga (1.418 N) y pulsamos “OK” para terminar de crear las cargas.

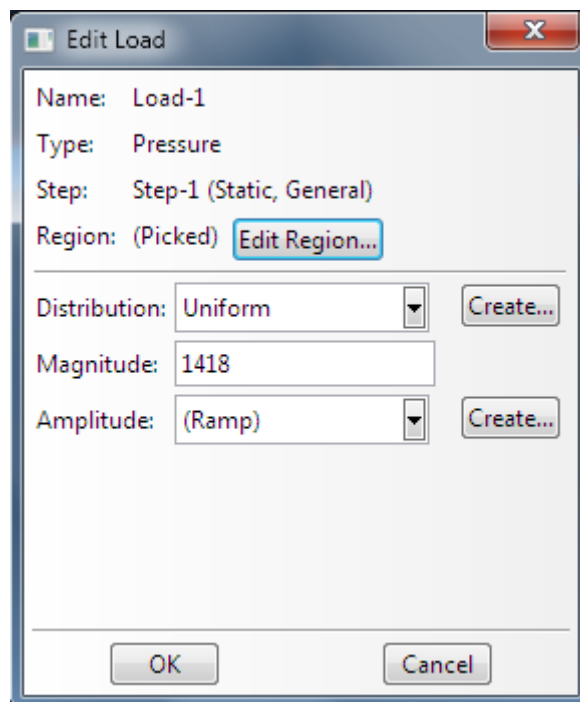


Figura 3.45- Valor de la carga.

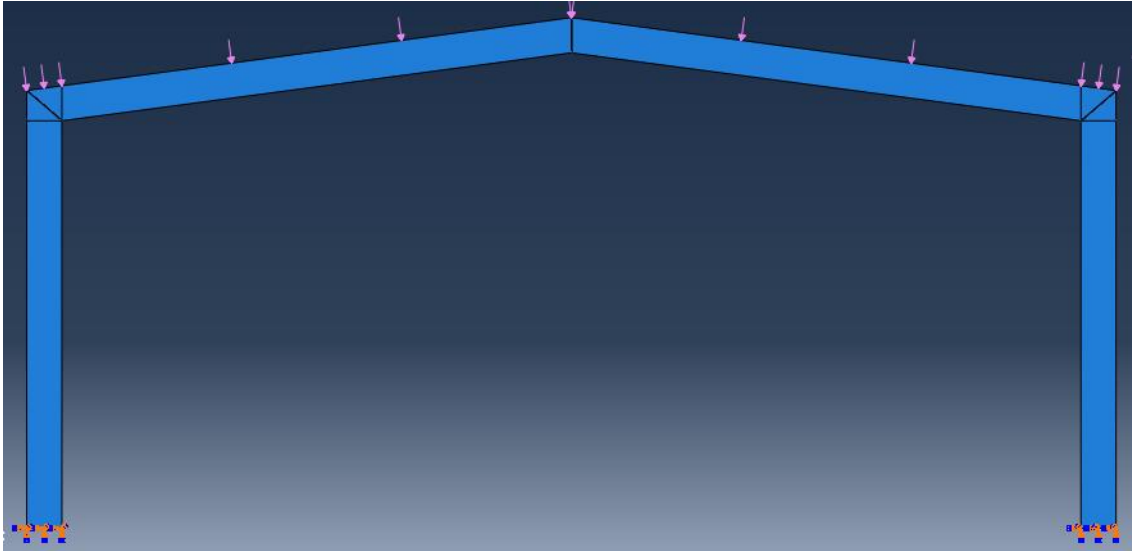


Figura 3.46- Cargas y condiciones de contorno.

3.4.6- Mallado del modelo

Para el mallado pasamos al módulo “Mesh”. Antes de mallar, y para hacer más homogéneo el mallado, haremos un corte a todas las piezas en su parte triangular.

Para ello pulsamos en el menú superior. Elegimos: “Tools – Partition”. Seleccionamos que el corte sea en la cara (face) y el método “Sketch”.

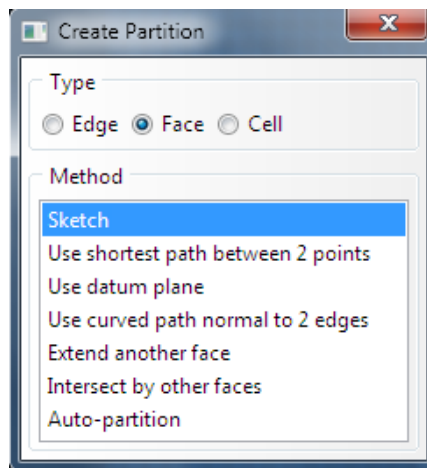


Figura 3.47- Selección del tipo de corte.

Dibujamos una línea en el triángulo y pulsamos el botón “Done”. Esto hará que ya podamos mallar el pórtico como una estructura (color verde). Repetimos esto con las cuatro piezas para conseguir que el pórtico sea una estructura completa.

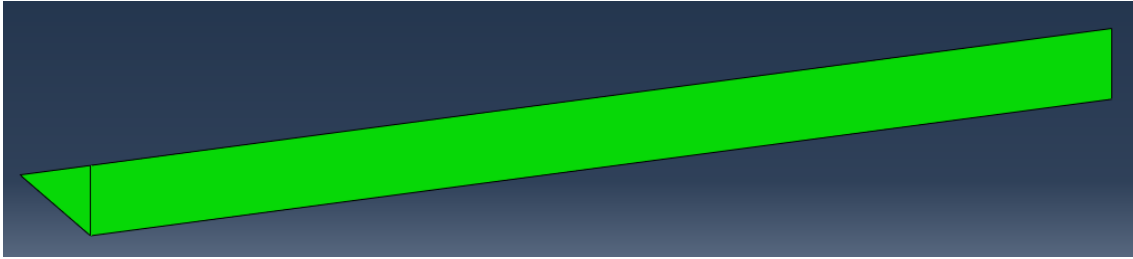


Figura 3.48- Dintel en modo estructura (color verde).

Una vez realizados los cortes procedemos al mallado. Elegimos el icono “Seed Part” e introducimos un tamaño del elemento de 0,05.

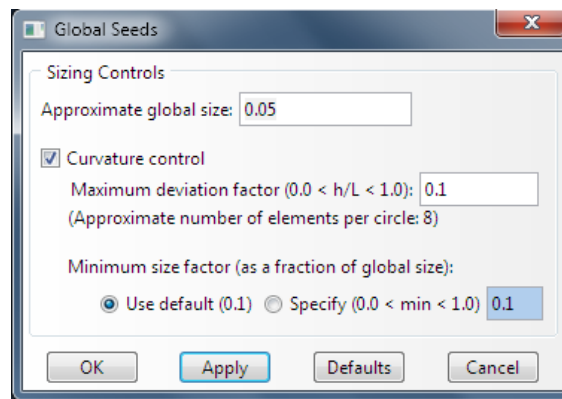


Figura 3.49- Selección del tamaño de malla.

Elegimos “Mesh Part” y pulsamos “yes” a la pregunta que nos hace sobre si queremos mallar dicha parte para mallar el elemento. Repetimos este proceso sobre las cuatro partes y obtendremos este resultado que vemos en la figura 3.50.

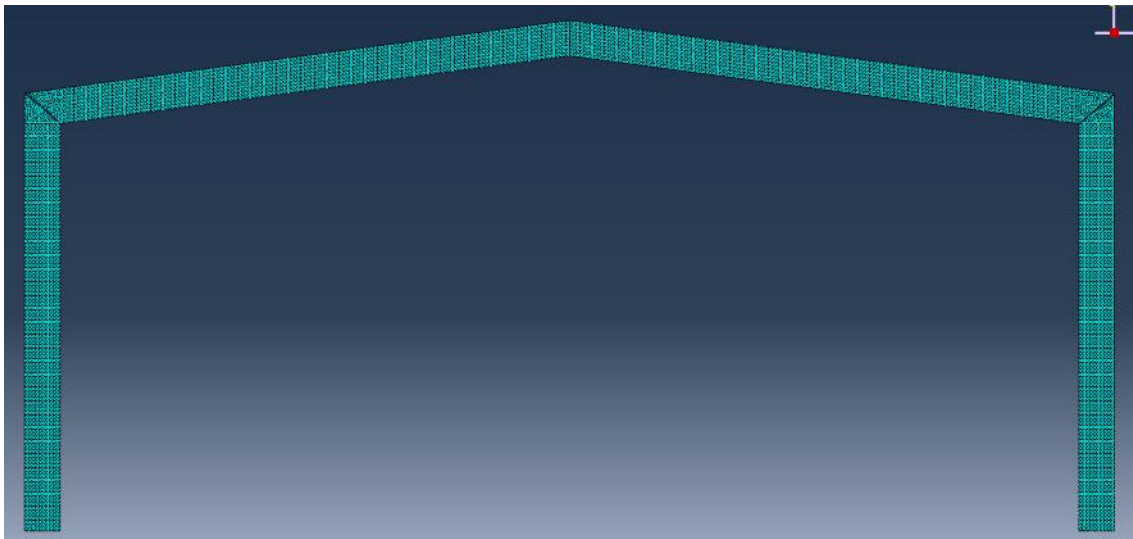


Figura 3.50- Pórtico mallado.

3.4.7- Creación del trabajo de análisis

Pasamos al módulo “Job” para crear el trabajo. Elegimos el icono “Create Job” y aceptamos todos los valores que nos viene por defecto ya que para coinciden con el tipo de análisis que queremos realizar. Una vez hecho esto, pulsamos “Job Manager”, a la derecha del anterior, y elegimos “submit” para que el análisis sea realizado. Por último, y una vez haya terminado el proceso, pasamos a visualizar los resultados (Results).

3.4.8- Visualización de los resultados del análisis

En este caso, nos centramos en la tensión máxima que se desarrolla que tendrá que ser similar a la que calculemos del caso teórico. Observamos que el punto de tensión máxima se encuentra en el dintel cerca del apoyo con el pilar (figura 3.51).

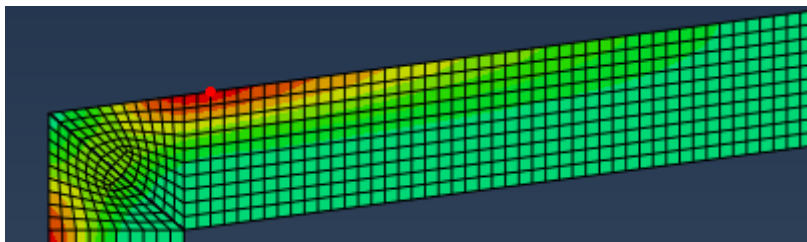


Figura 3.51- Tensión máxima en el pórtico.

Si seleccionamos la tabla de valores de Abaqus vemos que su tensión es de 0,37 MPa (379.139 N/m²)

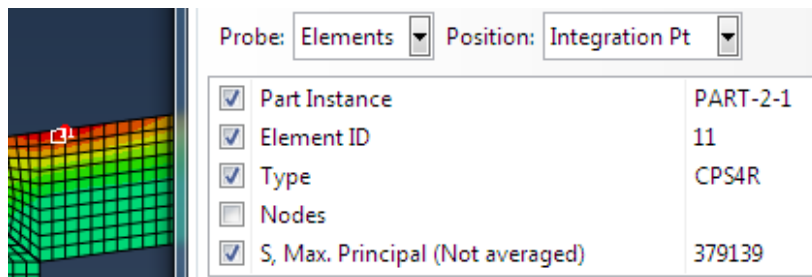


Figura 3.52- Valor de Abaqus para la tensión máxima.

Hacemos el cálculo teórico para comparar:

$$\sigma = \frac{M_f \times Z}{I_y} = \frac{M_f \times Z}{\frac{b \times h^3}{12}} \quad (3.14)$$

$$\sigma = \frac{4,46 \times 10^6 \times \frac{100}{2}}{\frac{7570 \times 100^3}{12}} = 0,3535 \text{ N/mm}^2$$

El valor que nos da Abaqus es de 0,3791 MPa y el que vemos en el cálculo teórico es de 0,3535 MPa.

3.5- CONCLUSIÓN

Comparamos los valores obtenidos por ambos métodos para obtener el error que hemos obtenido:

- Reacción horizontal.

$$\frac{6.945}{7.348,22} \times 100 = 94,51\% \rightarrow \text{ERROR} = 5,49\%$$

- Reacción Vertical.

$$\frac{10.636}{10.635,2} \times 100 = 100,01\% \rightarrow \text{ERROR} = 0,01\%$$

- Tensión máxima.

$$\frac{0,3535}{0,3791} \times 100 = 93,25\% \rightarrow \text{ERROR} = 6,75\%$$

Como observamos en los tres casos el error es menor al 25% que es el error máximo que Abaqus nos dice que puede cometer. Además, como vemos los resultados están muy por debajo de ese 25% por lo que los cálculos han sido bastante precisos.

4. EJERCICIO 1: DISEÑO DE UN EJE CON UNA PLETINA

4. EJERCICIO 1: DISEÑO DE UN EJE CON UNA PLETINA

4.1- INTRODUCCIÓN

Una vez aprendido el manejo de Abaqus pasamos a centrarnos en el objetivo del proyecto, los ejes y engranajes. Para ello, empezamos estudiando un eje con una pletina. Seguiremos el mismo método que en el ejemplo, es decir, estudiaremos primero el eje por el método teórico y después con Abaqus.

4.2- CÁLCULO POR EL MÉTODO CLÁSICO

Primero ponemos el enunciado del problema

Se aplican dos fuerzas de magnitudes 15 kN y 18 kN, al extremo A de la barra AB, la cual está soldada a un elemento cilíndrico BD de radio 20 mm. Si se sabe que la distancia de A al eje del elemento BD es 50 mm, suponga que todos los esfuerzos permanecen por abajo del límite proporcional del material y determine:

- A) *Los esfuerzos normal y cortante en el punto K de la sección transversal del elemento BD localizado a una distancia de 60 mm del extremo B.*
- B) *Los ejes y esfuerzos principales en k.*

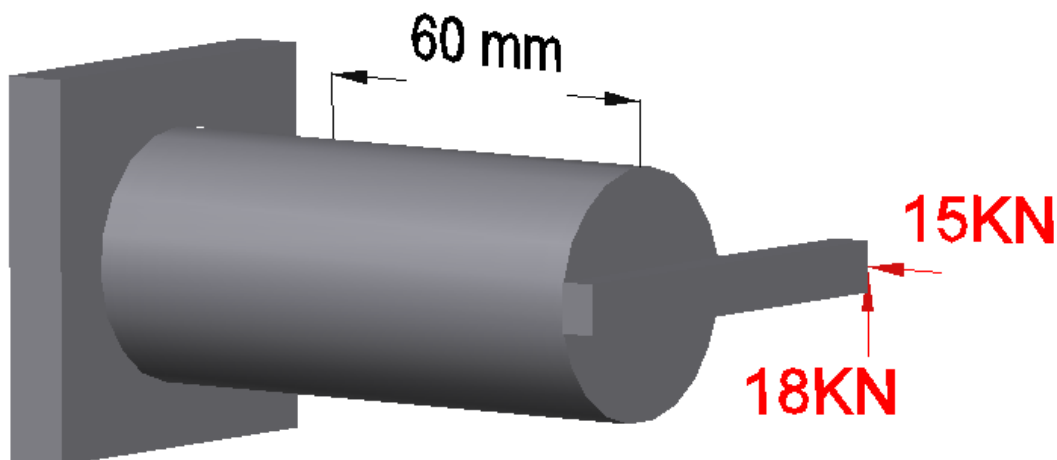


Figura 4.1- Dibujo del problema.

Nos piden calcular los esfuerzos sobre el punto K. Por ello, debemos descomponer las dos fuerzas (P_1 y P_2) por un sistema equivalente de fuerzas y pares aplicados en la sección que queremos estudiar.

- **Fuerza P_1** : esta fuerza nos crea un esfuerzo axial y un momento flector que pasamos a calcular:

$$\text{Fuerza axial} \rightarrow F = P_1 = 15 \text{ KN}$$

$$\text{Par flector} \rightarrow M_y = P_1 \times a = 15.000 \times 0,05 = 750 \text{ mN} \quad (4.1)$$

- **Fuerza P_2** : en este caso tenemos una fuerza cortante y dos pares, flexión y torsión:

$$\text{Fuerza cortante} \rightarrow V = P_2 = 18 \text{ KN}$$

$$\text{Par flector} \rightarrow M_z = P_2 \times b = 18.000 \times 0,06 = 1.080 \text{ mN} \quad (4.2)$$

$$\text{Par torsor} \rightarrow T = P_2 \times a = 18.000 \times 0,05 = 900 \text{ mN} \quad (4.3)$$

El nuevo sistema de cargas y pares queda como vemos en las figuras 4.3 y 4.4. Una vez hecho esto, pasamos a calcular los apartados que nos pide:

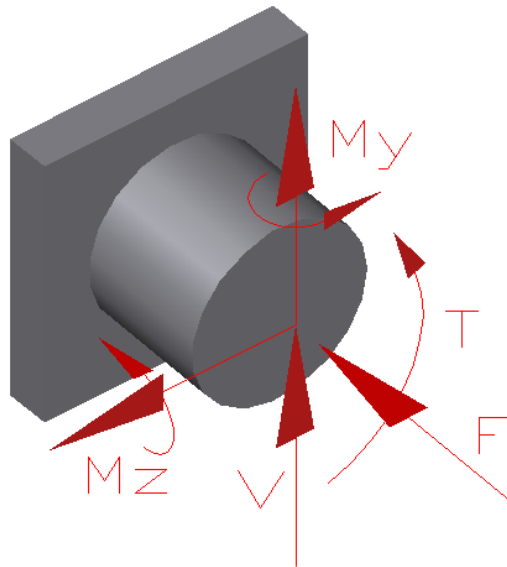


Figura 4.2- Esquema de fuerzas (punto k).

A) Los esfuerzos normales y cortantes en el punto K.

Primero calculamos los esfuerzos normales. Las fuerzas que afectan a los esfuerzos normales son F y M_y , pero el momento M_z no produce ningún esfuerzo debido a la coincidencia del eje entre M_z y K. Los signos los obtenemos mirando la figura 4.2.

$$\sigma_x = -\frac{F}{A} + \frac{M_y \times c}{I_y} \quad (4.4)$$

$$\sigma_x = -\frac{15.000}{\pi c^2} + \frac{750 \times 0,02}{\frac{1}{4}\pi c^4} = -\frac{15.000}{\pi \times 0,02^2} + \frac{750 \times 0,02}{\frac{\pi \times 0,02^4}{4}}$$

$$\sigma_x = -11.936.630 + 119.366.308 = 107.429.678 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_x = 107,4 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos cortantes son generados por la fuerza cortante y el par torsor. Para calcular su signo tenemos en cuenta el mismo criterio que con los esfuerzos normales, observando la figura 4.4.

$$\tau_{xy} = \frac{V \times Q}{I_z \times t} - \frac{T_c}{J_c} \quad (4.5)$$

Siendo:

$$Q = A' \times \bar{y}t = 2c \quad (4.6)$$

$$J_c = \frac{1}{2}\pi c^4 \quad (4.7)$$

$$\tau_{xy} = \frac{18.000 \times \frac{1}{2}\pi c^2 \times \frac{4c}{3\pi}}{\frac{1}{4}\pi c^4 \times 2c} - \frac{900 \times 0,02}{\frac{1}{2}\pi c^4} = 19.098.609 - 71.619.784$$

$$\tau_{xy} = -52.521.175 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy} = -52,5 \text{ MPa}$$

B) Esfuerzos principales en el punto K.

Para la realización de este apartado utilizaremos como método el círculo de Mohr. En la siguiente imagen vemos la solución del círculo de Mohr y, después, explicaremos la forma de la que lo hemos obtenido.

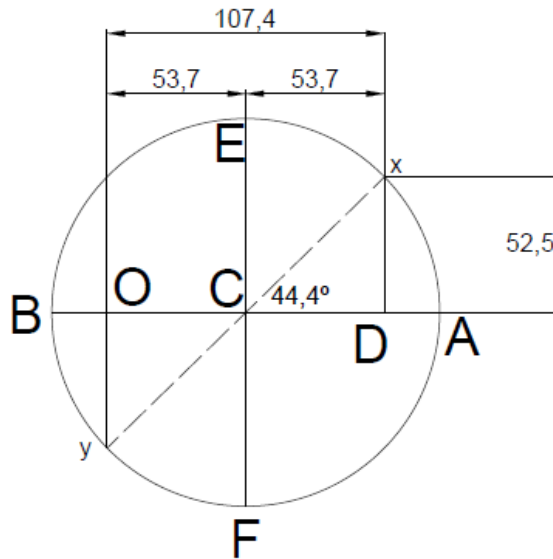


Figura 4.3- Círculo de Mohr.

Lo primero que calculamos es la distancia $OC = CD$ que es igual a la mitad del esfuerzo normal.

$$OC = CD = \frac{107,4}{2} = 53,7 \text{ MPa}$$

Además, sabemos que la distancia DX es el esfuerzo cortante. ($DX = 52,5 \text{ MPa}$). Con estos datos podemos sacar ya el ángulo y el radio del círculo de Mohr:

$$\tan 2\theta_p = \frac{DX}{CD} = \frac{52,5}{53,7} = 0,97765 \rightarrow 2\theta_p = 44,4^\circ \rightarrow \theta_p = 22,2^\circ$$

$$R = \sqrt{53,7^2 + 52,5^2} = 75,1 \text{ MPa}$$

Damos el círculo de Mohr por finalizado y pasamos a calcular los esfuerzos máximos y mínimos.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = OC + R = 53,7 + 75,1$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 128,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = OC - R = 53,7 - 75,1$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = -21,4 \text{ MPa}$$

Pasamos al diseño con Abaqus para comprobar los resultados.

4.3- ANÁLISIS CON ABAQUS

4.3.1- Creación del modelo

Se abre el programa Abaqus/CAE. Para dibujar el eje lo hacemos con el módulo “Part”. Dentro de dicho módulo, pulsamos el icono de “CreatePart”. Al abrir la ventana elegimos un modelo en 3D, deformable y sólido. Por último, elegimos extrusión.

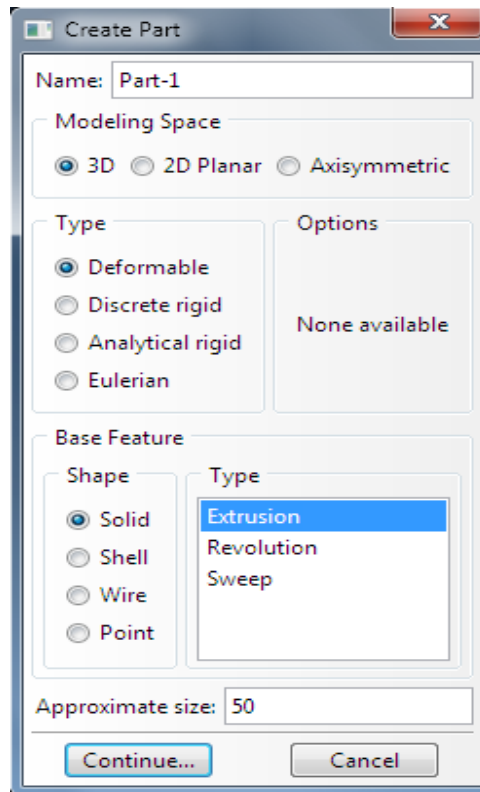


Figura 4.4- Características para el eje.

Pulsamos Continue, y dibujamos un círculo de radio 20 mm como nos indica el enunciado. Obtendremos el siguiente resultado:

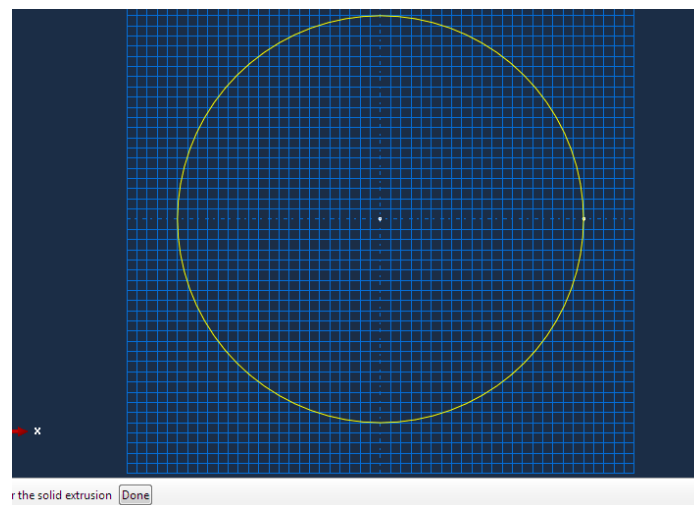


Figura 4.5- Boceto del eje.

Si observamos la parte inferior izquierda de la imagen 4.5 aparece un icono llamado “Done”. Si pulsamos en él, sólo tendremos que introducir la longitud del eje (Depth: 90 mm) y pulsar continuar para obtener el eje.

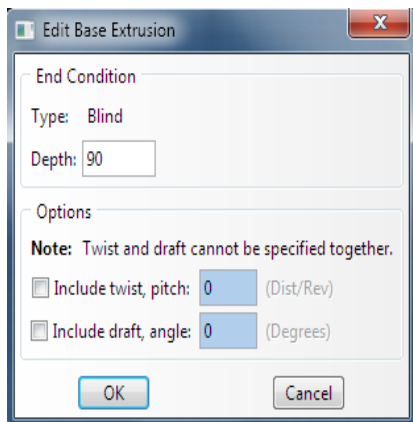


Figura 4.6- Longitud del eje.

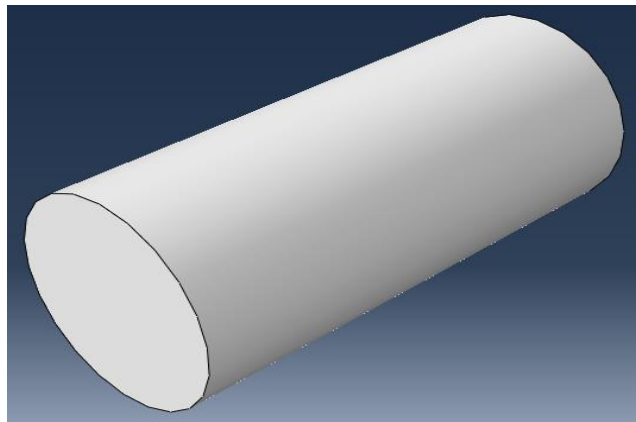


Figura 4.7- Eje.

A continuación, creamos la pletina. Para ello, volvemos a picar en “Create Part” y realizamos un nuevo boceto. El único dato que cambia es ampliar el área de dibujo (approximate size: 100 mm). En la pantalla dibujamos la pletina de 70 x 8 mm.

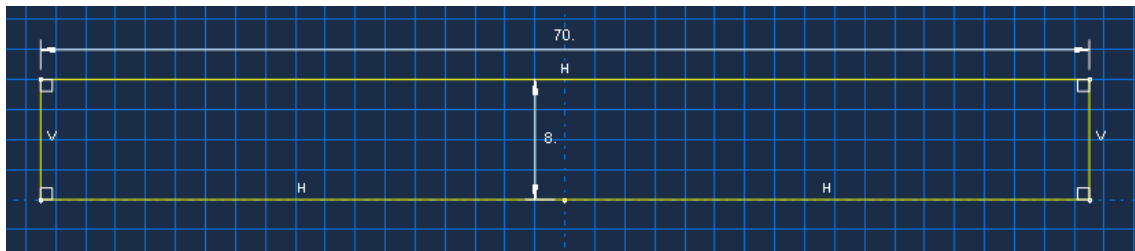


Figura 4.8- Boceto de la pletina.

Pulsamos en el botón “Done” al igual que hicimos antes. Introducimos el valor de 6 mm para el espesor de la pletina y ya tendremos ambas piezas terminadas.

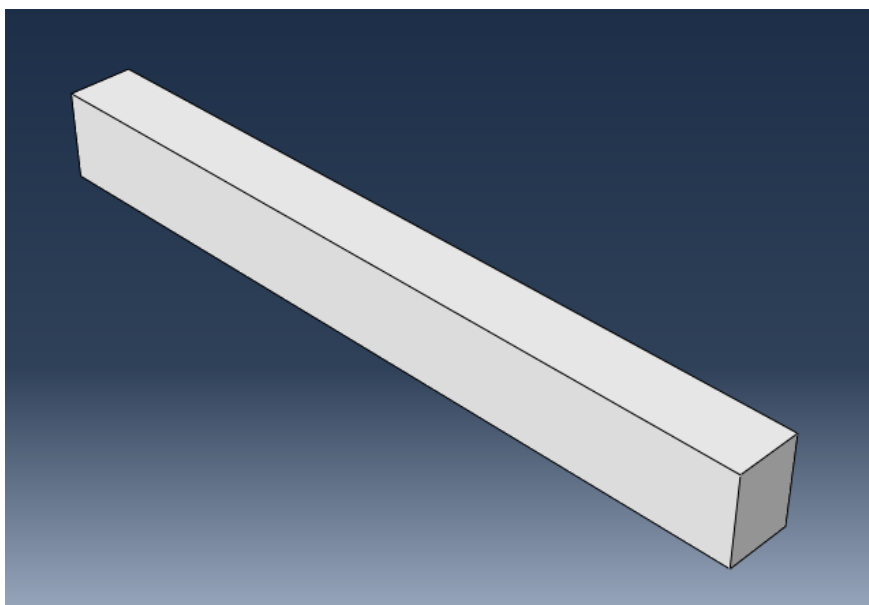


Figura 4.9- Pletina.

4.3.2- Creación del material

Para crear el material pasamos al módulo “Property”. Primero creamos el material pulsando en el icono “Create Material”. Elegimos “Mechanical – Elasticity – Elastic”. A continuación, introducimos los valores para el Módulo de Young (200.000N/mm^2) y Coeficiente de Poisson (0,28). Por último, pinchamos “OK” y creamos el material.

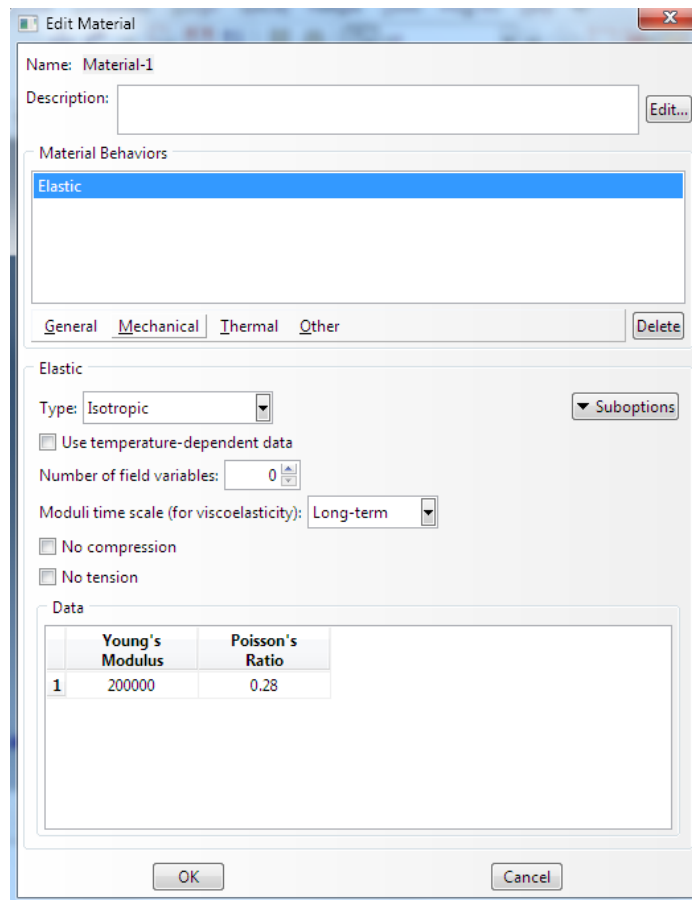


Figura 4.10- Creación del material.

Pasamos a crear la sección. Elegimos el icono “Create Section”. Seleccionamos la opción sólido y homogéneo. Pulsamos “Continue”.

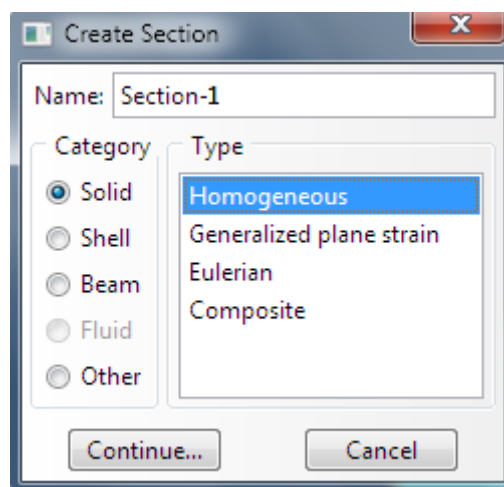


Figura 4.11- Creación de la sección.

Aceptamos los valores en la siguiente ventana. Con esto, agregamos el material creado anteriormente a la sección.

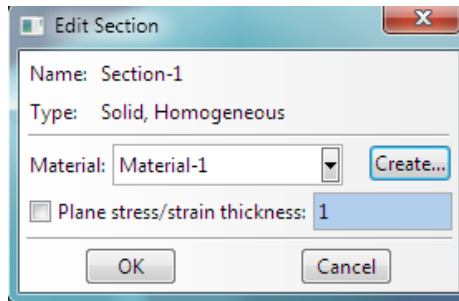


Figura 4.12- Unión del material a la sección.

Por último, sólo tenemos que asignar la sección a las dos piezas creadas. Elegimos el icono “Assign Section”, seleccionamos el eje y pulsamos “Done”. Cambiando el módulo de arriba a “Part-2” le asignamos la sección también a la pletina. Como vemos en las imágenes 4.13 y 4.14, ambas piezas pasar a ser de color verde azulado.

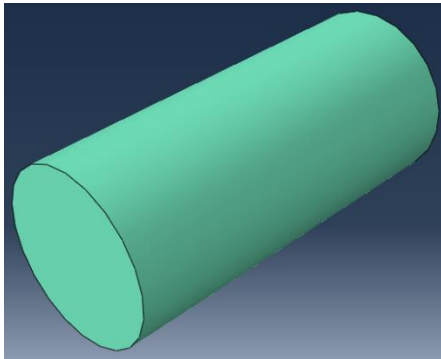


Figura 4.13- Eje con el material creado.

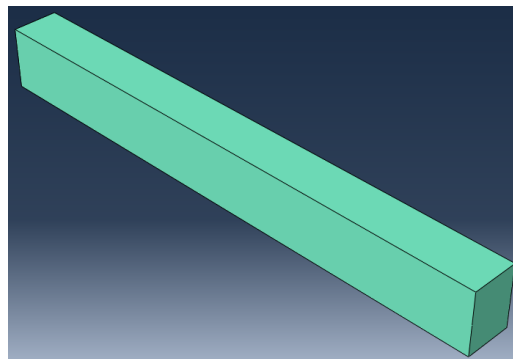


Figura 4.14- Pletina con el material creado.

4.4.3- Ensamblado del modelo

Para el ensamblado del modelo pasamos al módulo “Assembly”. Pinchamos en el botón “Instance Part”. Seleccionamos las dos piezas y elegimos la opción “Dependent”. En este caso se elige esta opción para poder mallar después cada pieza por separado.

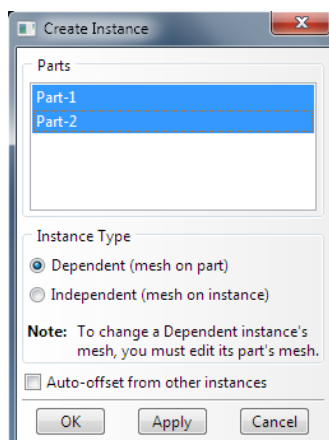


Figura 4.15- Creación del ensamblado.

4.4.4- Unión de las piezas (Constraints)

Hasta el momento hemos creado el eje y la pletina por separado. En este paso, creamos la condición para que vayan unidos y los colocaremos para que quede como el enunciado del problema nos pide.

Lo primero es hacer la unión (Constraint). Pasamos al módulo “Interaction” y pulsamos en el botón “Create Constraint”. Dejamos las opciones que nos aparecen por defecto y pulsamos “Continue”.

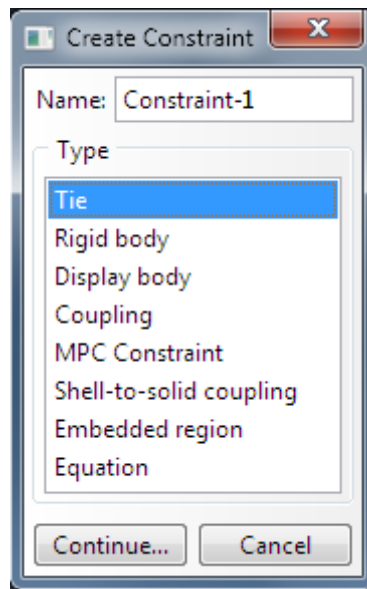


Figura 4.16- Creación de la unión entre eje y pletina.

Nos aparecerán dos opciones: “Surface” o “Node Region”. Elegimos “Surface” para asignar nosotros la cara en la que queremos crear el “Constraint”. Elegimos la cara del eje que se ve señalada en la imagen 4.17 y picamos en “Done”.

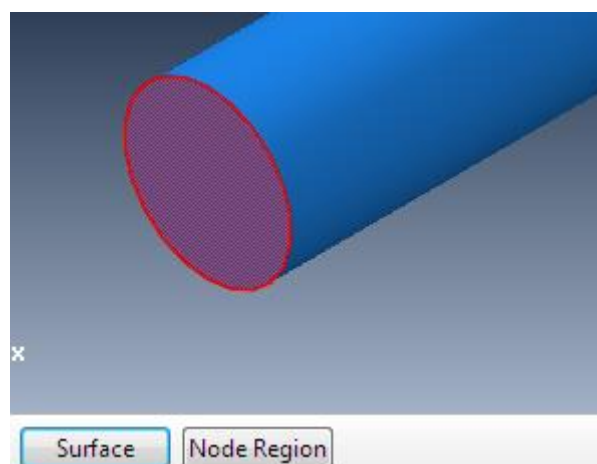


Figura 4.17- Elección de la cara del eje.

Volvemos a picar ahora en “Surface” y elegimos la cara interior de la pletina. Dicha cara se pondrá del mismo color que la del eje que hemos seleccionado. Una vez consigamos esto, pulsamos el botón “Done”. Nos aparecerá la siguiente ventana en la que aceptamos los valores que vienen por defecto y pulsamos “OK”.

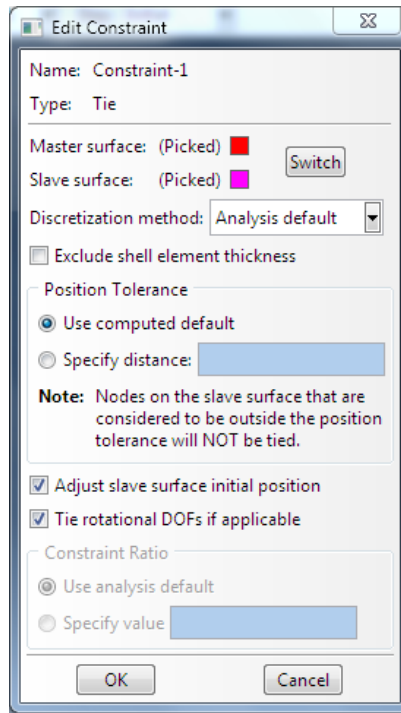


Figura 4.18- Creación del Constraint.

Vemos como ambas caras quedan resaltadas para ver que existe la unión entre ellas.

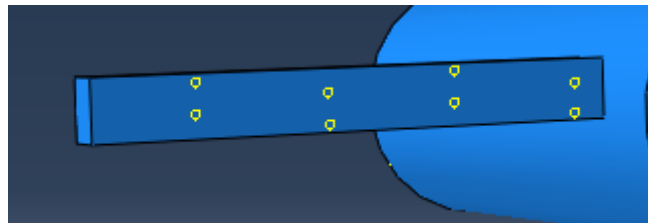


Figura 4.19- Unión en la pletina.

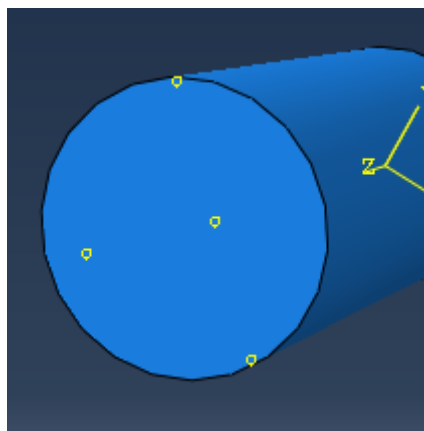


Figura 4.20- Unión en el eje.

Una vez conseguida la unión pasamos a colocar las piezas. Pasamos al módulo “Assembly” y elegimos la opción “Translate Instance”. Nos pedirá la pieza a desplazar y elegimos la pletina. Al pulsar “Done” nos indica que elijamos el punto inicial de desplazamiento. Elegimos la parte media del lado derecho de la pletina de la cara en la que hemos hecho la unión.

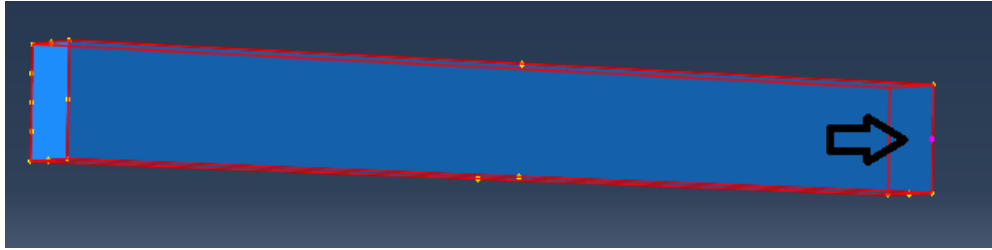


Figura 4.21- Selección del punto de la pletina para su colocación.

A continuación, nos pide elegir el punto final. Introducimos las coordenadas del punto al que debe ir la pletina. El centro de coordenadas se encuentra en el centro del eje en el que irá el empotramiento por ello las coordenadas serán: $(-0.02,0,0.09)$. Irá 20 mm a la izquierda ya que va en el lado izquierdo del eje, sin desplazamiento de altura y al final del eje por lo tanto a 90 mm, la longitud del eje. El resultado final será el siguiente:

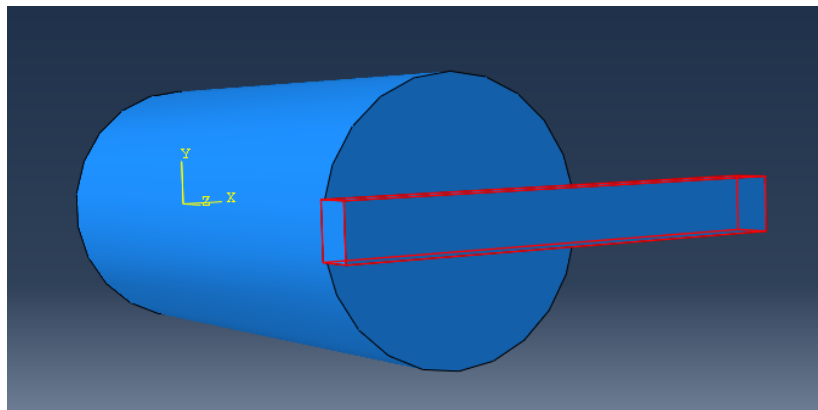


Figura 4.22- Posición final del ensamblaje.

4.4.5- Configuración del análisis

Pasamos al módulo “Step” y elegimos “Create Step” para configurar el análisis. En la ventana que nos aparece, elegimos la opción General, “Static, General” y pulsamos “Continue”:

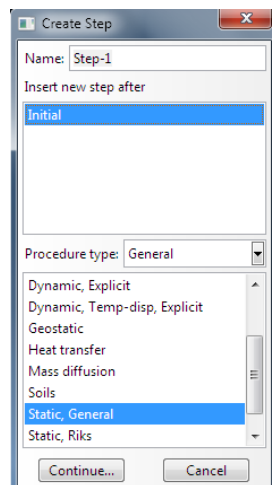


Figura 4.23- Creación del step.

En la siguiente ventana, aceptamos los valores por defecto y tendremos creado el análisis.

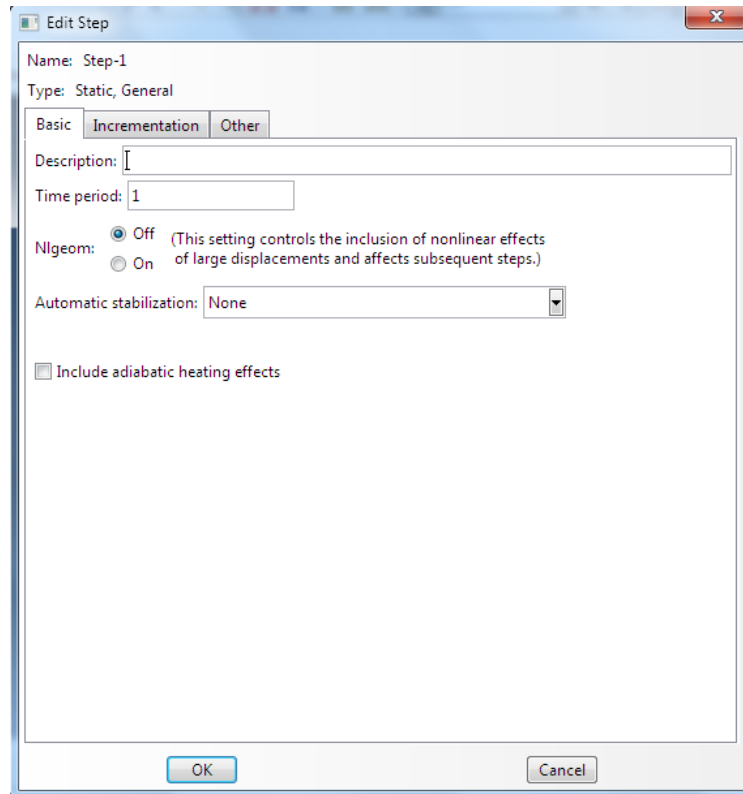


Figura 4.24- Datos del step.

4.4.6- Condiciones de contorno y cargas

En este paso creamos el empotramiento y las dos cargas. Pasamos al módulo “Load”. Primero creamos el empotramiento. Para ello, pulsamos en el icono “Create Boundary Condition”. Elegimos la opción “Mechanical” y “Symetry/ Antisymmetry/ Encastre”.

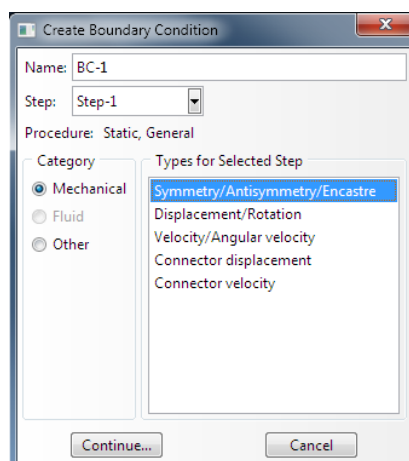


Figura 4.25- Elección condiciones de contorno.

Pulsamos “Continue” y elegimos el lado del eje en el que va el empotramiento.

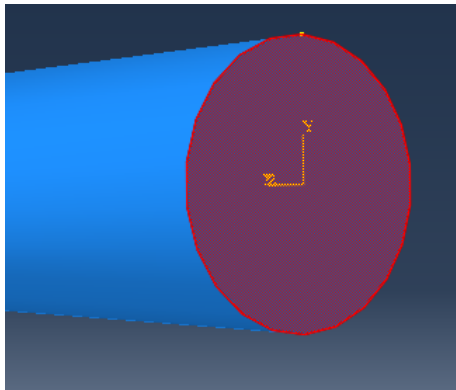


Figura 4.26- Creación del empotramiento en el eje.

Elegimos la opción “ENCASTRE” y creamos el empotramiento.

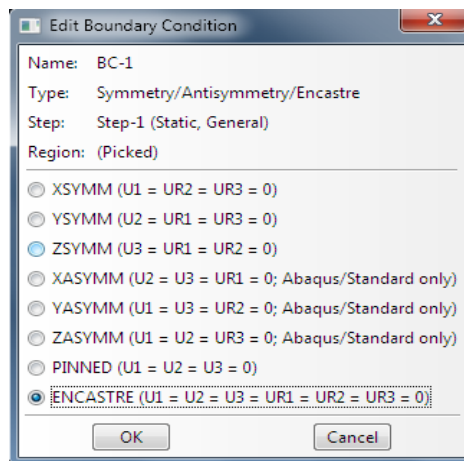


Figura 4.27- Elección del empotramiento.

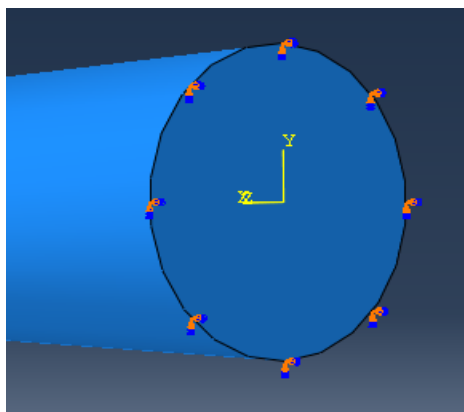


Figura 4.28- Empotramiento en el eje.

A continuación, creamos las cargas. Antes de crearlas y para poder colocarlas en el punto en que queremos, debemos realizar un corte a un eje de la pletina. Pasamos al módulo “Part” y elegimos la pletina. En el menú de arriba elegimos “Tools – Partition”. Elegimos la opción de cortar un eje introduciendo parámetro y elegimos el eje que se ve a continuación.

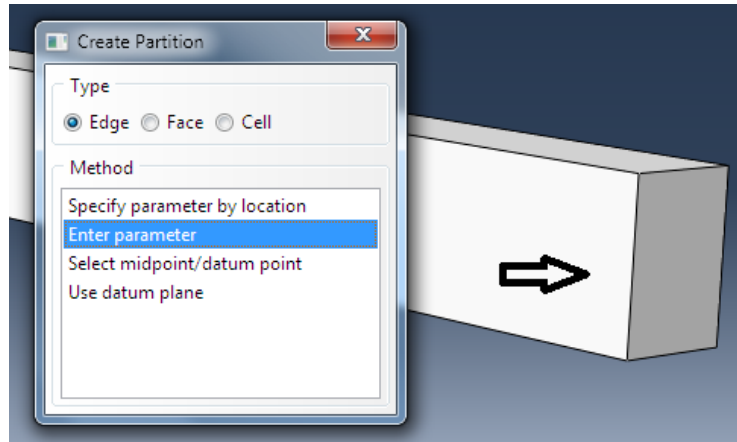


Figura 4.29- Selección del tipo de corte.

Elegimos 0.5, como se puede ver en la imagen 5.30, porque lo que queremos es darle un corte al medio al eje para colocar las cargas. Pulsamos “Done” y el corte queda hecho.

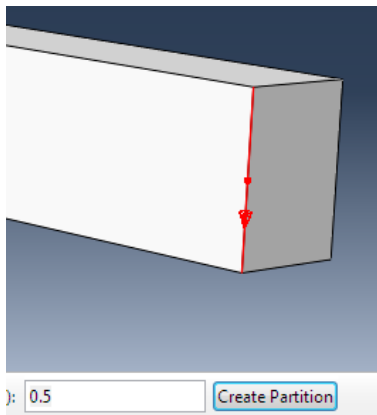


Figura 4.30- Introducción del valor para el corte.

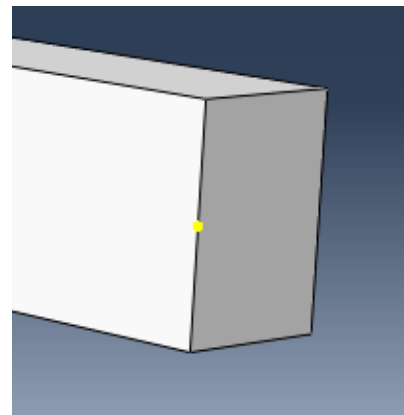


Figura 4.31- Corte en la pletina.

Una vez hecho esto podemos volver al módulo “Load” y colocar las cargas. Pinchamos en el icono “Create Load”. Seleccionamos que se realice en el paso creado (Step-1) y elegimos una carga concentrada (concentrated force).

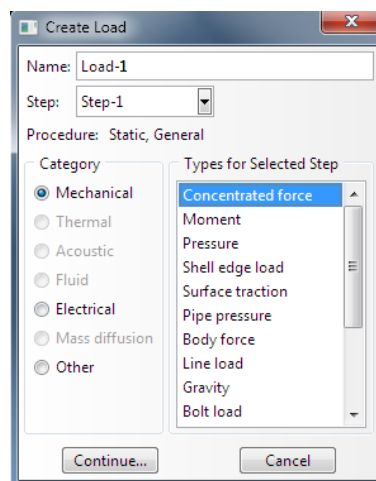


Figura 4.32- Selección carga concentrada.

Elegimos el punto medio donde hemos creado el corte e introducimos el valor de la carga. Para la primera, teniendo en cuenta el sistema de coordenadas que tenemos, metemos el valor de -15.000 N en la coordenada de “Z”.

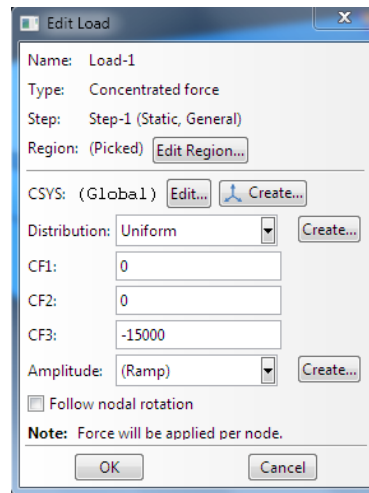


Figura 4.33- Introducción del valor de carga.

Repetimos el proceso para la fuerza de 18.000 N. La única variante es que irá colocada en la coordenada ”Y” y con valor positivo para darle el sentido adecuado. El resultado será el siguiente:

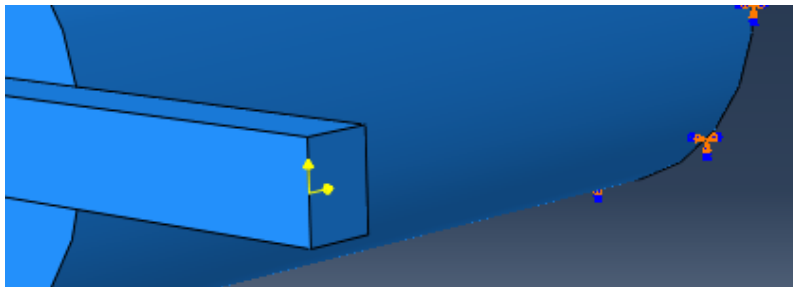


Figura 4.34- Cargas y empotramiento del ensamblaje.

4.4.7- Mallado del modelo

Para el mallado pasamos al módulo “Mesh”. Mallamos cada parte por separado, pero como observamos en la figura 5.35 el cilindro no se puede poner en modo estructura (color verde).

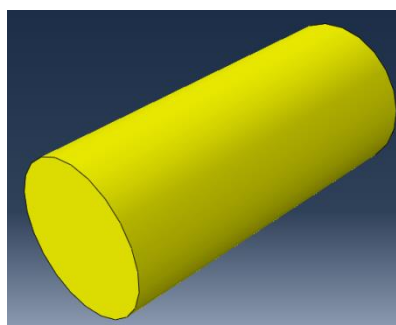


Figura 4.35- Eje sweep (color amarillo).

Para poder conseguir que quede en modo estructura tenemos que realizar particiones al eje como hicimos antes para la viga. Elegimos “Tools – Partition”. Seleccionamos la opción de partir cara (face) y definir plano de corte (define cutting plane).

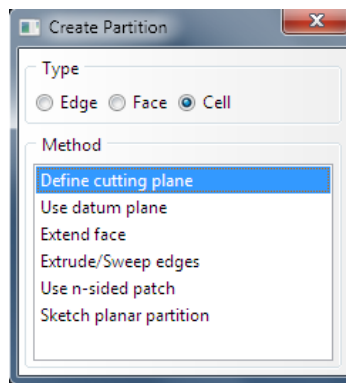


Figura 4.36- Elección del tipo de corte.

Escogemos la opción de tres puntos. Picamos en los puntos que se ven en la imagen siguiente (puntos de color rojo).

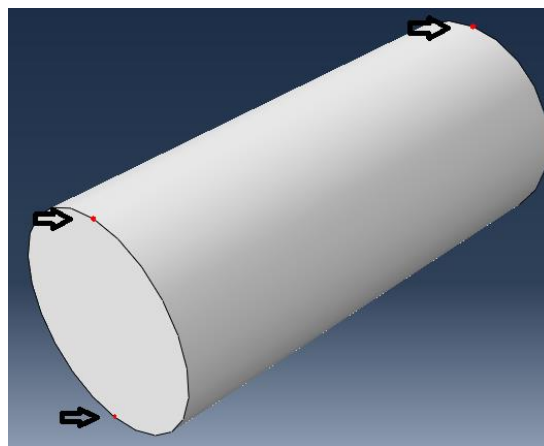


Figura 4.37- Selección de los tres puntos.

Y el resultado es el que podemos observar en la imagen 4.38.

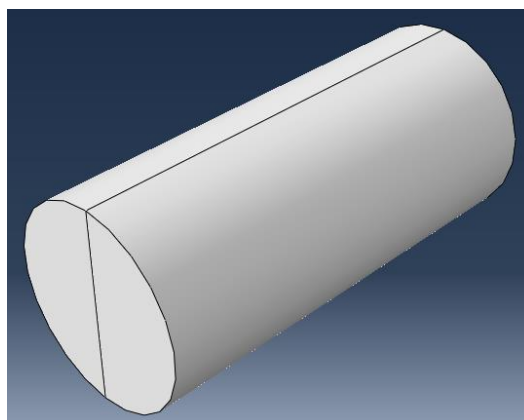


Figura 4.38- Primer corte del eje.

Realizamos otro corte horizontal para conseguir nuestro objetivo. Seleccionamos de nuevo la opción de tres puntos.

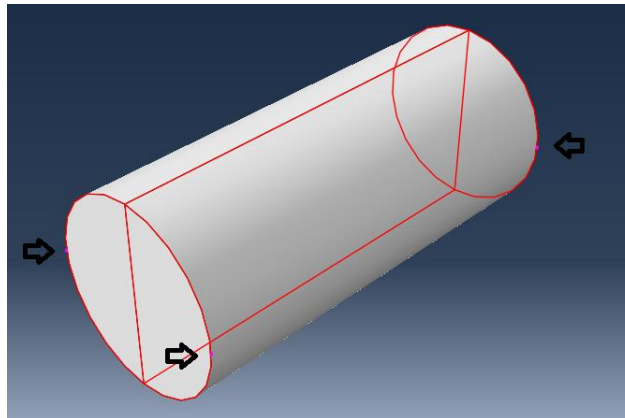


Figura 4.39- Selección de los puntos para el segundo corte.

Con este segundo corte conseguimos que el eje pase a modo estructura (color verde).

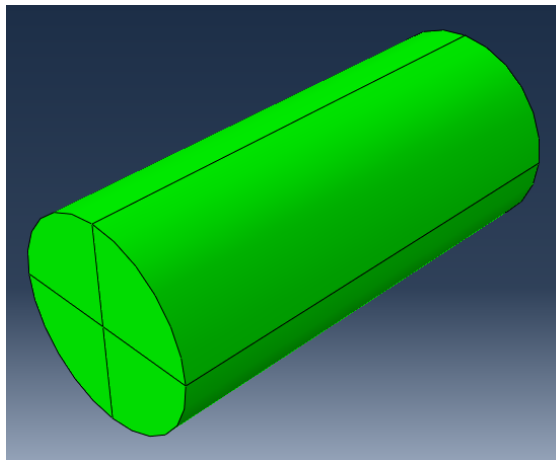


Figura 4.40- Eje estructura (color verde).

Ya podemos hacer la malla. Pinchamos en el icono “Seed Part Instance”, seleccionamos el eje y metemos un coeficiente de malla de 0,001. Pulsamos “OK”.

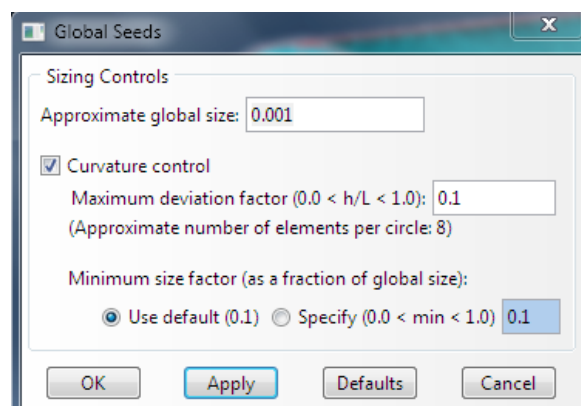


Figura 4.41- Selección del coeficiente de malla.

Elegimos “Mesh Part Instance” y pulsamos “yes” para la pregunta sobre si queremos mallar el elemento. Con esto conseguimos mallar el elemento.

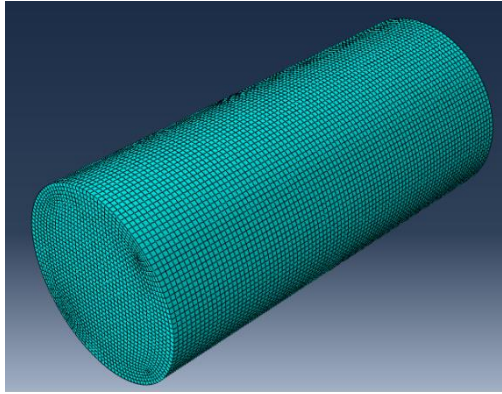


Figura 4.42- Eje mallado.

Repetimos el proceso para la pletina. Como vemos, la pletina aparece directamente como estructura (color verde).

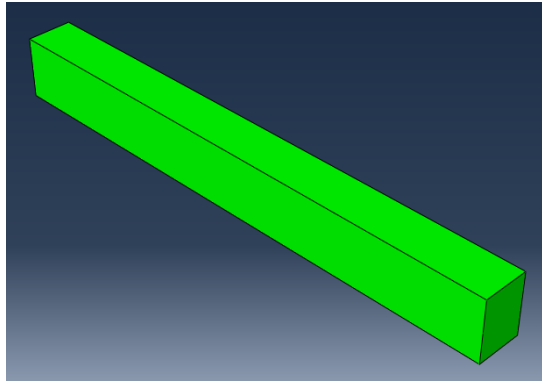


Figura 4.43- Pletina estructura (color verde).

Introducimos de nuevo una malla de 0,001. Con esto, mallamos la pletina y ya tenemos mallado todo el conjunto como podemos observar a continuación:

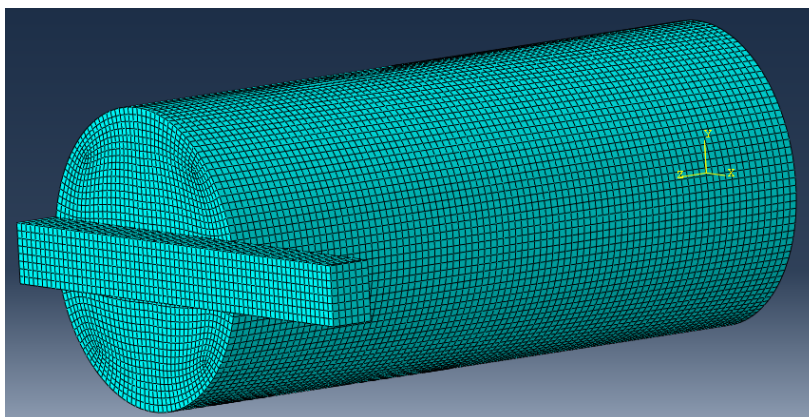


Figura 4.44- Ensamblaje mallado.

4.4.8- Creación del trabajo de análisis

Pasamos al módulo “Job” para crear el trabajo. Elegimos el icono “Create Job”. Pulsamos “Continue”.

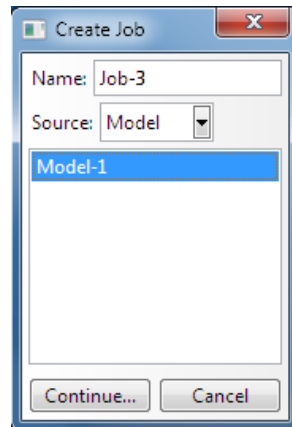


Figura 4.45- Creación del trabajo.

A continuación, aceptamos todos los valores que nos viene por defecto ya que coinciden con el tipo de análisis que queremos realizar.

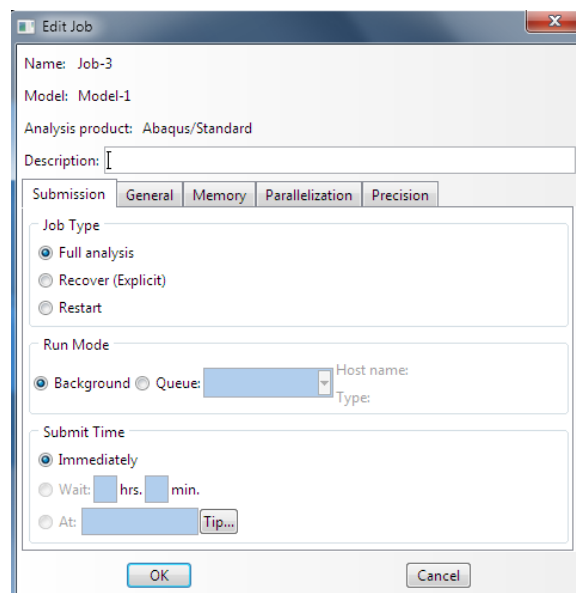


Figura 4.46- Introducción de los valores de trabajo.

Una vez hecho esto, pulsamos “Job Manager”, a la derecha del anterior icono utilizado, y elegimos “submit” para que el análisis sea realizado. Por último, y una vez haya terminado el proceso pasamos, a visualizar los resultados (Results).

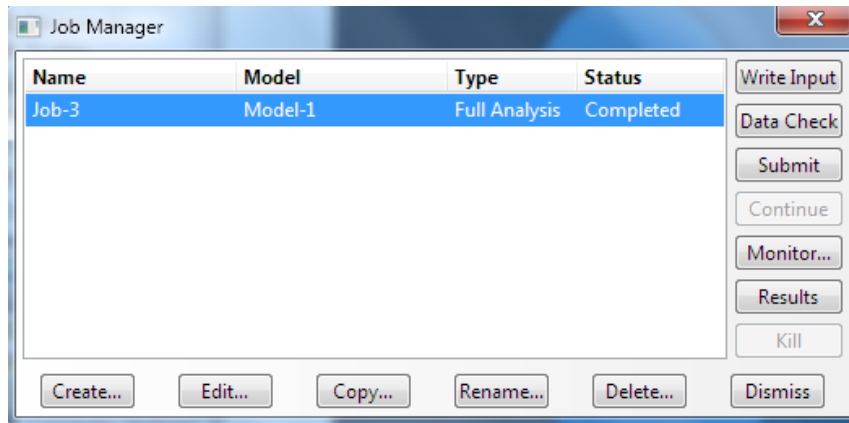


Figura 4.47- Cuadro de trabajo y acceso a resultados.

4.4.9- Visualización de los resultados del análisis

En la visualización de resultados nos centramos en los calculados teóricamente. Para ello, observamos los esfuerzos normales, esfuerzos cortantes y las tensiones máximas y mínimas. Para calcular el punto “K” medimos la distancia con Abaqus y obtenemos que es el nudo 524.

Primero, observamos los esfuerzos normales (S33).

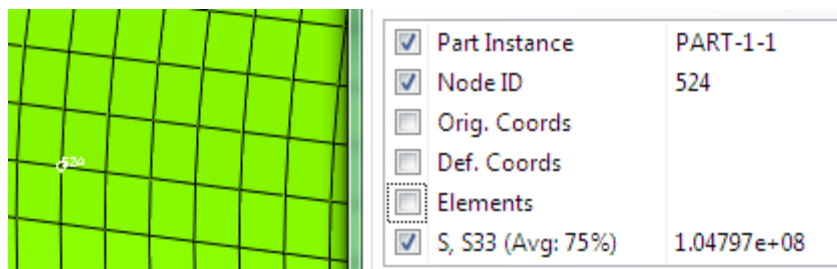


Figura 4.48- Esfuerzos normales.

Como observamos en la imagen anterior obtenemos un resultado de 104,79 MPa mientras el resultado teórico es 107,4 MPa.

Pasamos a ver los esfuerzos cortantes (S23).

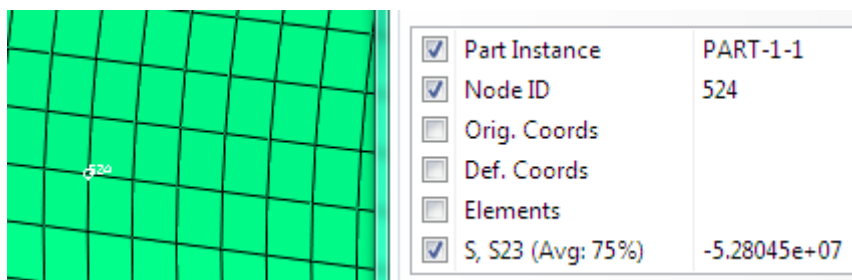


Figura 4.49- Esfuerzos tangenciales.

Los esfuerzos cortantes de Abaqus son de -52,8 MPa y el resultado obtenido de forma teórica -52,5 MPa.

Observamos ahora los esfuerzos principales. El esfuerzo máximo es el siguiente:

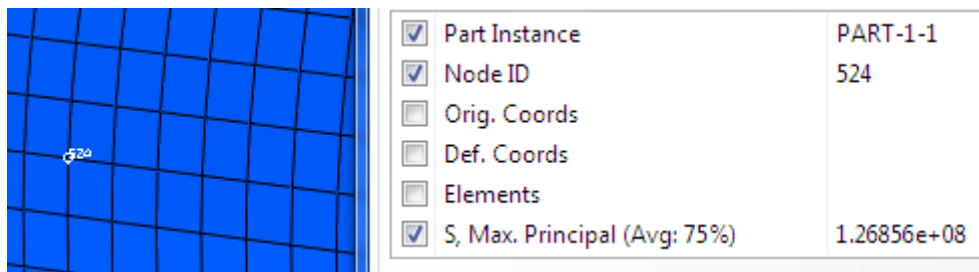


Figura 4.50- Esfuerzos máximos.

Abaqus nos da un valor de 126,85 MPa mientras que de manera teórica hemos obtenido un valor de 128,8 MPa.

Por último, observamos el valor del esfuerzo mínimo.

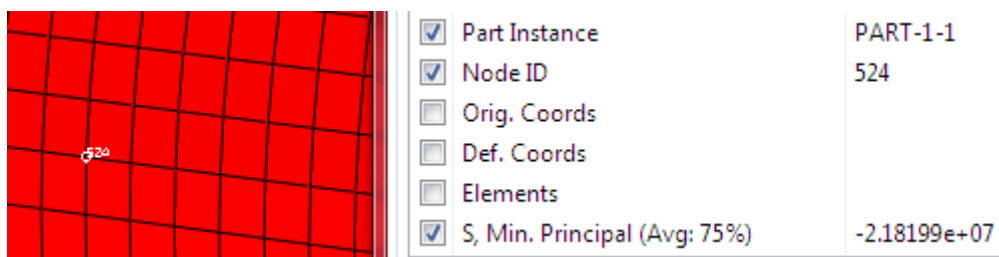


Figura 5.51- Esfuerzos mínimos.

Para este último valor Abaqus da el valor de -21,82 MPa y por el método clásico hemos obtenido el valor de -21,4 MPa.

4.4- CONCLUSIÓN

Comparamos los valores obtenidos por ambos métodos para obtener el error que hemos obtenido:

- Esfuerzos normales: calculamos el error que hemos cometido.

$$\frac{107,4}{104,79} \times 100 = 102,49\% \rightarrow \text{ERROR} = 2,49\%$$

- Esfuerzos cortantes: calculamos el error que hemos cometido.

$$\frac{52,5}{52,8} \times 100 = 99,43\% \rightarrow \text{ERROR} = 0,57\%$$

- Esfuerzo máximo: calculamos el error que hemos cometido.

$$\frac{128,8}{126,85} \times 100 = 101,54\% \rightarrow \text{ERROR} = 1,54\%$$

- Esfuerzo mínimo: calculamos el error que hemos cometido.

$$\frac{21,4}{21,82} \times 100 = 98,08\% \rightarrow \text{ERROR} = 1,92\%$$

Como observamos en los tres casos los errores cometidos son prácticamente mínimos por lo que los cálculos son muy buenos. Estos errores pueden deberse a los siguientes motivos:

- Pese a que la malla tiene una gran homogeneidad es imposible conseguir una malla perfecta por lo que, aun que mínimo, la malla causa parte del error.
- La longitud total de eje no es un dato que nos facilite el enunciado. Sólo nos da la distancia de la pletina al punto K que es de 60 mm. La distancia al empotramiento la elegimos de forma arbitraria (30 mm). La variación de esta elección respecto a la distancia real puede causar un error importante en los resultados obtenidos.
- Igual que el motivo anterior, tampoco el enunciado nos da ni el espesor ni el alto de la pletina. En nuestro caso elegimos un valor de 8 mm para el alto y de 6 mm para el espesor.
- El último motivo es que el nudo en que hemos estudiado el resultado no es exactamente el punto K que queríamos estudiar. El nudo elegido (nudo 524) es el más cercano a ese punto que la malla nos ha generado y aun que existan diferencias de menos de un milímetro nos afectarán a los resultados.

Por lo tanto, y tras analizar los resultados y las causas de los errores, podemos concluir el ejercicio con un muy buen resultado ya que, pese a todas las condiciones que hemos tenido que elegir de forma arbitraria, los resultados son muy próximos a los cálculos teóricos.

5. EJERCICIO 2: DISEÑO EJE CON DOS POLEAS

5. EJERCICIO 2: DISEÑO EJE CON DOS POLEAS

5.1- INTRODUCCIÓN

En este segundo ejercicio vamos a seguir con el estudio de los ejes con diferente al anterior. Elegimos un eje con dos poleas y realizamos de nuevo un estudio completo igual que el anterior.

5.2- CÁLCULO POR EL MÉTODO CLÁSICO

Enunciado del problema:

La fuerza de 6 KN es vertical y la fuerza P es paralela al eje Z . Calcule el diámetro más pequeño permisible del eje sólido. (Radio de las poleas: $B=75\text{mm}$ y $C=60\text{mm}$).

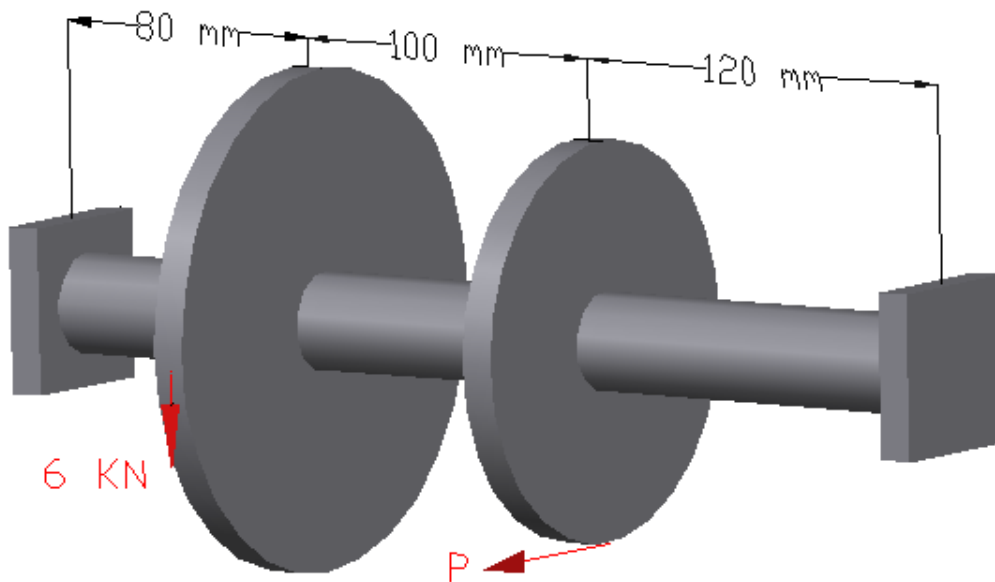


Figura 5.1- Dibujo del enunciado del ejercicio.

Primero, calculamos la fuerza "P", para ello realizamos un esquema de fuerzas como el que se observa en la figura 5.3.

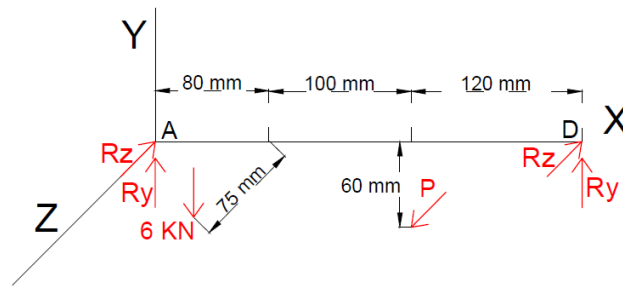


Figura 5.2- Esquema de fuerzas sobre ejes coordenados.

Calculamos la fuerza P con las ecuaciones del equilibrio estático (sumatorio de fuerzas y de momentos).

$$\Sigma F = 0 \quad (5.1)$$

$$\Sigma M = 0 \quad (5.2)$$

$$\left. \begin{array}{l} \Sigma F_y = 0; \quad R_{A_y} + R_{D_y} = 6 \\ \Sigma F_z = 0; \quad R_{A_z} + R_{D_z} = P \end{array} \right\} \begin{array}{l} R_{A_y} = 4,4 \text{ KN} \\ R_{A_z} = 3 \text{ KN} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \Sigma M_x = 0; \quad P \times 60 - 6 \times 75 = 0 \\ \Sigma M_y = 0; \quad P \times 180 - R_{D_z} \times 300 = 0 \\ \Sigma M_z = 0; \quad 6 \times 80 - R_{D_y} \times 300 = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P = 7,5 \text{ KN} \\ R_{D_z} = 4,5 \text{ KN} \\ R_{D_y} = 1,6 \text{ KN} \end{array}$$

Una vez conseguida la fuerza P, podemos calcular todos los esfuerzos que afectan al eje para poder calcular el diámetro necesario. Para ello, calculamos el eje como dos vigas independientes cada una con su fuerza (primera viga con 6 kN y segunda con 7,5 kN).

- Viga 1.

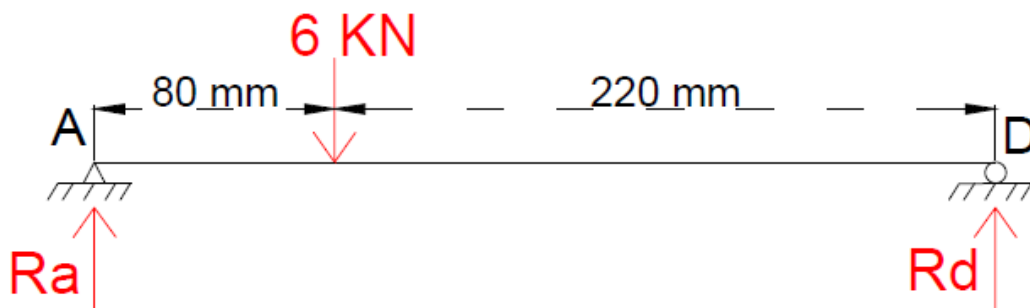


Figura 5.3- Viga 1 (fuerza de 6KN).

Con las mismas ecuaciones utilizadas anteriormente, 5.1 y 5.2, para sacar la fuerza “P” resolvemos esta viga simple:

$$\left. \begin{array}{l} \Sigma F_v = 0; \quad R_A + R_D = 6 \\ \Sigma M_A = 0; \quad 6 \times 80 = R_D \times 300 \end{array} \right\} \begin{array}{l} R_A = 4,4 \text{ KN} \\ R_D = 1,6 \text{ KN} \end{array}$$

- Viga 2.

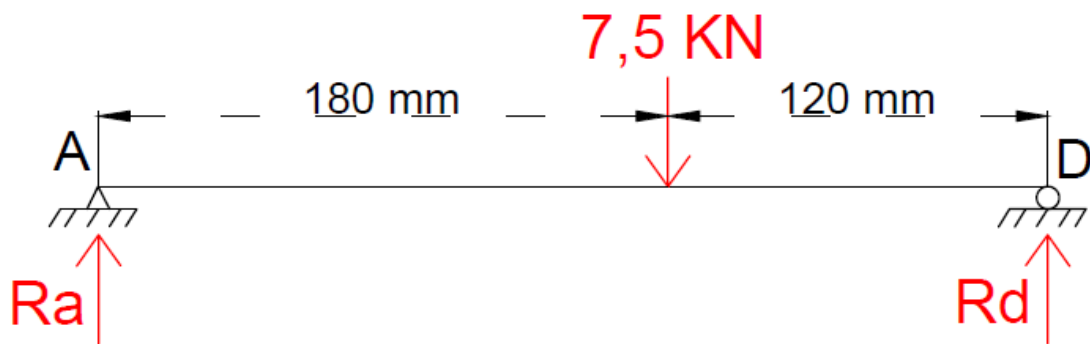


Figura 5.4- Viga 2 (fuerza de 7,5 KN).

$$\left. \begin{array}{l} \Sigma F_v = 0; \quad R_A + R_D = 7,5 \\ \Sigma M_A = 0; \quad 7,5 \times 180 = R_D \times 300 \end{array} \right\} \begin{array}{l} R_A = 3 \text{ KN} \\ R_D = 4,5 \text{ KN} \end{array}$$

Podemos ya dibujar los esfuerzos que sufrirá nuestro eje:

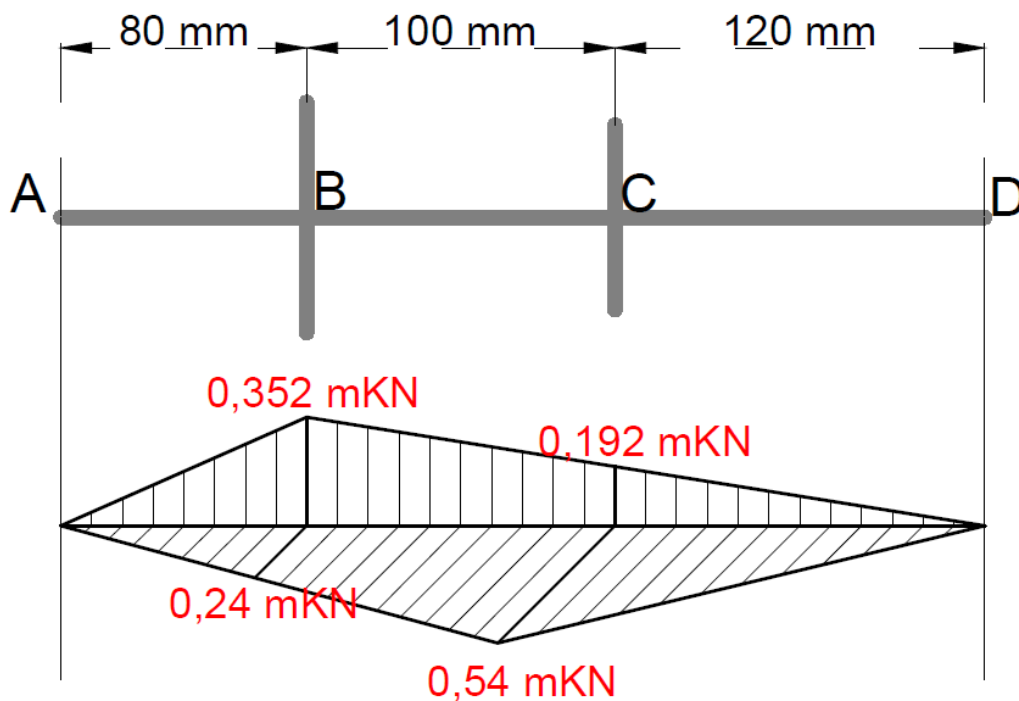


Figura 5.5- Combinación de esfuerzos sobre el eje.

Como podemos observar, la sección más desfavorable del eje puede estar en el punto “C” o el punto “B”. Calculamos el momento máximo en cada uno de ellos para elegir cuál de los dos es el más desfavorable.

$$M_{fR} = \sqrt{M_1 + M_2} \quad (5.3)$$

- Punto B: $M_{fR} = \sqrt{0,352^2 + 0,24^2} = 0,426 \text{ mKN}$

- Punto C: $M_{fR} = \sqrt{0,192^2 + 0,54^2} = 0,573 \text{ mKN}$

El punto más desfavorable se encuentra en la polea “C”. Hallamos su momento torsor para poder calcular el diámetro:

$$M_{Tc} = F \times d = 7,5 \times 0,06 = 0,45 \text{ mKN}$$

Ya tenemos todos los datos para calcular el diámetro.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi f_{yd}} \times \left(M_f + \sqrt{M_f^2 + M_T^2} \right)} \quad (5.3)$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \frac{275}{1,05}} \times \left(0,573 \times 10^6 + \sqrt{(0,573 \times 10^6)^2 + (0,45 \times 10^6)^2} \right)}$$

$$d_1 = 29,36 \text{ mm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0,7 \times f_{yd}} \times \left(\sqrt{M_f^2 + M_T^2} \right)} \quad (5.5)$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0,7 \times \frac{275}{1,05}} \times \left(\sqrt{(0,573 \times 10^6)^2 + (0,45 \times 10^6)^2} \right)}$$

$$d_2 = 27,25 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo que necesitamos es de 29,36 mm. Calculamos las tensiones máximas del eje que serán las utilizadas para ser comparadas con los resultados de Abaqus.

$$\sigma = \frac{M_f \times Z}{I_y} = \frac{(0,573 \times 10^6) \times \frac{29,36}{2}}{\frac{\pi \times 29,36^4}{3264}} \quad (5.6)$$

$$\sigma = 230,61 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{M_T \times r}{I_0} = \frac{(0,45 \times 10^6) \times \frac{29,36}{2}}{\frac{\pi \times 29,36^4}{32}} \quad (5.7)$$

$$\tau = 90,56 \text{ N/mm}^2$$

Con esto damos esta fase por terminada y pasamos a diseñar el eje con el programa de elementos finitos.

5.3- ANÁLISIS CON ABAQUS

5.3.1- Creación del modelo

Para la creación de este ejercicio nos corresponde hacer tres partes, el eje y las dos poleas. Empezamos dibujando el eje, para ello en el módulo “Part” elegimos la opción “Create Part”. Elegimos que sea en 3D, deformable y sólido. Seleccionamos extrusión para darle posteriormente la longitud y le damos un tamaño al cuadro de dibujo de 200 mm.

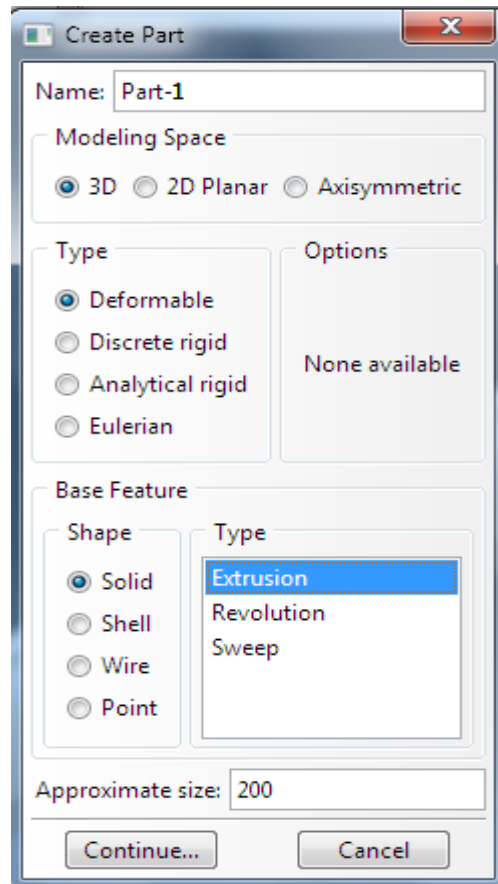


Figura 5.6- Características del eje.

Pulsamos “Continue” y dibujamos un círculo de diámetro 29 mm que es el más aproximado a los 29,36 mm que hemos obtenido de resultado. Obtendremos el siguiente resultado:

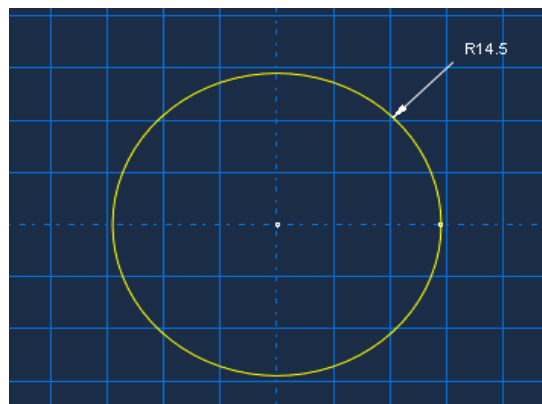


Figura 5.7- Boceto del eje.

Pulsamos en el icono llamado “Done”. A continuación, sólo tendremos que introducir la longitud del eje (Depth: 300 mm) como vemos en la figura 5.8 y pulsamos continuar para obtener el eje.

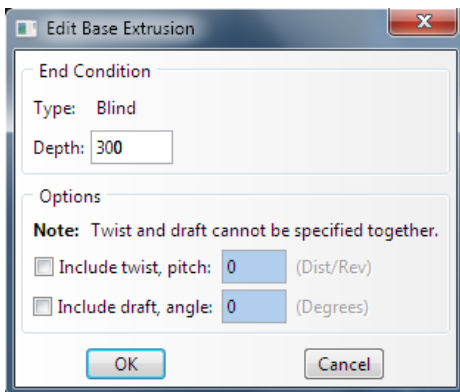


Figura 5.8- Longitud del eje.

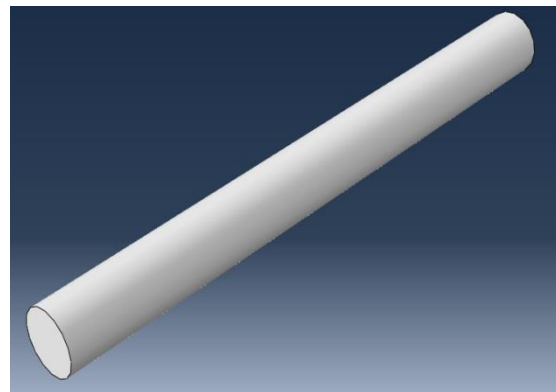


Figura 5.9- Eje.

Para dibujar las dos poleas debemos seguir el mismo método pero realizando el orificio por el que irá el eje. Para ello, elegimos la opción “Create Part” y elegimos las mismas opciones que para el eje. Dibujamos un círculo de radio 14,5 mm para realizar el hueco del eje y de 75 mm para el radio de la polea.

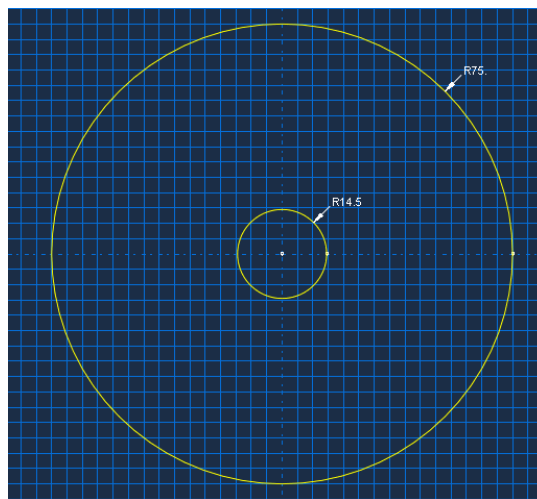


Figura 5.10- Boceto polea grande.

Le damos 10 mm de grosor para la polea y pulsamos en el botón “Done”.

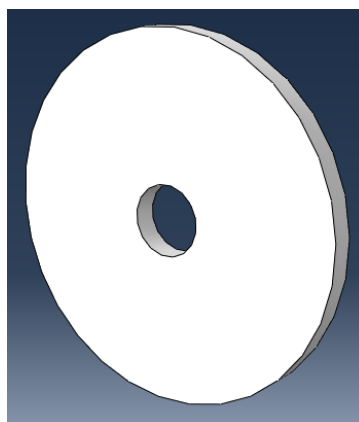


Figura 5.11- Polea grande.

Repetimos el proceso para la otra polea cambiando el radio (60 mm) y dándole el mismo grosor (10 mm).

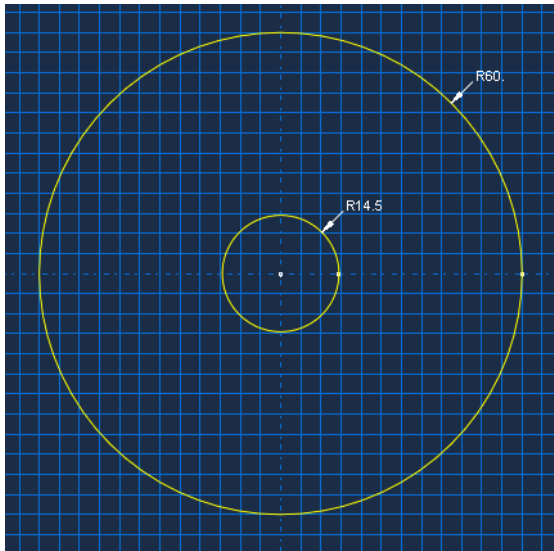


Figura 5.12- Boceto polea pequeña.

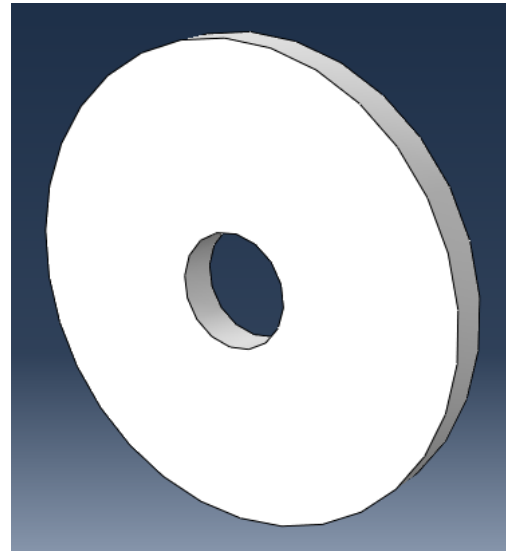


Figura 5.13- Polea pequeña.

5.3.2- Creación del material

Para crear el material pasamos al módulo “Property”. Primero creamos el material pulsando en el icono “Create Material”. Elegimos “Mechanical – Elasticity – Elastic”. A continuación, introducimos los valores para el Módulo de Young (200.000N/mm²) y Coeficiente de Poisson (0,28). Por último, pinchamos “OK” y creamos el material.

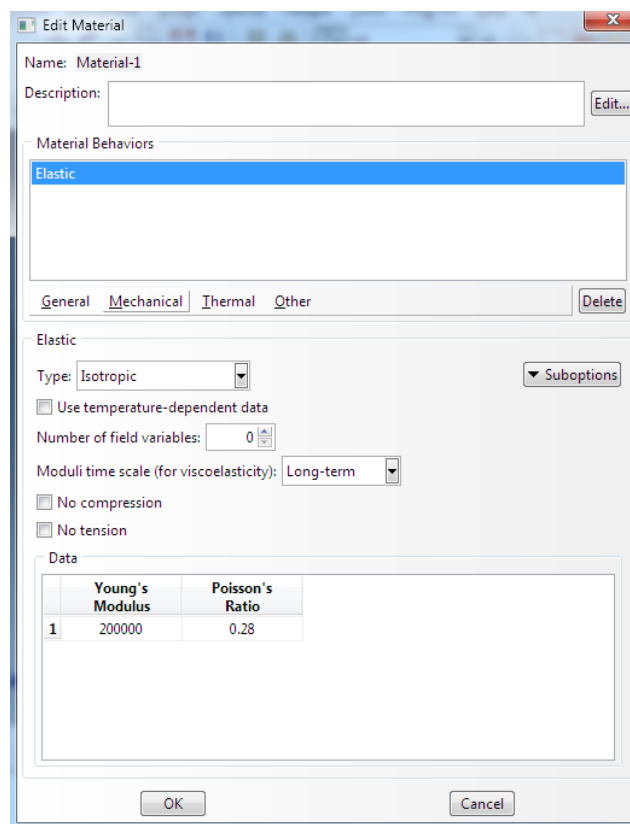


Figura 5.14- Creación del material.

Posteriormente, creamos la sección. Elegimos el icono “Create Section”. Creamos una sección sólida y homogénea.

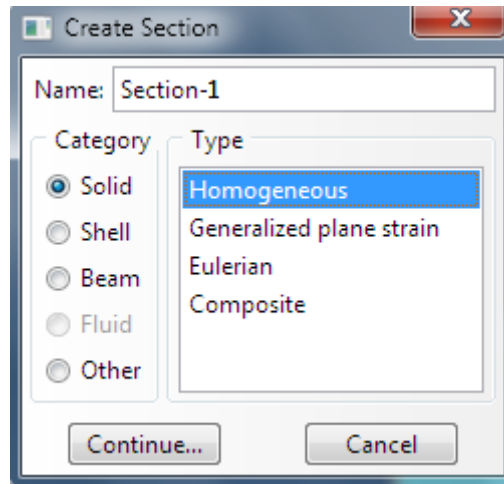


Figura 5.15- Creación de sección (1).

Pulsamos “Continue”, elegimos Material-1, que es el material que hemos creado anteriormente, y pulsamos “OK” para crear la sección.

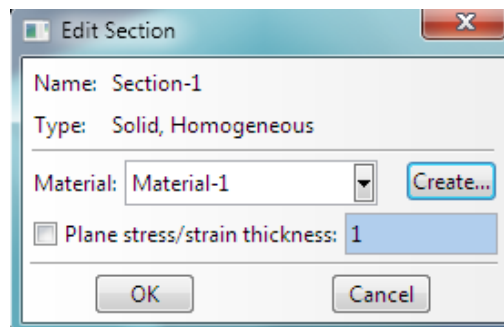


Figura 5.16- Creación de sección (2).

Por último, sólo tenemos que asignar la sección a las piezas creadas. Elegimos el icono “Assign Section” seleccionamos el eje y pulsamos “Done”. Cambiando el módulo de arriba a “Part-2” y “Part-3” le asignamos la sección también a las poleas. Como vemos en las figuras 5.17, 5.18 y 5.19 las tres piezas cambian a ser verde azuladas.

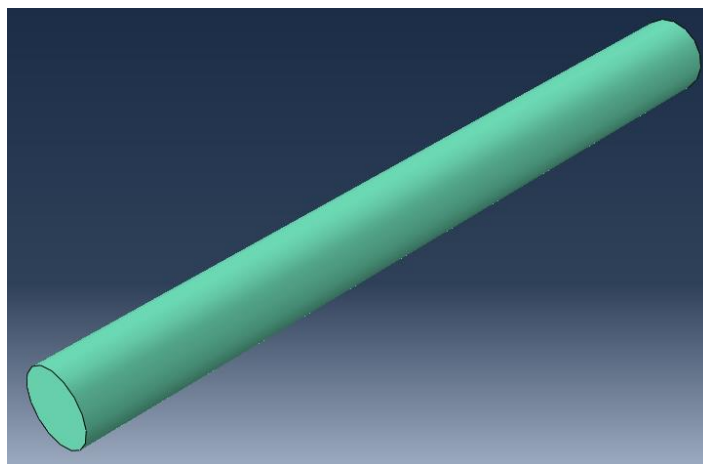


Figura 5.17- Eje con sección asignada.

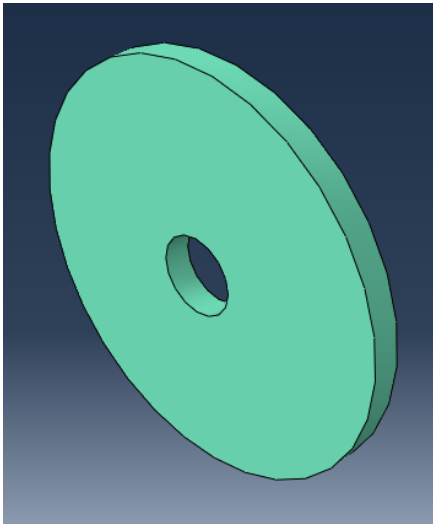


Figura 5.18- Polea grande con sección asignada.

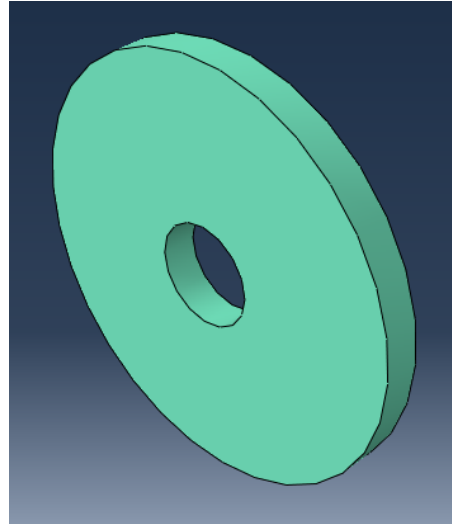


Figura 5.19- Polea pequeña con sección asignada.

5.3.3- Ensamblado del modelo

Para el ensamblado del modelo pasamos al módulo “Assembly”. Pinchamos en el botón “Instance Part”. Seleccionamos las tres piezas y elegimos la opción “Dependent”. En este caso se elige esta opción para poder mallar después cada pieza por separado. Por último, hacemos click en “OK” para dar por finalizado el paso.

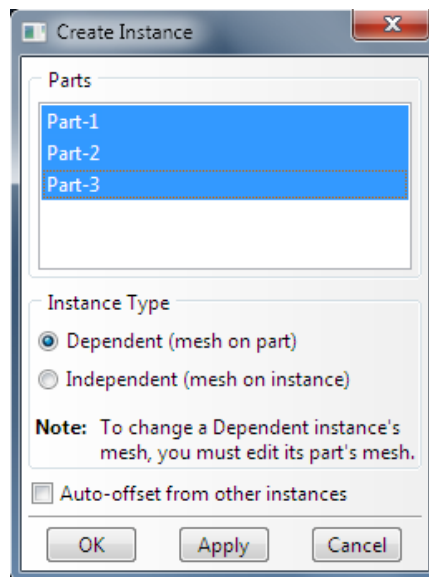


Figura 5.20- Ensamblado del modelo.

5.3.4- Unión de las piezas (Constraints)

En este paso, creamos la condición para que el eje y las poleas vayan unidos y los colocaremos para que quede como el enunciado del problema nos pide.

Lo primero es hacer la unión (Constraint). Pasamos al módulo “Interaction” y pulsamos en el botón “Create Constraint”. Dejamos las opciones que nos aparecen por defecto y pulsamos “Continue”.

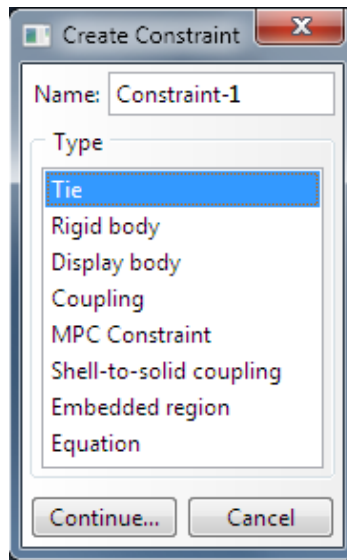


Figura 5.21- Creación de la unión.

Nos aparecerán dos opciones: “Surface” o “NodeRegion”. Elegimos “Surface” para asignar nosotros la cara en la que queremos que cree el “Constraint”. Elegimos la longitud del eje como se ve señalada en la imagen 5.22 y picamos en “Done”.

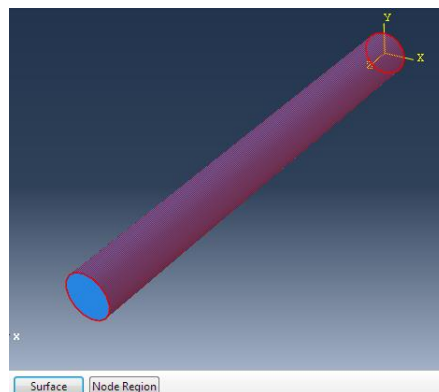


Figura 5.22- Selección de la cara del eje.

Volvemos a picar ahora en “Surface”, elegimos la cara interior de la polea en al que queremos crear la unión y pulsamos “Done”.

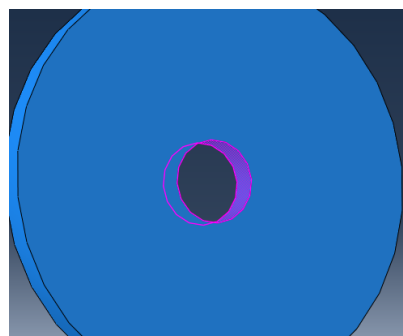


Figura 5.23- Selección cara interior de la polea.

Nos aparecerá la siguiente ventana y aceptamos los valores por defecto:

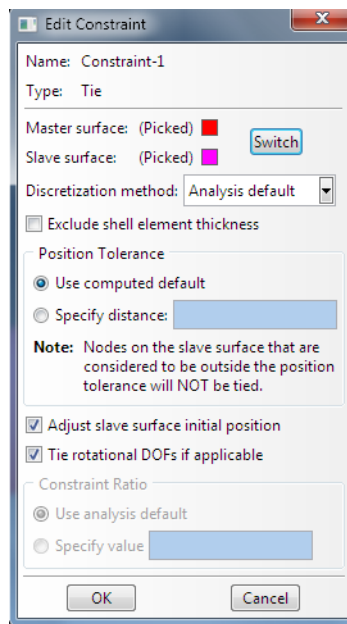


Figura 5.24- Ventana para crear la unión.

Como observamos en la imagen 5.25 la unión queda creada. Repetimos este proceso para la otra polea y creamos la misma unión con el eje.

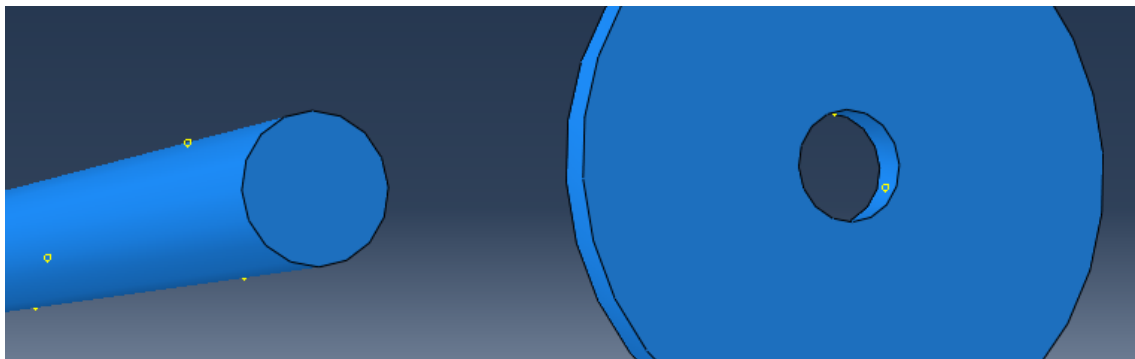


Figura 5.25- Unión entre eje y polea grande.

Una vez conseguida la unión pasamos a colocar las piezas. Pasamos al módulo “Assembly” y elegimos la opción “Translate Instance”. Nos pedirá la pieza a desplazar y elegimos una de las poleas. Al pulsar “Done” nos indica que elijamos el punto inicial de desplazamiento. Elegimos el punto central del eje de la polea. Para elegir las coordenadas del punto final nos fijamos en el enunciado. La coordenada “X” e “Y” serán cero ya que queremos que coincida con el centro del eje. La distancia en “Z” será la que nos indica el enunciado, 80 mm. Al tener la polea 10 mm de grosor repartimos 5 para cada lado para dejar el centro de la polea en los 80 mm. Por lo tanto, las coordenadas finales son (0,0,85).

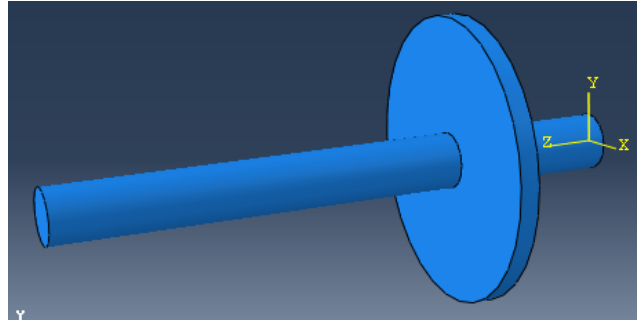


Figura 5.26- Colocación polea grande.

Repetimos el proceso para la siguiente polea. Las coordenadas finales de esta cambiarán respecto a la primera. Elegimos (0,0,185). Volvemos a dejar la polea centrada en el eje y centrada en la distancia de 180 mm que tiene respecto al origen.

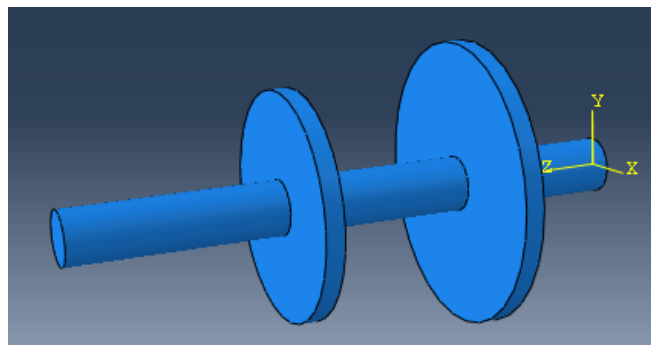


Figura 5.27- Ensamblaje ya colocado.

5.3.5- Configuración del análisis

Pasamos al módulo “Step” y elegimos “Create Step” para configurar el análisis. En la ventana que nos aparece, elegimos la opción general: “Static, General” y pulsamos “Continue”.

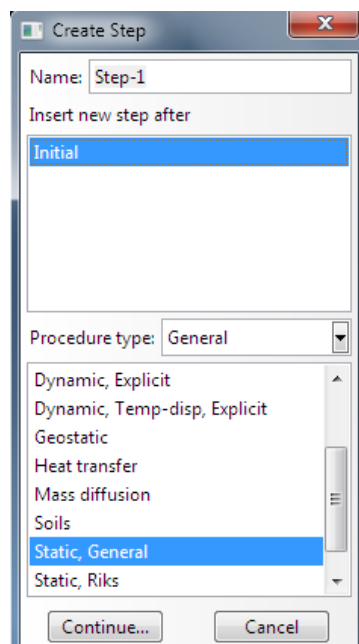


Figura 5.28- Creación del Step (1).

En la siguiente ventana (imagen 5.29), aceptamos los valores por defecto y tendremos creado el análisis.

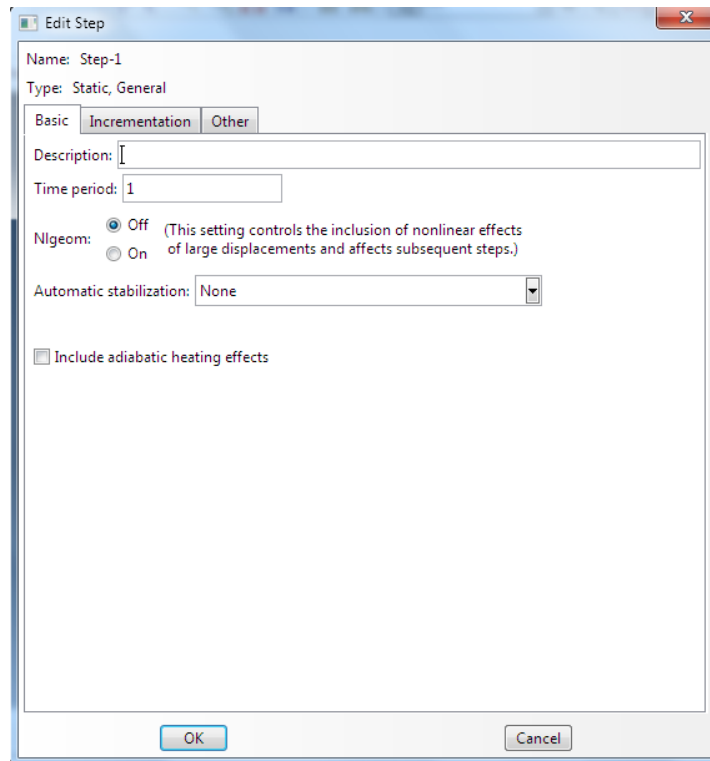


Figura 5.29- Creación del Step (2).

5.3.6- Condiciones de contorno y cargas

En este paso creamos el empotramiento y las dos cargas. Pasamos al módulo “Load”. Primero, creamos el empotramiento pulsando en el icono “Create Boundary Condition”. Seleccionamos “Symmetry/Antisymmetry/Encastre” y pulsamos “Continue” como podemos observar en la imagen 5.30.

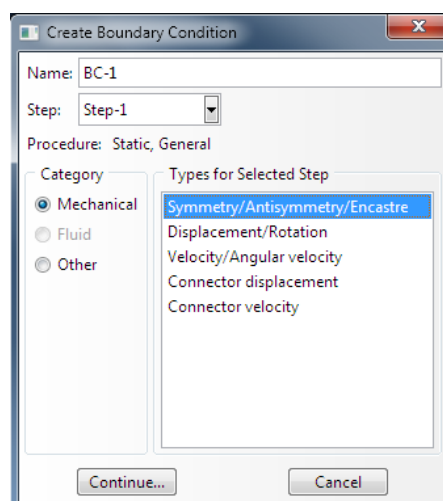


Figura 5.30- Creación del empotramiento.

Elegimos la cara del eje en el que vamos a colocar el empotramiento.

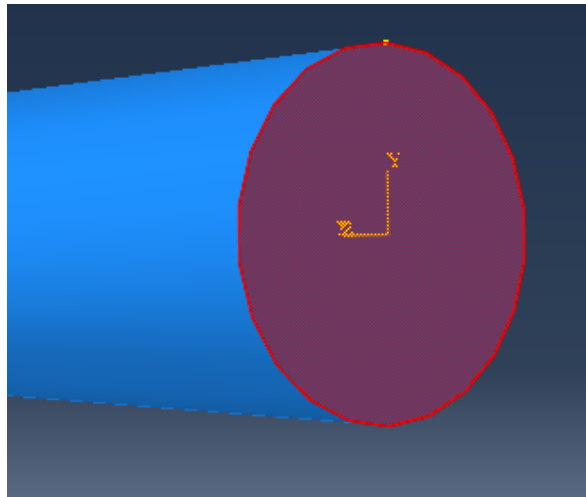


Figura 5.31- Selección de la cara para el empotramiento.

En la ventana que nos aparece a continuación seleccionamos la opción ENCASTRE para realizar el empotramiento. Podemos observar esto en la imagen 5.32.

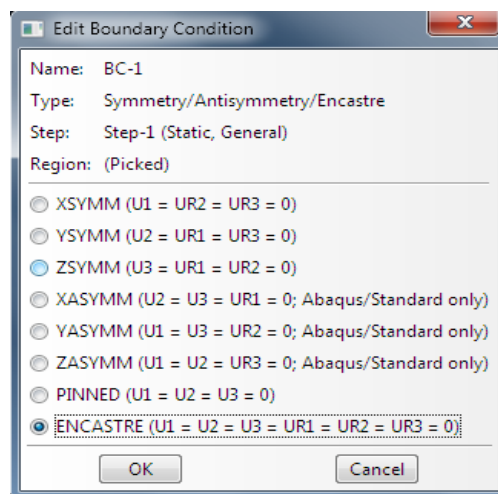


Figura 5.32- Elección del tipo de condición.

Al pulsar “OK” el empotramiento queda creado. Repetimos el proceso para el otro lado del eje y creamos el segundo empotramiento.

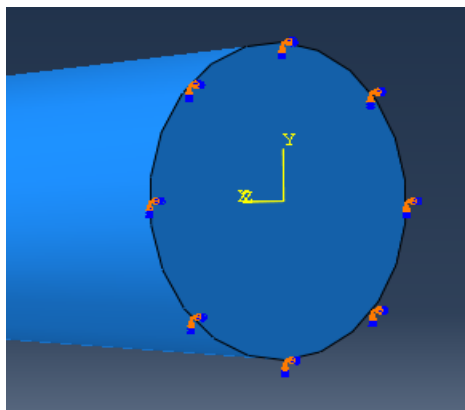


Figura 5.33- Empotramiento en el eje.

A continuación creamos las cargas. Antes de crearlas y para poder colocarlas en el punto en que queremos, debemos realizar un corte a las poleas. Además, esto nos servirá para conseguir que en el mallado ambas aparezcan ya como estructuras.

Para ello, elegimos “Tools – Partition”. Seleccionamos la opción de partir cara (face) y definir plano de corte (define cutting plane).

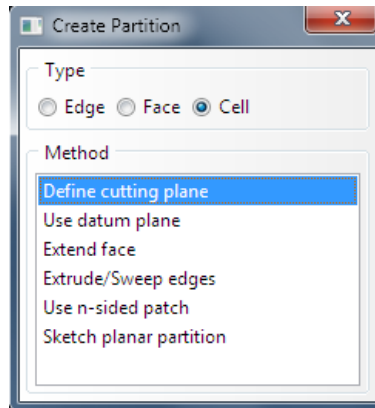


Figura 5.34- Elección del tipo de corte.

Escogemos la opción de tres puntos. Picamos en los puntos que se ven en la imagen siguiente (puntos de color rojo).

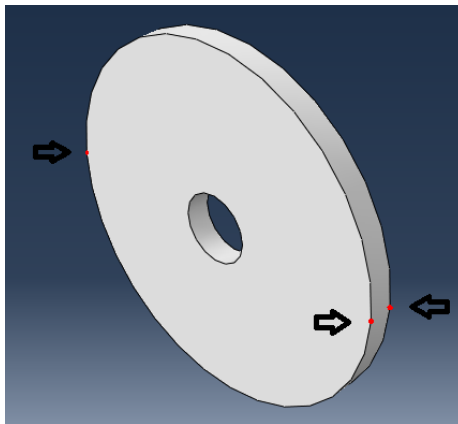


Figura 5.35- Selección de puntos para el corte.

El resultado es el que se obtiene en la imagen 5.36.

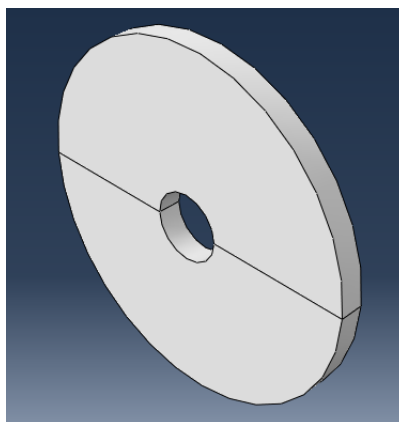


Figura 5.36- Primer corte de la polea.

Debemos de realizar un segundo corte seleccionando de nuevo tres puntos.

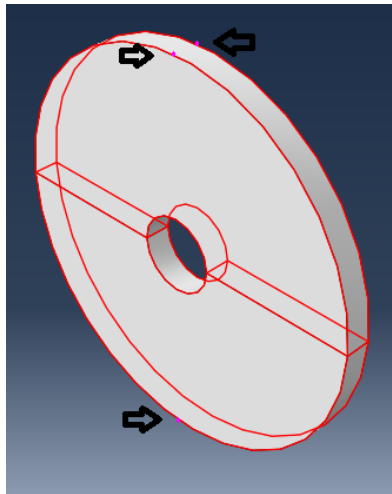


Figura 5.37- Puntos del segundo corte.

Obtenemos el resultado final y repetimos el proceso realizando los dos cortes para la siguiente polea.

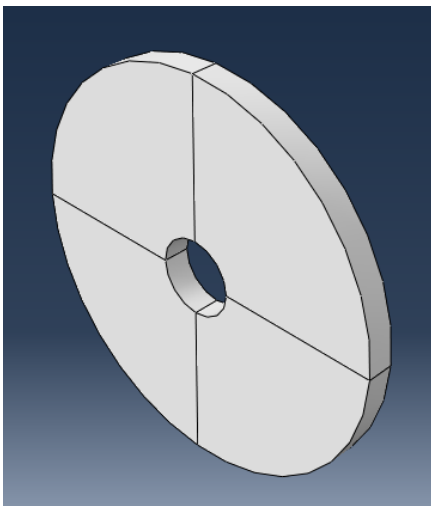


Figura 5.38- Cortes en la polea grande.

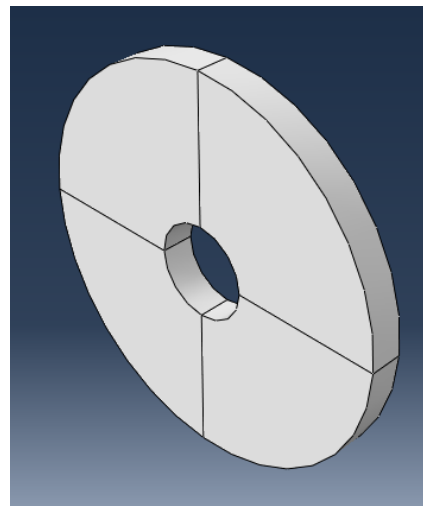


Figura 5.39- Cortes en la polea pequeña.

Por último, debemos realizar un corte más para colocar la carga en el centro de la polea. Elegimos el corte en el lado izquierdo de la polea grande (70mm) para colocar la carga como nos indica el enunciado. Pulsamos “Tools- Partition”. Seleccionamos un corte en el eje (Edge) y la opción de introducir nosotros el parámetro de corte (Enter Parameter). Elegimos el eje e introducimos el valor 0.5 para realizar el corte en el medio.

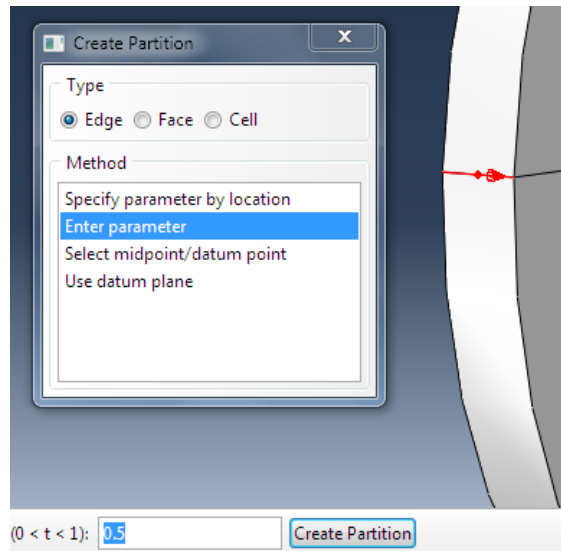


Figura 5.40- Creación del corte para la colocación de la carga.

Pulsamos “Create Partition” y el resultado es el observado en la figura 5.41. Repetimos la operación para el punto inferior de la polea pequeña (60 mm) para colocar la carga como nos indica el enunciado.

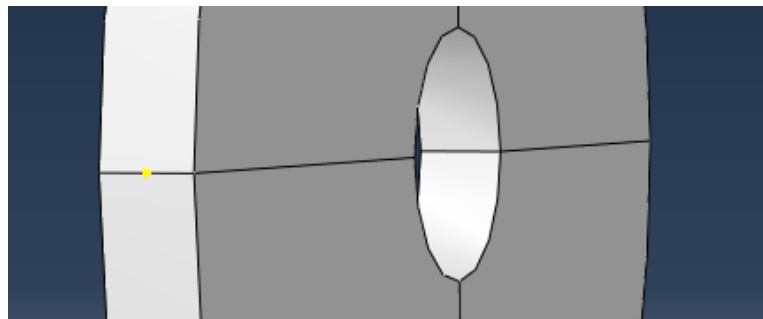


Figura 5.41- Corte para la colocación de la carga.

Ya podemos colocar las cargas. Para ello, elegimos “Create Load” y elegimos la opción de una carga concentrada.

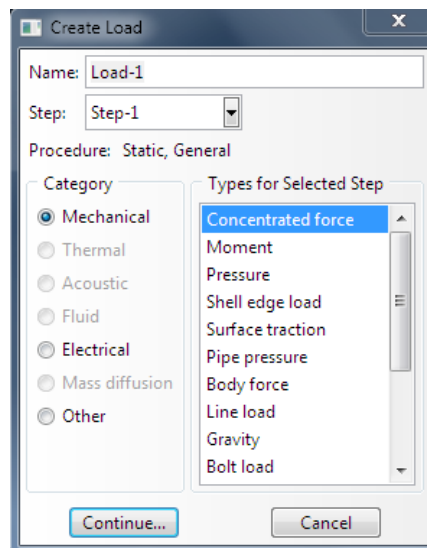


Figura 5.42- Elección del tipo de carga.

Pulsamos “Continue” y elegimos el punto donde vamos a colocar la carga de la polea grande (el punto en el que hemos realizado el corte).

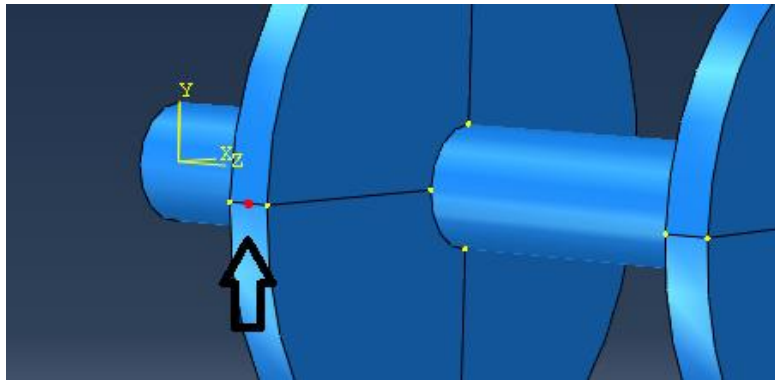


Figura 5.43- Lugar de la colocación de la carga en la polea grande.

A continuación, elegimos el valor de la carga y su sentido. Debemos colocar la carga en el eje “Y” (CF2) e introducimos un valor de -6.000 N, el signo negativo es para darle el sentido hacia abajo.

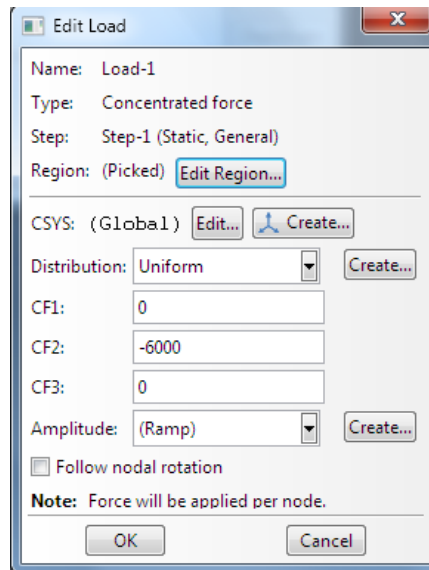


Figura 5.44- Introducción del valor de la carga de 6.000N.

Repetimos el proceso para la polea pequeña. En este caso debemos seleccionar el punto inferior de la polea.

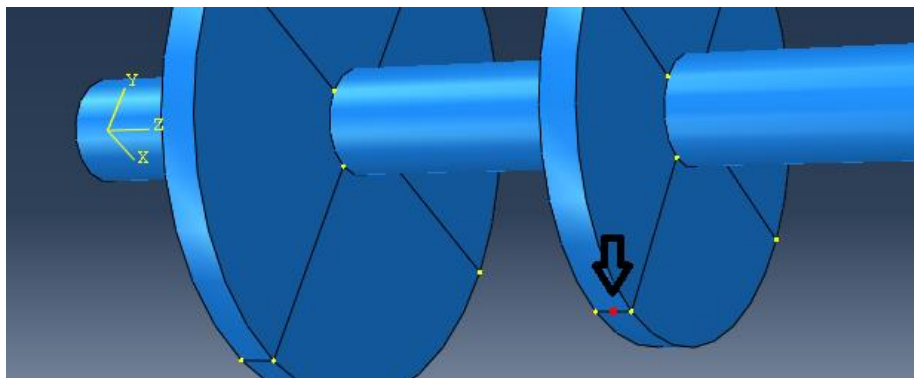


Figura 5.45- Lugar de la colocación de la carga en la polea pequeña.

En este caso, la fuerza afecta al eje "X" (CF1) y también debemos colocar el signo negativo delante para darle el sentido adecuado. La carga que introducimos debido a esto es de -7.500 N.

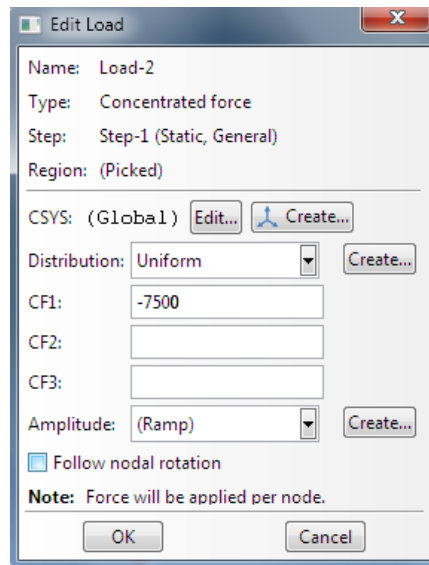


Figura 5.46- Introducción del valor de la carga de 7.500N.

El resultado lo podemos observar en la imagen 5.47.

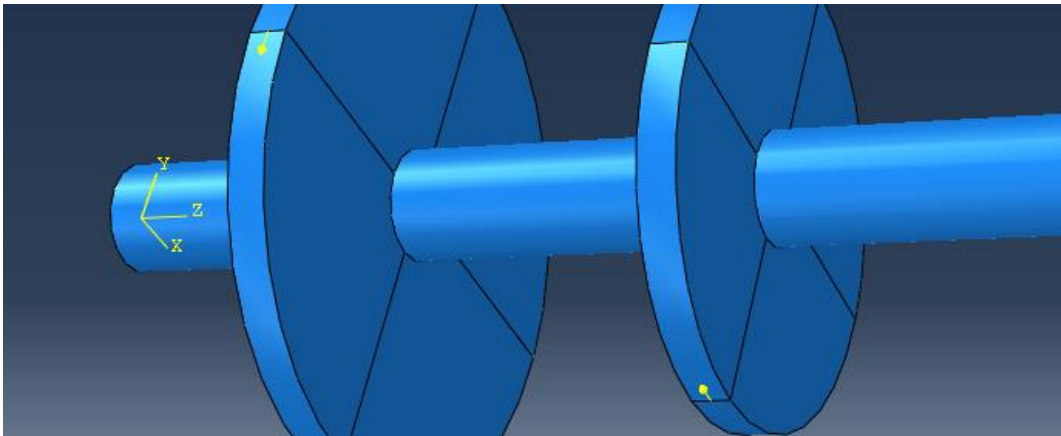


Figura 5.47- Cargas en el ensamblaje.

Y el estado final de este paso será el de la imagen 5.48.

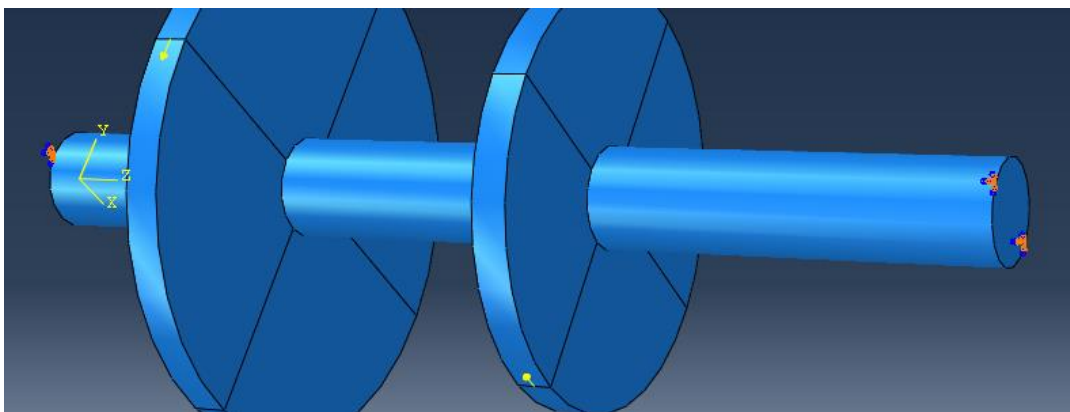


Figura 5.48- Cargas y empotramientos en el ensamblaje.

5.3.7- Mallado del modelo

Pasamos a realizar el mallado. Cambiamos al módulo “Mesh”. Vamos a mallar cada parte por separado por lo que elegimos primero el eje. Como podemos ver, debemos hacer cortes al eje para conseguir que cambie de sweep (amarillo) a estructura (verde) para que el análisis sea lo más correcto posible.

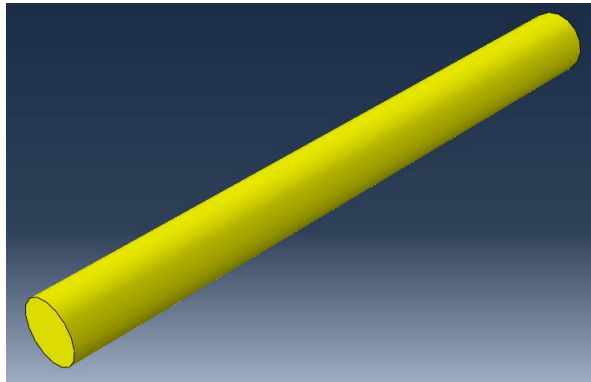


Figura 5.49- Eje sweep (amarillo).

Para realizar la partición elegimos “Tools- Partition- Cell- Define Cutting Plane”. El corte que haremos será similar al que hicimos en las poleas.

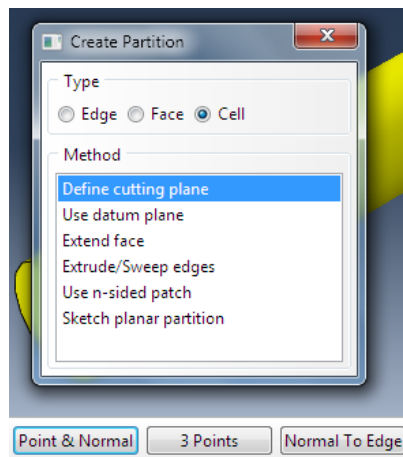


Figura 5.50- Elección del tipo de corte.

Elegimos la opción de tres puntos y seleccionamos vemos en la imagen 5.51.

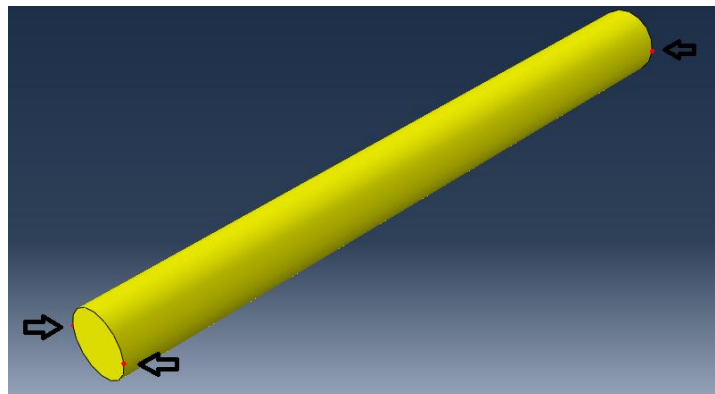


Figura 5.51- Selección de los tres puntos de corte.

Repetimos el proceso para conseguir que el eje pase a ser estructura. Debemos elegir otros tres puntos. En la imagen 5.52 podemos observar el primer corte hecho y los tres puntos para el segundo corte.

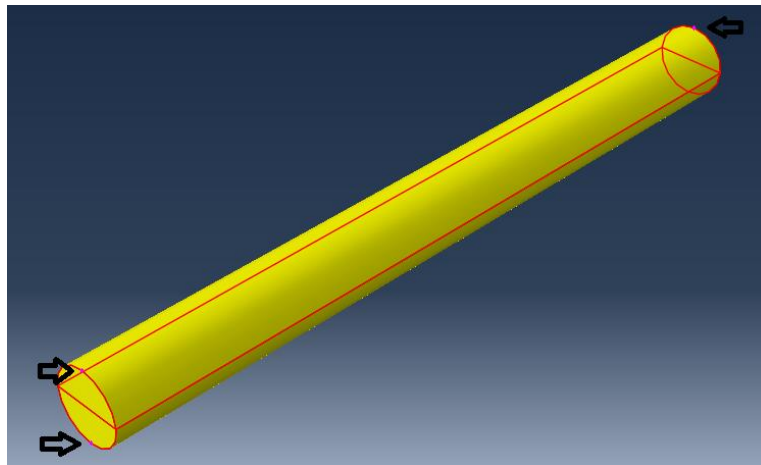


Figura 5.52- Primer corte y selección de los segundos tres puntos.

El resultado final con el eje ya preparado como estructura es el siguiente.

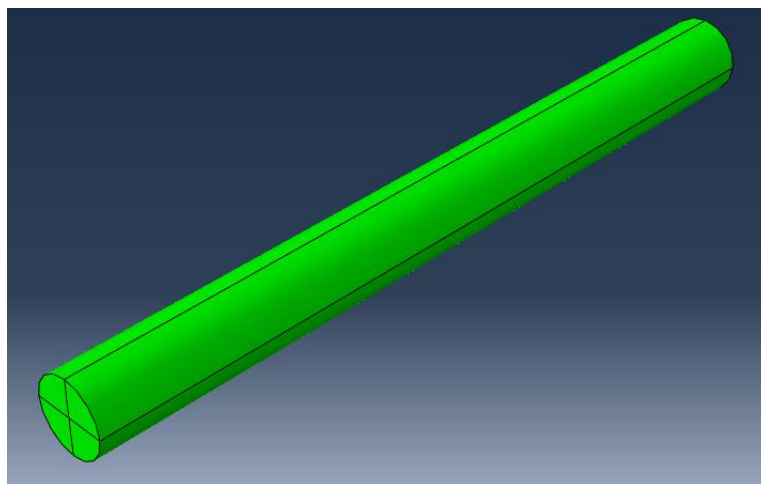


Figura 5.52- Eje ya como estructura (verde).

Ahora ya podemos mallar el eje. Elegimos la opción “Seed Part” y le damos un tamaño a la malla de 1.

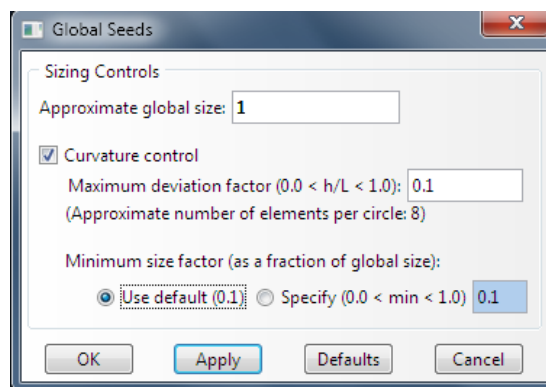


Figura 5.53- Elección del tamaño de malla.

Pulsamos en el icono “Mesh Part” y elegimos “Yes” para la pregunta que nos hace sobre si queremos mallar el eje. Así conseguimos el mallado del eje.

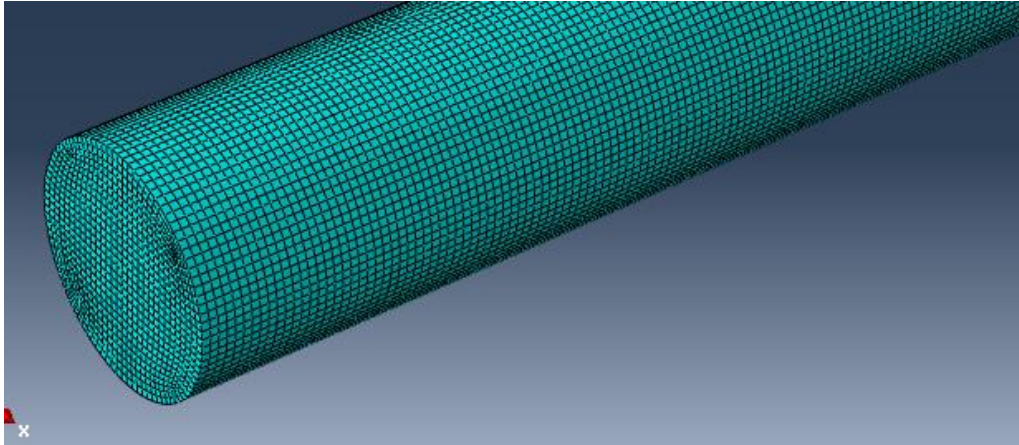


Figura 5.54- Eje mallado

Para mallar las poleas seguimos los mismos pasos que con el eje pero ya tenemos realizados los cortes así que Abaqus ya las reconoce como estructuras.

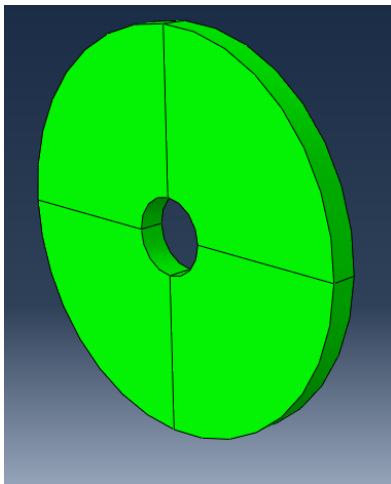


Figura 5.55- Polea grande estructura (verde).

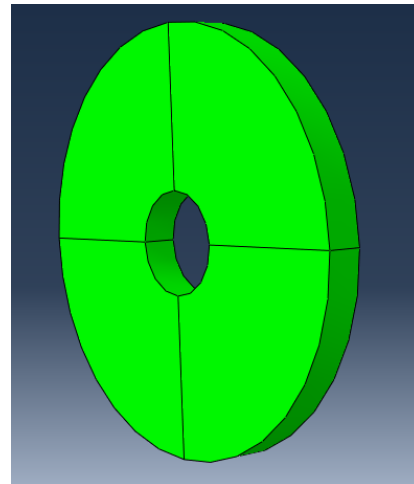


Figura 5.56- Polea pequeña estructura (verde)

Elegimos la opción “Seed Part” y le damos un tamaño a la malla de 2. A continuación, y tras pulsar “Mesh Part”, respondemos de nuevo “Yes” a la pregunta sobre si queremos mallar la parte seleccionada. El eje y las poleas quedan mallados como podemos ver en la imagen 5.57.

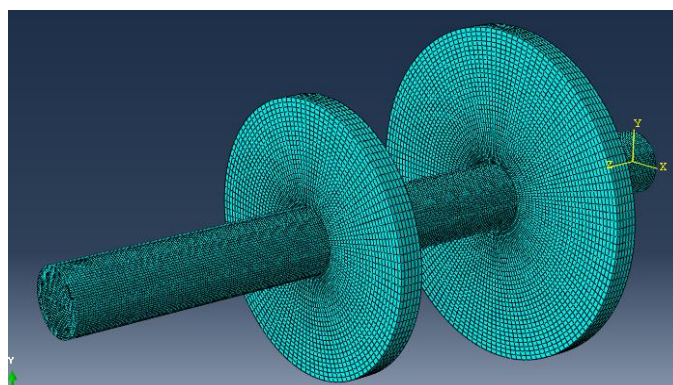


Figura 5.57- Ensamblaje mallado.

5.3.8- Creación del trabajo de análisis

Pasamos al módulo “Job” para crear el trabajo. Elegimos el icono “Create Job” y pulsamos “Continue”.

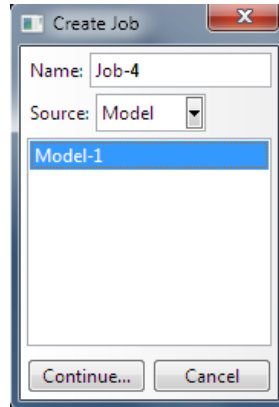


Figura 5.58- Creación del trabajo.

Aceptamos todos los valores que nos viene por defecto ya que para coinciden con el tipo de análisis que queremos realizar.

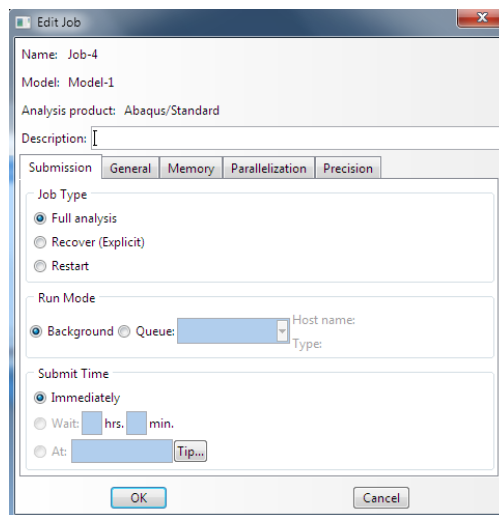


Figura 5.59- Introducción de los valores para el trabajo.

Una vez hecho esto, pulsamos “Job Manager” y elegimos “submit” para que el análisis sea realizado. Por último, y una vez haya terminado el proceso, pasamos a visualizar los resultados (Results).

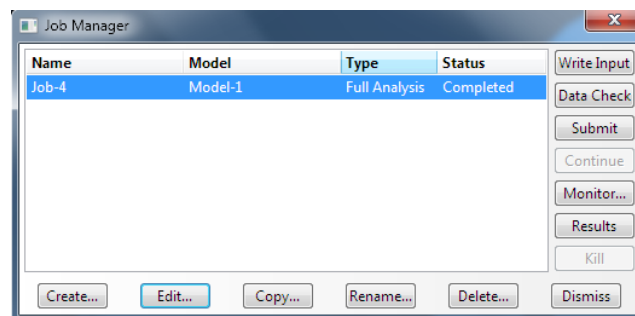


Figura 5.60- Ventana para acceder a los resultados.

5.3.9- Visualización de los resultados del análisis

Observamos los resultados para compararlos con los obtenidos en el apartado teórico. Debemos observar las tensiones normales y tangenciales.

- Tensión normal.

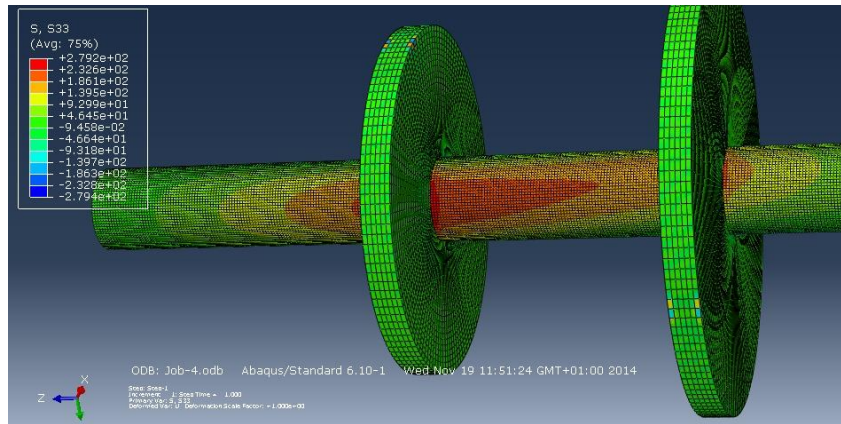


Figura 5.61- Resultados de la tensión normal sobre el ensamblaje.

Como vemos en la imagen 5.61, la tensión normal de mayor valor se da en el eje, pegada a la polea de menor radio. Por lo tanto, estudiaremos el valor en ese punto. Tras analizar la zona nos quedamos con el valor máximo.

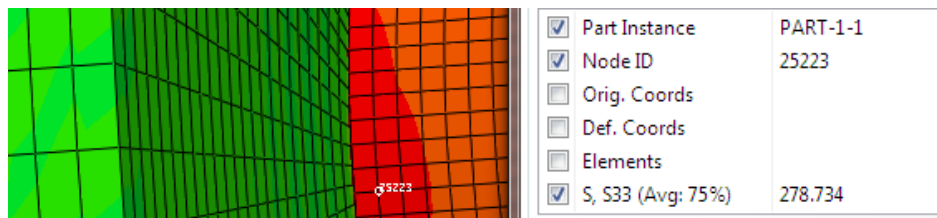


Figura 5.62- Valor máximo de la tensión normal.

El valor obtenido por el método teórico fue de 230,61 MPa y el resultado que Abaqus nos da es de 278,34 MPa. Observamos una diferencia entre ellos pero esta diferencia es aceptable.

- Tensión tangencial

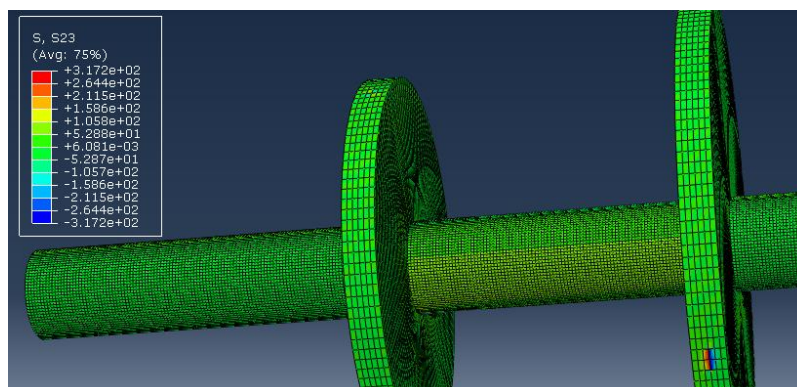


Figura 5.63- Resultados de la tensión tangencial sobre el ensamblaje.

En este caso, la tensión tangencial máxima vuelve a localizarse en la cercanía entre el punto de contacto entre el eje y la polea pequeña. (Descartamos el valor que se observa en la imagen de abajo a la derecha, en color azul, debido a que es el punto donde se aplica la carga y hay una concentración de tensiones).

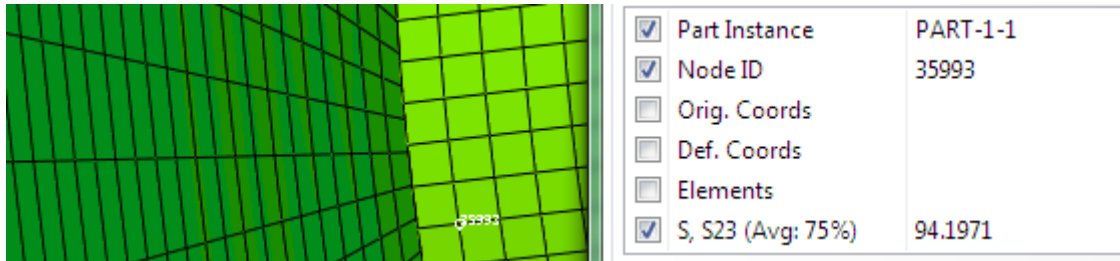


Figura 5.64- Valor máximo de la tensión tangencial.

El valor que nos da Abaqus es de 94,20 MPa y el valor obtenido por el método teórico es de 90,56 MPa. En este caso, la diferencia obtenida es menor.

5.4- CONCLUSIÓN

En la conclusión vamos a comentar los resultados obtenidos en el ejercicio, tanto con Abaqus como por el método tradicional.

Primero observamos que las fuerzas máximas se observan en las proximidades de las poleas, en especial, en la polea más pequeña. Esto es lógico ya que en ellas es donde se aplican las cargas. Además, la mayor tensión se produzca en la polea pequeña tiene dos motivos: al ser menor soporta menos carga y la carga que se aplica a la polea pequeña es la mayor carga del ejercicio.

A continuación, pasamos a comparar los resultados obtenidos por Abaqus y por el método teórico. Compararemos tanto la tensión normal como la tangencial.

- Tensión normal: calculamos el error que hemos cometido.

$$\frac{230,61}{278,34} \times 100 = 82,85\% \rightarrow \text{ERROR} = 17,15\%$$

- Tensión tangencial: calculamos el error que hemos cometido.

$$\frac{90,56}{94,20} \times 100 = 96,14\% \rightarrow \text{ERROR} = 3,86\%$$

En este caso hay un error mayor que en el ejercicio anterior pero es un error aceptable. Los motivos por los que estos errores se han producido son los siguientes:

- El motivo de la homogeneidad de la malla, como mencionamos en el ejercicio anterior, siempre nos producirá un error mayor o menor dependiendo la calidad del mallado.
- Nosotros hemos realizado un estudio sin realizar combinación de acciones mientras que abaqus tiene en cuenta todas las combinaciones de acciones que puedan afectar al ensamblaje.
- Como vimos al diseñar el ejercicio con el programa de elementos finitos, utilizamos un diámetro de 29 mm, el diámetro nominal más cercano al valor obtenido, mientras que el cálculo teórico nos dio un valor de 29,36 mm. Por lo tanto, esta variación del diámetro aun que sea muy pequeña también suma para el error cometido.
- Además, la aproximación que se da para el contacto a veces no se adecua a la teoría, es decir, la unión creada entre las dos piezas puede o no adecuarse a la realidad. Por tanto, tendríamos que realizar el análisis experimental para poder obtener una valoración más realista.
- Por último, y quizá la más importante, es que la elección del espesor de las poleas ha sido elegido de forma arbitraria.

Como conclusión final podremos decir que el ejercicio ha sido realizado correctamente. Decir también que el error cometido en la tensión normal se debe sobre todo a la elección del espesor de la polea y a la combinación de acciones. El motivo por el que afecte el espesor de la polea es porque discurre en el mismo eje que la tensión normal. Por lo tanto, por cada milímetro de error que hayamos cometido en la elección del espesor de la polea estará afectando de forma directa a dicha tensión normal.

***6. EJERCICIO 3:
ESTUDIO DE DOS
ENGRANAJES***

6. EJERCICIO 3: ESTUDIO DE DOS ENGRANAJES

6.1- INTRODUCCIÓN

En este último ejercicio vamos a estudiar un par de engranajes. Dichos engranajes los diseñamos con el programa Autodesk Inventor y posteriormente los introducimos en Abaqus para su cálculo. Para el cálculo teórico utilizaremos los datos que nos da Autodesk Inventor. Por último, sólo tenemos que decidir el valor de las cargas que vamos a aplicar a los engranajes.

Dando un valor de 10 KN a la carga del engrane pequeño calculamos la carga que desarrollará sobre el engrane grande. Número de dientes de los engranajes es 23 y 57, respectivamente.

$$F_2 = F_1 \times \frac{Z_{conductoras}}{Z_{conducidas}} = 10 \times \frac{23}{50} = 4,6 \text{ KN} \quad (6.1)$$

El objetivo del problema será estudiar los engranajes colocando las fuerzas de dos maneras diferentes.

En el primero, estudiaremos los engranajes de manera normal. Aplicando una fuerza de 10 KN en la polea grande que conducirá a la rueda pequeña. La reacción en la pequeña será la calculada en la fórmula 6.1.

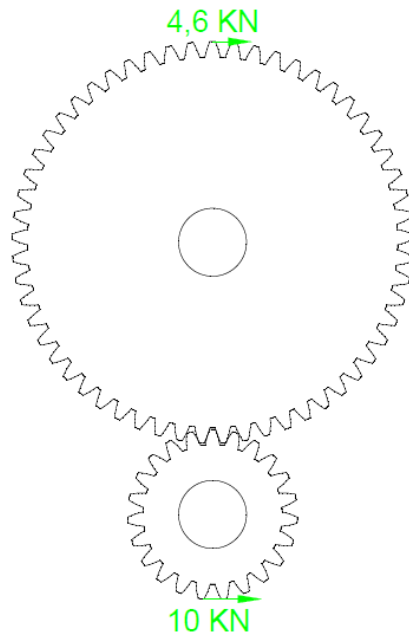


Figura 6.1- Ruedas con posibilidad de movimiento.

En el segundo, colocaremos dos fuerzas de tal manera que se contrarresten y provoquen que los engranajes no giren. Para ello, basta con colocar la fuerza de 4,6 kN que nos generaba la rueda pequeña sobre la grande en el sentido contrario. Así conseguimos que ambas fuerzas sean inversas y provoquen que el engranaje no pueda girar.

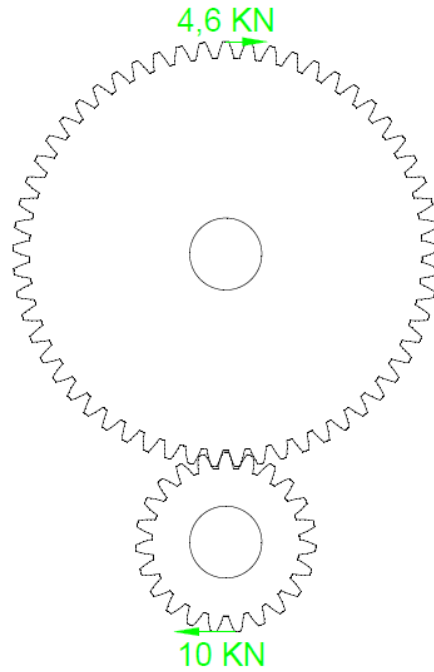


Figura 6.2- Ruedas sin posibilidad de movimiento.

El objetivo del problema será estudiar ambos ejercicios para ver la variación de resultados que obtendremos dependiendo el sentido de las cargas.

Empezamos calculando el ejercicio que permite el movimiento (Figura 6.1).

6.2- CÁLCULO TEÓRICO (EJERCICIO CON GIRO)

En el cálculo teórico de este ejercicio estudiaremos por separado la rueda conductora y la conducida. Analizaremos una línea de tensiones para ver cómo se comporta el engranaje según nos vamos acercando al punto de contacto entre los dientes. En la figura 6.3 podemos observar los puntos en los que vamos a calcular dichas tensiones.

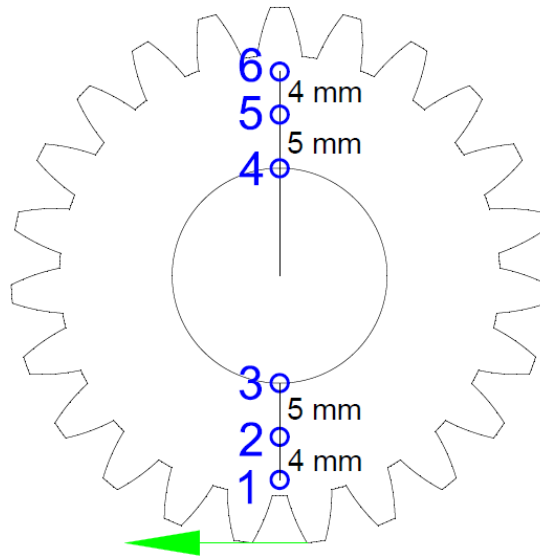


Figura 6.3- Puntos en los que vamos a estudiar la tensión.

Localizaremos el centro de coordenadas en el punto central del engranaje y calculamos las tensiones ayudándonos de las dos fórmulas siguientes:

$$M_f = F \times d \quad (6.2)$$

$$\sigma = \frac{M_f \times Z_{max}}{\frac{\pi(R_1 - R_2)^4}{32}} \quad (6.3)$$

Engranaje pequeño

El radio exterior del engranaje es de 25 mm y la fuerza aplicada es de 10 KN. Con todos los datos calculamos ya los esfuerzos en los puntos que vamos a estudiar.

Primer punto: (r=19mm)

$$M_{f_1} = 10.000 \times (25 - 19) = 60.000 \text{ mmN}$$

$$\sigma_1 = \frac{60.000 \times 19}{\frac{\pi(25 - 10)^4}{32}} = \frac{1.140.000}{4.970,078} = 229,37 \text{ MPa}$$

Segundo punto: (r=15mm)

$$M_{f_2} = 10.000 \times (25 - 15) = 100.000 \text{ mmN}$$

$$\sigma_2 = \frac{100.000 \times 15}{4.970,078} = 301,8 \text{ MPa}$$

Tercer punto: (r=10mm)

$$M_{f_3} = 10.000 \times (25 - 10) = 150.000 \text{ mmN}$$

$$\sigma_3 = \frac{150.000 \times 10}{4.970,078} = 301,8 \text{ MPa}$$

Cuarto punto: (r=10mm)

$$M_{f_4} = 10.000 \times (25 + 10) = 350.000 \text{ mmN}$$

$$\sigma_4 = \frac{350.000 \times 10}{4.970,078} = 704,21 \text{ MPa}$$

Quinto punto: (r=15mm)

$$M_{f_5} = 10.000 \times (25 + 15) = 400.000 \text{ mmN}$$

$$\sigma_5 = \frac{400.000 \times 15}{4.970,078} = 1207,22 \text{ MPa}$$

Sexto punto: (r=19mm)

$$M_{f_6} = 10.000 \times (25 + 19) = 440.000 \text{ mmN}$$

$$\sigma_6 = \frac{440.000 \times 19}{4.970,078} = 1.682,06 \text{ MPa}$$

Engranaje grande

Pasamos a calcular las fuerzas que se desarrollan en el segundo engranaje. Calcularemos los esfuerzos de forma similar a los que acabamos de calcular. En la siguiente imagen observamos los puntos a calcular en el engranaje grande.

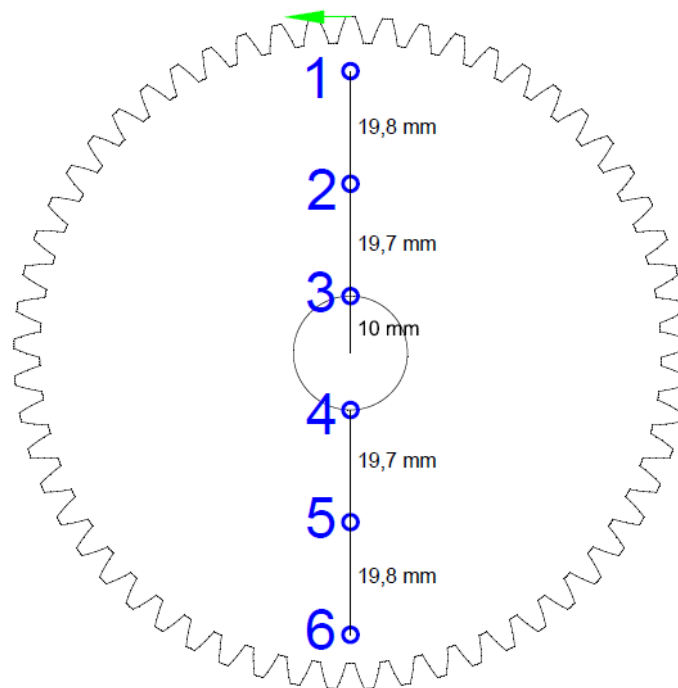


Figura 6.4- Puntos a calcular en la segunda polea.

En este caso, el radio del engranaje es de 59 mm y la fuerza de 4,6 kN que le ha transmitido el engranaje pequeño. Calculamos los esfuerzos con las mismas fórmulas que para el otro engrane.

Primer punto: (r=49,5mm)

$$M_{f_1} = 4.600 \times (59 - 49,5) = 43.700 \text{ mmN}$$

$$\sigma_1 = \frac{43.700 \times 49,5}{\frac{\pi(59 - 10)^4}{32}} = \frac{2.163.150}{565.958,01} = 3,82 \text{ MPa}$$

Segundo punto: (r=39,7mm)

$$M_{f_2} = 4.600 \times (59 - 29,7) = 134.780 \text{ mmN}$$

$$\sigma_2 = \frac{134.780 \times 29,7}{565.958,01} = 7,073 \text{ MPa}$$

Tercer punto: (r=10 mm)

$$M_{f_3} = 4.600 \times (59 - 10) = 225.400 \text{ mmN}$$

$$\sigma_3 = \frac{225.400 \times 10}{565.958,01} = 3,98 \text{ MPa}$$

Cuarto punto: (r=10mm)

$$M_{f_4} = 4.600 \times (59 + 10) = 317.400 \text{ mmN}$$

$$\sigma_4 = \frac{317.400 \times 10}{565.958,01} = 5,61 \text{ MPa}$$

Quinto punto: (r=29,7mm)

$$M_{f_5} = 4.600 \times (59 + 29,7) = 408.020 \text{ mmN}$$

$$\sigma_5 = \frac{408.020 \times 29,7}{565.958,01} = 21,41 \text{ MPa}$$

Sexto punto: (r=49,5mm)

$$M_{f_6} = 4.600 \times (59 + 49,5) = 499.100 \text{ mmN}$$

$$\sigma_6 = \frac{499.100 \times 49,5}{565.958,01} = 43,65 \text{ MPa}$$

6.3- CÁLCULO TEÓRICO (EJERCICIO SIN GIRO)

El cálculo teórico del ejercicio sin giro lo haremos como el ejercicio anterior pero teniendo en cuenta que en este caso debemos tener en cuenta las dos fuerzas que se aplican en el ejercicio.

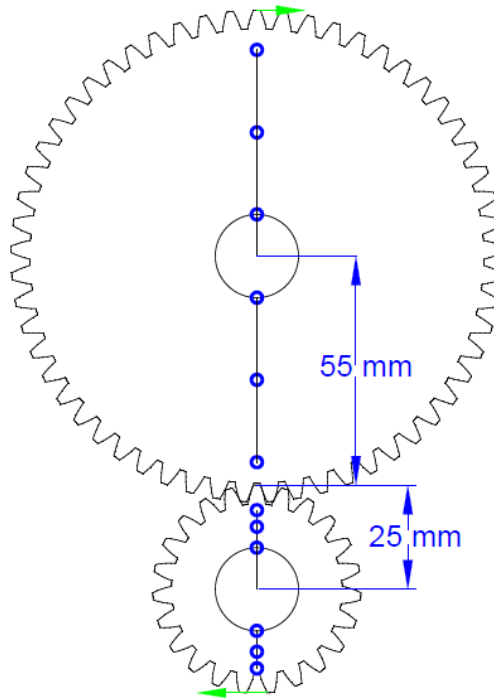


Figura 6.5- Ejercicio sin movimiento.

Como podemos observar en la imagen superior los puntos a estudiar serán los mismos que los anteriores para cada rueda y las distancias entre los puntos permanecerán invariables. Las cargas aplicadas serán de 10 KN en el engrane pequeño y de 4,6 KN en el engrane grande. Las distancias desde los centros de los engrane al punto de contacto será un dato importante, por ello aparece en la figura 6.5, para el cálculo de los momentos. Utilizamos las mismas formulas (6.2 y 6.3). Pasamos a calcular las tensiones.

Engranaje pequeño

Primer punto: (r=19mm)

$$M_{f_1} = 4.600 \times (59 + 55 + 25 + 19) - 10.000 \times (25 - 19) = 666.800 \text{ mmN}$$

$$\sigma_1 = \frac{666.800 \times 19}{4970,098} = 2.549,08 \text{ MPa}$$

Segundo punto: (r=15mm)

$$M_{f_2} = 4.600 \times (59 + 55 + 25 + 15) - 10.000 \times (25 - 15) = 608.400 \text{ mmN}$$

$$\sigma_2 = \frac{608.400 \times 15}{4970,098} = 1.836,18 \text{ MPa}$$

Tercer punto: (r=10mm)

$$M_{f_3} = 4.600 \times (59 + 55 + 25 + 10) - 10.000 \times (25 - 10) = 535.400 \text{ mmN}$$

$$\sigma_3 = \frac{535.400 \times 10}{4970,098} = 1.077.24 \text{ MPa}$$

Cuarto punto: (r=10mm)

$$M_{f_4} = 4.600 \times (59 + 55 + 15) - 10.000 \times (25 + 10) = 243.400 \text{ mmN}$$

$$\sigma_4 = \frac{243.400 \times 10}{4970,098} = 489,73 \text{ MPa}$$

Quinto punto: (r=15mm)

$$M_{f_5} = 4.600 \times (59 + 55 + 10) - 10.000 \times (25 + 15) = 170.400 \text{ mmN}$$

$$\sigma_5 = \frac{170.400 \times 15}{4970,098} = 514,28 \text{ MPa}$$

Sexto punto: (r=19mm)

$$M_{f_6} = 4.600 \times (59 + 55 + 6) - 10.000 \times (25 + 19) = 112.000 \text{ mmN}$$

$$\sigma_5 = \frac{112.000 \times 19}{4970,098} = 428,16 \text{ MPa}$$

Engranaje grande

Primer punto: (r=49,5mm)

$$M_{f_1} = 10.000 \times (50 + 55 + 49,5) - 4600 \times (59 - 49,5) = 1.501.300 \text{ mmN}$$

$$\sigma_1 = \frac{1.501.300 \times 49,5}{565.958,01} = 131,31 \text{ MPa}$$

Segundo punto: (r=29,7mm)

$$M_{f_2} = 10.000 \times (50 + 55 + 29,7) - 4600 \times (59 - 29,7) = 1.212.220 \text{ mmN}$$

$$\sigma_2 = \frac{1.212.220 \times 29,7}{565.958,01} = 63,61 \text{ MPa}$$

Tercer punto: (r=10mm)

$$M_{f_3} = 10.000 \times (50 + 55 + 10) - 4600 \times (59 - 10) = 924.600 \text{ mmN}$$

$$\sigma_3 = \frac{924.600 \times 10}{565.958,01} = 16,34 \text{ MPa}$$

Cuarto punto: (r=10mm)

$$M_{f_4} = 10.000 \times (50 + 45) - 4600 \times (59 + 10) = 632.600 \text{ mmN}$$

$$\sigma_4 = \frac{632.600 \times 10}{565.958,01} = 11,18 \text{ MPa}$$

Quinto punto: (r=29,7mm)

$$M_{f_5} = 10.000 \times (50 + 25,3) - 4600 \times (59 + 29,7) = 344.980 \text{ mmN}$$

$$\sigma_5 = \frac{344.980 \times 49,5}{565.958,01} = 18,1 \text{ MPa}$$

Sexto punto: (r=49,5mm)

$$M_{f_6} = 10.000 \times (50 + 5,5) - 4600 \times (59 + 49,5) = 55.900 \text{ mmN}$$

$$\sigma_6 = \frac{55.900 \times 49,5}{565.958,01} = 4,89 \text{ MPa}$$

Damos por terminado el cálculo teórico y pasamos al diseño con el programa de Elementos Finitos.

6.4- ANÁLISIS CON ABAQUS

Ambos ejercicios se diseñarán de la misma manera por lo que sólo se explica cómo diseñar el primero. La única diferencia es cambiar el signo a una de las dos cargas para que cambie su sentido e impida el giro de los engranajes.

6.4.1- Diseño de los engranajes con Autodesk

Para realizar el ejercicio primero debemos realizar los engranajes en Autodesk. Para ello, abrimos el programa y pinchamos en nuevo. Elegimos la opción Normal.iam como observamos en la figura 6.1.

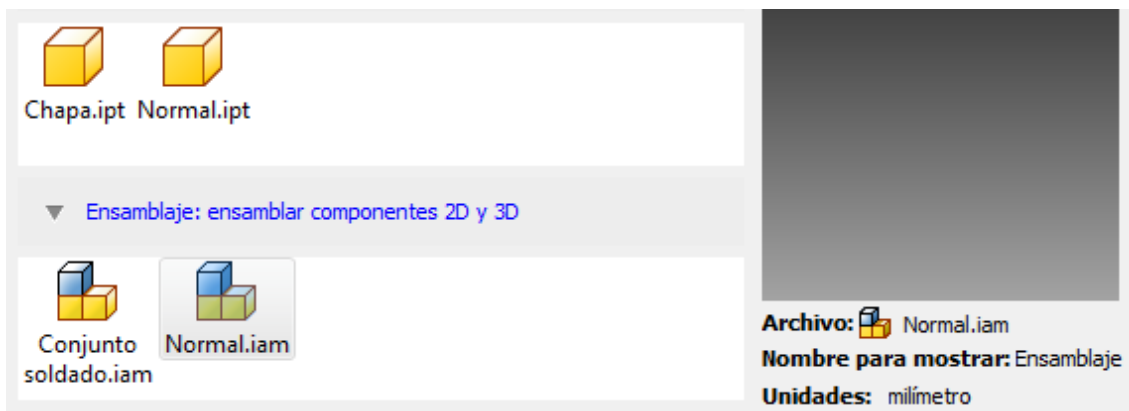


Figura 6.1- Selección del tipo de dibujo.

Seleccionamos en las pestañas superiores la opción “Diseño” y pulsamos en “Engranaje recto”. Nos pide guardarlo antes de crearlo así que guardamos el engranaje en el escritorio. Tras esto, nos aparecerá la siguiente ventana:

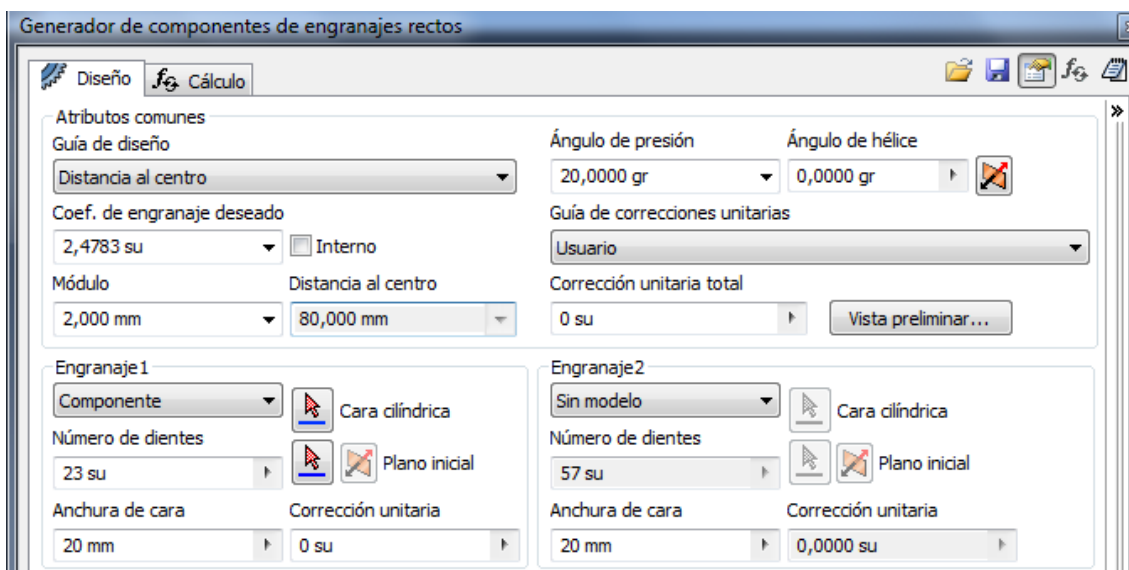


Figura 6.2- Selección de las características de los engranajes.

En la figura 6.2 observamos las características del engranaje. Destacar que los engranajes tendrán 23 y 57 dientes respectivamente y que los datos de diámetros exteriores, interiores... nos los dará Autodesk en una tabla. Por último, como podemos observar en la imagen citada, en el engranaje dos tenemos seleccionada la opción “sin

modelo” ya que creamos los dos engranajes por separado y será posteriormente, en Abaqus, cuando los ensamblamos. Al aceptar estas condiciones creamos el engrane de 23 dientes.

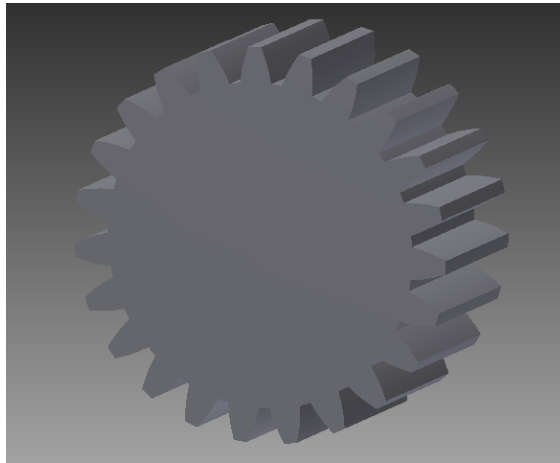


Figura 6.3- Engranaje pequeño.

Para terminar el diseño del engranaje tenemos que realizarle el corte donde irá colocado el eje que diseñaremos en abaqus. Hacemos doble clic sobre el engranaje y elegimos la opción de crear boceto.

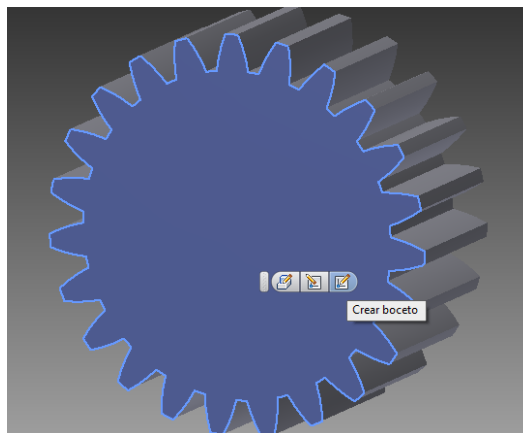


Figura 6.4- Creación del boceto.

Dibujamos un círculo de 20 mm de diámetro que será el diámetro del eje y pulsamos en el botón de terminar boceto.

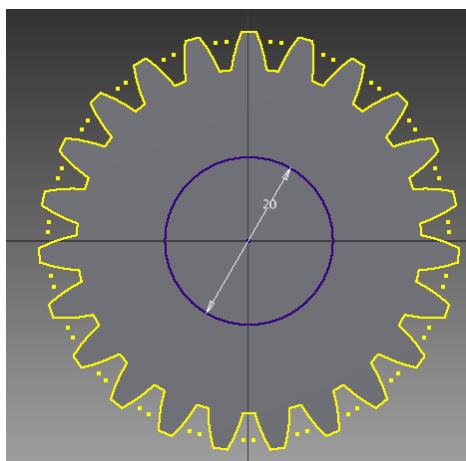


Figura 6.5- Boceto para el agujero.

A continuación, clicamos en la opción “Extrusión”. Seleccionamos el círculo realizado y la dirección 2. Elegimos una distancia mayor a los 20 mm de espesor del engranaje como podemos ver en la figura 6.6.

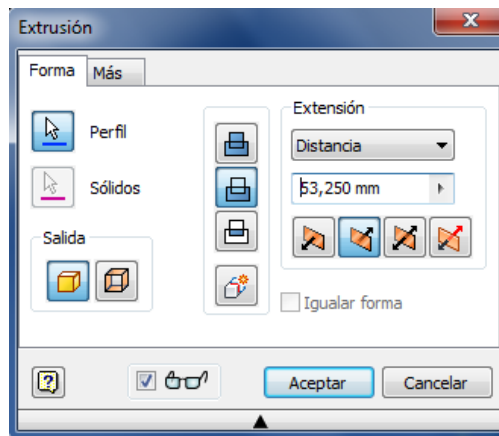


Figura 6.6- Creación de la extrusión.

Con esto conseguimos terminar el engranaje. Creamos un archivo nuevo y repetimos el proceso pero cambiando el sin modelo al engranaje 1 y componente al engranaje 2 para crear el segundo engranaje.



Figura 6.7- Engranaje pequeño (23 dientes).

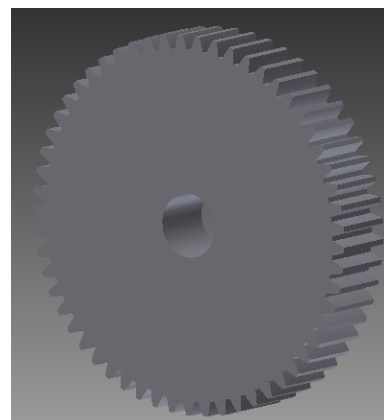


Figura 6.8- Engranaje grande (57 dientes).

Por último, en vez de guardarlo pulsamos en la opción exportar y lo guardamos como archivo STEP para poder abrirlo luego con Abaqus.

6.4.2- Creación del modelo

Ya podemos trabajar con Abaqus. Para introducir los dos engranajes pulsamos en la opción de importar archivo y lo elegimos del tipo STEP, que es como hemos guardado los engranajes, seleccionamos los engranajes y ya tendremos los dos engranajes.

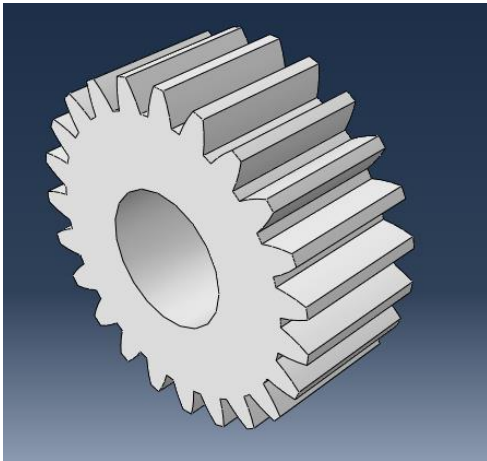


Figura 6.9- Engranaje pequeño en Abaqus.

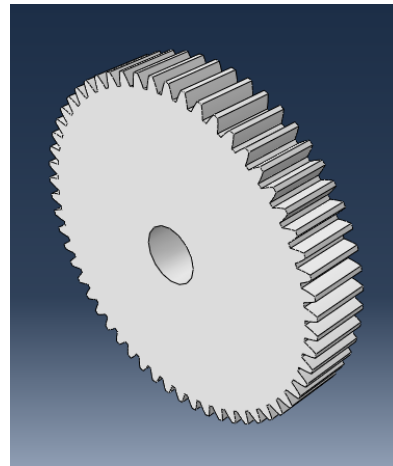


Figura 6.10- Engranaje grande en Abaqus

A continuación, creamos los ejes como ya hemos hecho en los ejercicios anteriores. Elegimos la opción “Create Part” y elegimos un modelo sólido en 3D, seleccionamos extrusión y le damos una amplitud al boceto de 50.

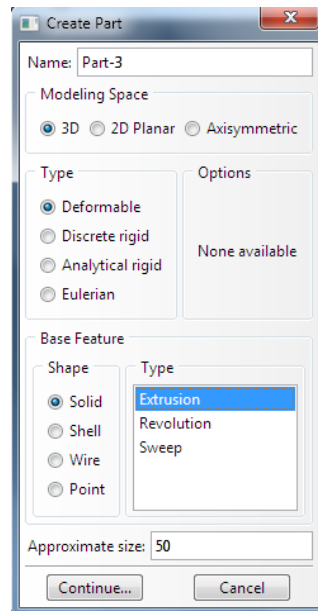


Figura 6.11- Características de la parte.

Dibujamos un círculo de 20 mm de diámetro como podemos observar en la figura 6.12.

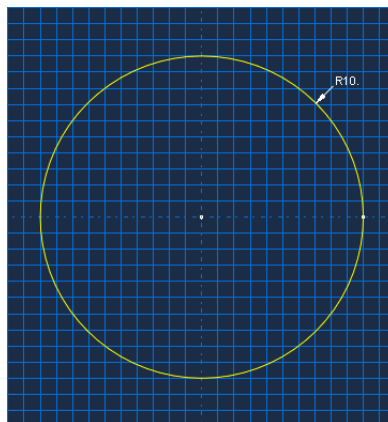


Figura 6.12- Boceto del eje.

Le damos una longitud de 50 mm al eje y repetimos el proceso del mismo nodo para crear un segundo eje igual que el anterior para el otro engranaje.

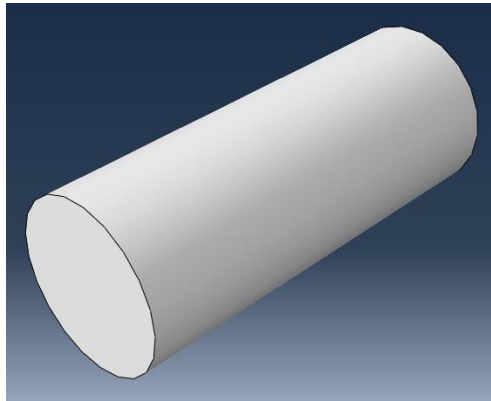


Figura 6.13- Eje para los engranajes.

6.4.3- Creación del material

Para crear el material pasamos al módulo “Property”. Pulsamos en el icono “Create Material”. Elegimos “Mechanical – Elasticity – Elastic” e introducimos los valores para el Módulo de Young y Coeficiente de Poisson.

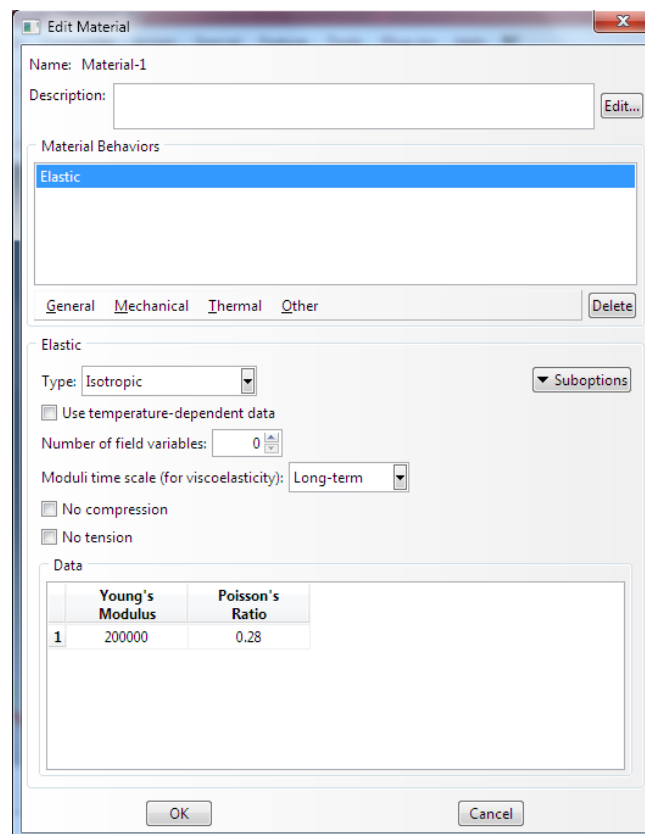


Figura 6.14- Creación del material.

A continuación, creamos la sección. Seleccionamos el icono “Create Section” y elegimos una sección sólida y homogénea.

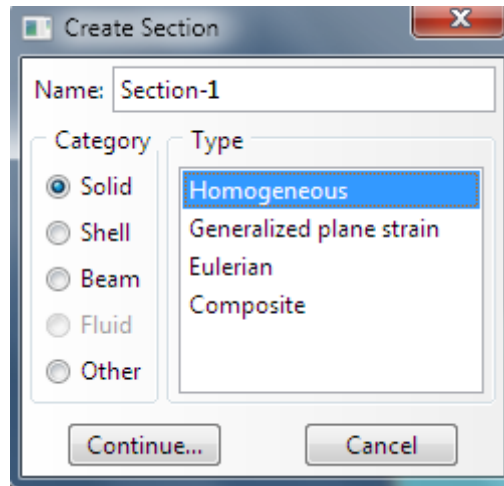


Figura 6.15- Creación de sección.

Pulsamos “Continue” y elegimos Material-1, que es el material que hemos creado anteriormente, para asignarlo a la sección y pulsamos “OK” para crear la sección.

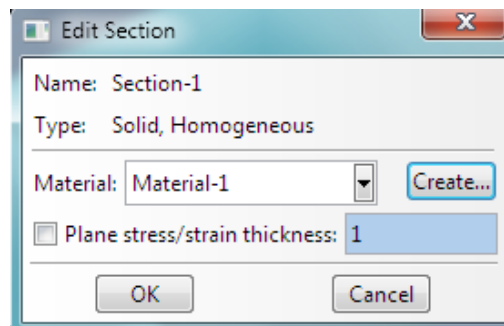


Figura 6.16- Asignación del material a la sección.

Por último sólo tenemos que asignar la sección a las piezas creadas. Elegimos el icono “Assign Section” seleccionamos el eje y pulsamos “Done”. Repetimos el paso para el otro eje y los dos engranajes.

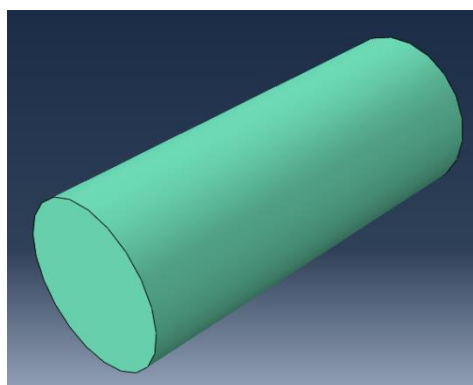


Figura 6.17- Eje con sección asignada.

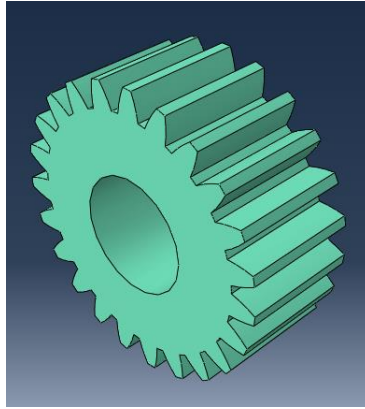


Figura 6.18- Engrane pequeño con sección asignada.

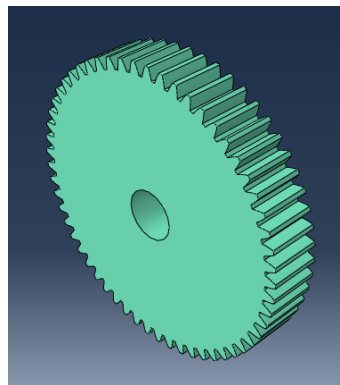


Figura 6.19- Engrane grande con sección asignada.

6.4.4- Ensamblado del modelo

Para el ensamblado del modelo pasamos al módulo “Assembly”. Pinchamos en el botón “Instance Part”. Seleccionamos las cuatro y elegimos la opción “Dependent”. En este caso se elige esta opción para poder mallar después cada pieza por separado. Por último, hacemos click en “OK” para dar por finalizado el paso.

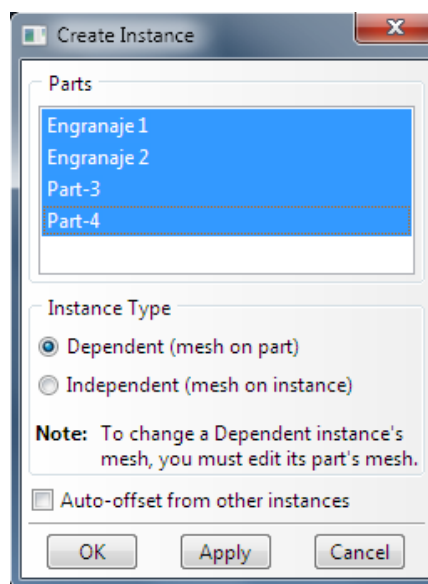


Figura 6.20- Ensamblado del modelo.

6.4.5- Unión de las piezas (Constraints)

En este paso, creamos la condición para que el eje y los engranajes vayan unidos y los colocaremos para poder realizar el ejercicio.

Primero hacemos la unión (Constraint). Pasamos al módulo “Interaction” y pulsamos en el botón “Create Constraint”. Dejamos las opciones que nos aparecen por defecto y pulsamos “Continue”.

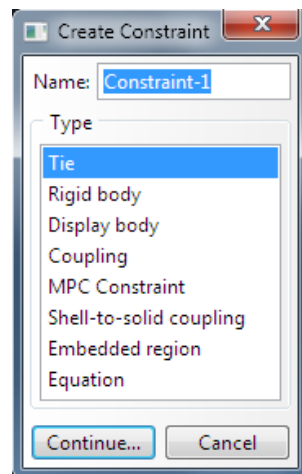


Figura 6.21- Creación de la unión.

Elegimos la opción “Surface” para asignar nosotros la cara en la que queremos que cree el Constraint. Elegimos la longitud del eje como vemos en la imagen 6.22 y picamos en “Done”.

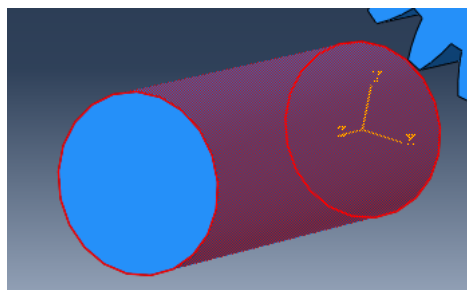


Figura 6.22- Selección de la cara del eje.

Volvemos a picar ahora en “Surface” y elegimos la cara interior del engranaje al que queremos crear la unión y pulsamos “Done”.

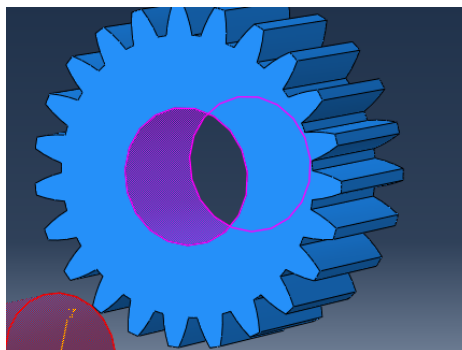


Figura 6.23- Selección cara interior del engranaje.

En la siguiente ventana aceptamos los valores por defecto ya que son los necesarios para crear nuestra unión.

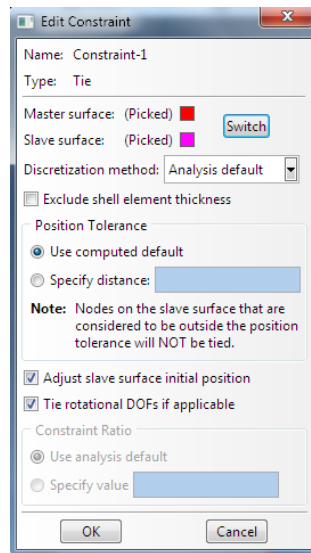


Figura 6.24- Ventana para la creación de la unión.

Como observamos en la imagen 6.25 la unión queda creada. Repetimos este proceso para el otro engranaje y el otro eje y creamos la misma unión.

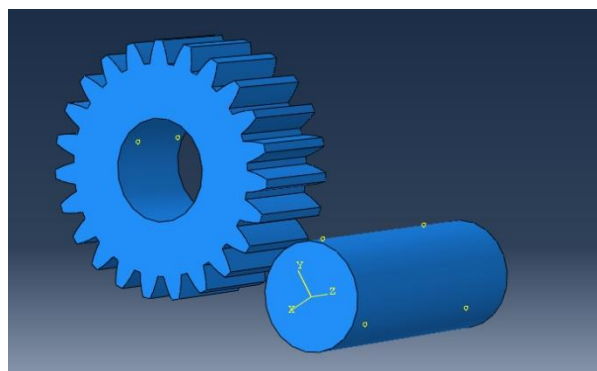


Figura 6.25- Unión entre un eje y el engranaje pequeño.

Pasamos a colocar los elementos para conseguir la posición deseada. Primero colocamos la rueda pequeña y su eje. Los colocaremos de tal forma que el centro de coordenadas pase por el centro del eje y el engranaje.

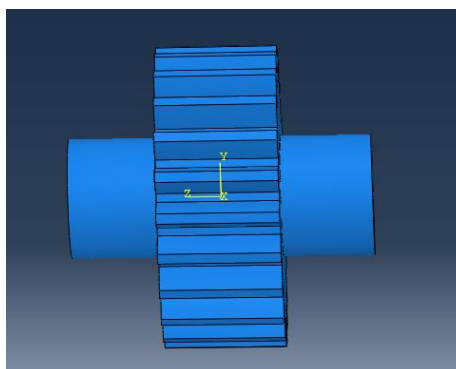


Figura 6.26- Engrane pequeño con su eje colocados.

Para colocar el engrane superior utilizamos el valor del diámetro de paso del engranaje pequeño ya que será su punto de contacto. El valor de dicho diámetro es de 50 mm. Por último, ubicamos el eje en el hueco del engranaje grande y centrado de la misma forma que el eje del engranaje pequeño.

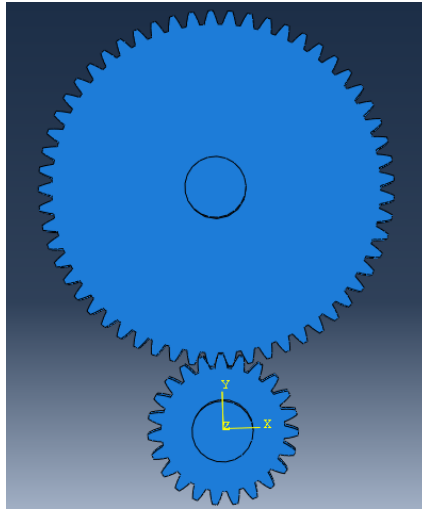


Figura 6.27- Ensamblaje colocado.

6.4.6- Configuración del análisis

Pasamos al módulo “Step” y elegimos “Create Step” para configurar el análisis. En la ventana que nos aparece, elegimos la opción general, “Static, General” y pulsamos “Continue”:

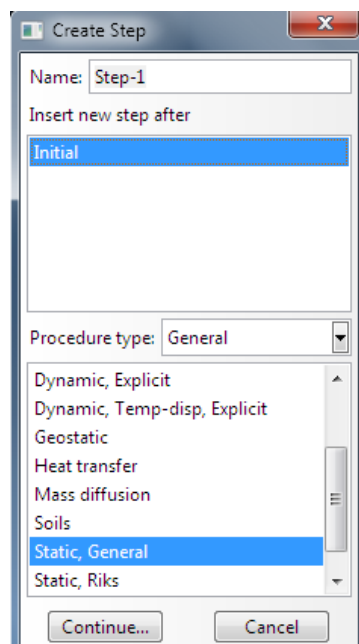


Figura 6.28- Creación del Step (1).

En la siguiente ventana (imagen 6.29), aceptamos los valores por defecto y tendremos creado el análisis.

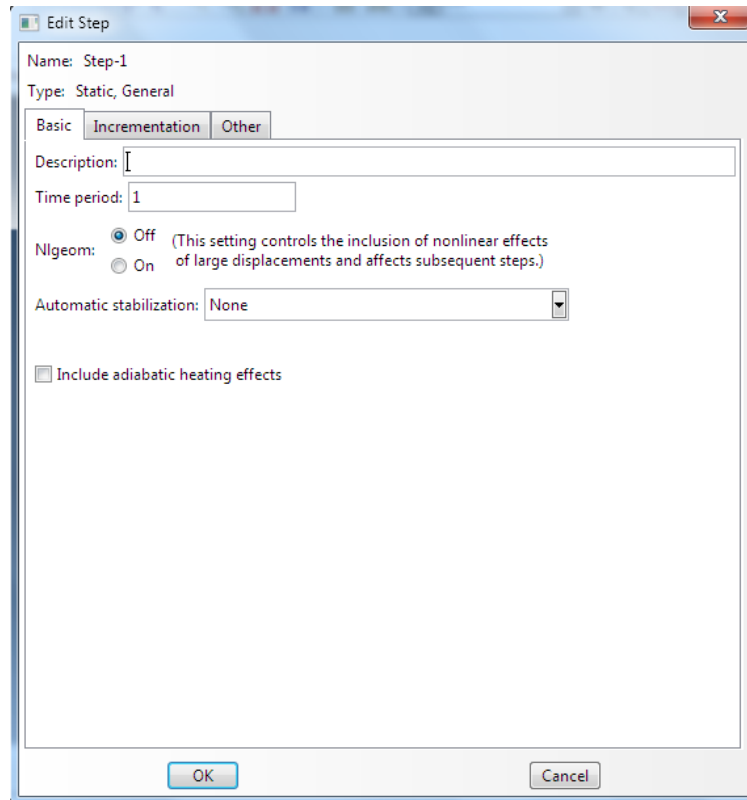


Figura 6.29- Creación del Step (2).

6.4.7- Condiciones de contorno y cargas

En este paso creamos los empotramientos y las dos cargas. Pasamos al módulo “Load”. Primero, creamos los empotramientos en los extremos de los ejes. Para ello, repetimos el mismo método que en los ejercicios anteriores. Seleccionamos la opción “ENCASTRE” y los empotramientos quedan creados.

Para crear la carga del engrane pequeño en su parte inferior pulsamos en “Create Load” y seleccionamos una carga concentrada.

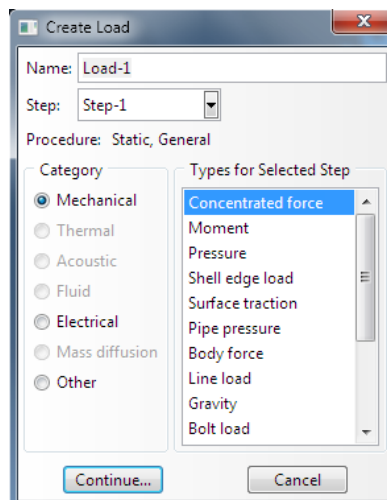


Figura 6.30- Elección del tipo de carga.

Por último, pulsamos la parte inferior para seleccionar el punto donde se va a aplicar la carga e introducimos el valor de 10.000 N en el sentido “X”.

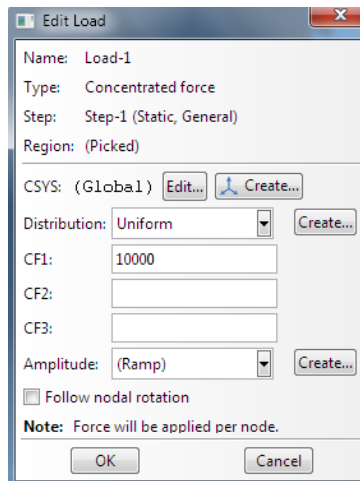


Figura 6.31- Valor de la carga.

Repetimos el proceso para el punto superior del engranaje grande e introducimos el valor de 4.600 N en el mismo sentido que la anterior. En este primer ejemplo ambas fuerzas harán girar los engranes.

Antes del mallado y para poder estudiar los ejes como estructuras realizamos en ellos los mismos cortes que en el eje anterior. Por lo tanto, en la figura 6.32 podemos observar las condiciones de contorno, las cargas y los cortes de los ejes.

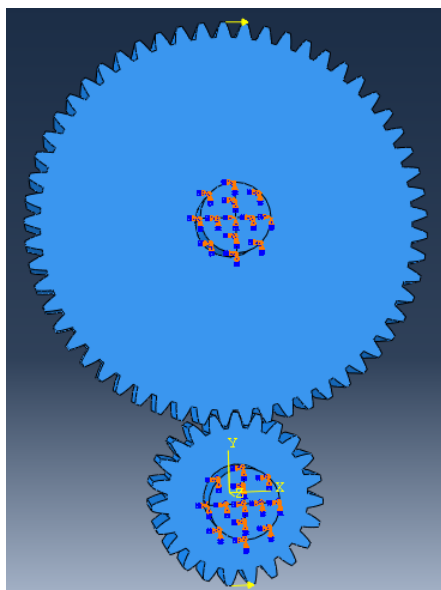


Figura 6.32- Condiciones de contorno y cargas.

6.4.8- Mallado del modelo

Para el mallado pasamos al módulo “Mesh”. En este caso, realizaremos dos tipos de mallado en el estudio del ensamblado. Por lo tanto, todo el proceso anterior lo repetiremos dos veces para tener los dos ejercicios iguales pero con diferente mallado. Aquí explicaremos los dos tipos de mallado.

Primer mallado: Al pasar al módulo “Mesh” y haber realizado los cortes en el los ejes observamos el sistema como podemos ver en la imagen 6.33 y 6.34. Los ejes en modo estructura (color verde) y los engranes en sweep (color amarillo).

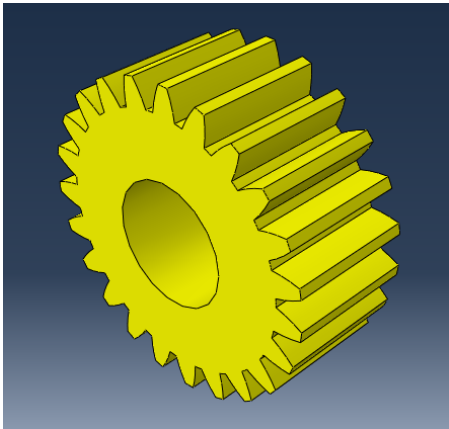


Figura 6.33- Engrane en sweep.

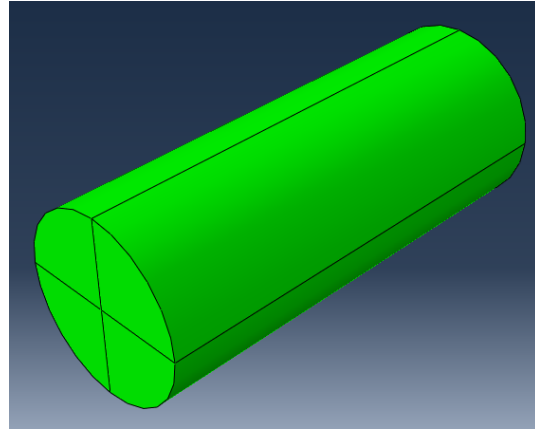


Figura 6.34- Eje en estructura.

Mallaremos el ensamblaje así por separado. Introducimos un valor para la malla de 3 en los ejes. Cambiaremos a 2 para el engranaje grande y a 0,5 para el pequeño. La reducción del tamaño de la malla tiene como objetivo conseguir una malla lo más homogénea posible y obtener así el menor error en los resultados.

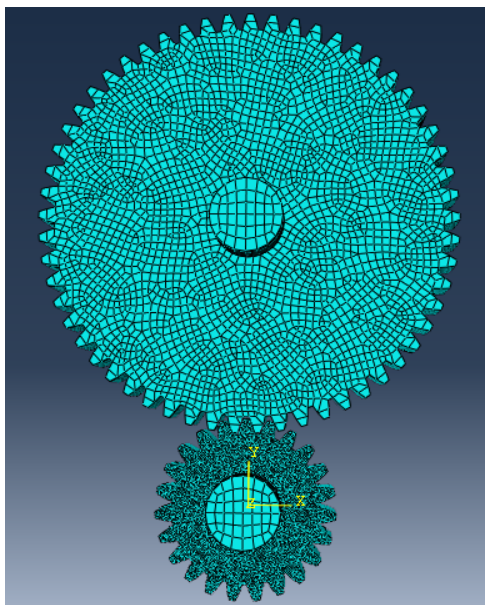


Figura 6.35- Ensamblaje mallado (engranes en sweep).

Segundo mallado: en este segundo mallado lo que haremos será cambiar los engranajes de modo “sweep” a que Abaqus los vea como cuerpos libres. Para ello, simplemente debemos pulsar en el icono “Assign Mesh controls”. Elegimos la opción “Tet” y seleccionamos “Free” (libre).

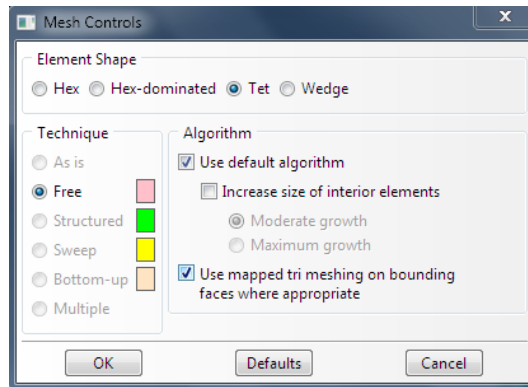


Figura 6.36- Cambio de los engranes a cuerpo libre.

A continuación, sólo tenemos que mallar los elementos de nuevo por separado introduciendo los mismos valores a las mallas que hemos seleccionado antes para cada uno. En este caso las mallas de los engranes cambia de ser rectangular a ser triangular como podemos diferenciar en las dos siguientes imágenes.

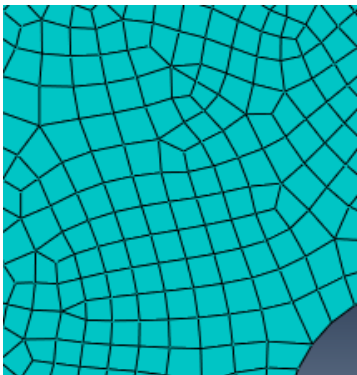


Figura 6.37- Mallado sweep.

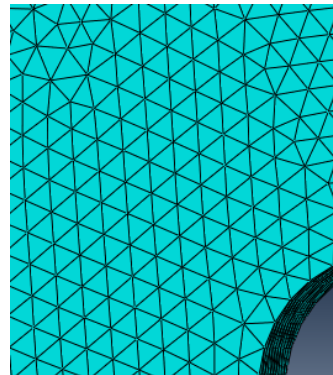


Figura 6.38- Mallado cuerpo libre.

6.4.9- Creación del trabajo de análisis

Pasamos al módulo “Job” para crear el trabajo. Repetimos el mismo proceso que hemos hecho en todos los ejercicios anteriores ya que todos los valores por defecto nos sirven para el estudio que vamos a realizar.

6.4.10- Resultados

Obtendremos dos resultados teniendo en cuenta que hemos realizado el ejercicio con dos mallados diferentes. Observamos las tensiones como hemos hecho en los ejercicios anteriores. Sus valores y la comparación con el método clásico las analizamos en la conclusión.

6.5- CONCLUSIÓN

6.5.1- Conclusión ejercicio con giro de los engranes

Primero observamos los resultados del caso teórico y de los dos tipos de mallado que hemos hecho con el programa Abaqus. A continuación, y para su comparación, realizamos una gráfica con la comparación del caso teórico con cada ejercicio práctico. Al estudiar los engranajes por separado introducimos sus resultados por separado.

Engranaje grande

Tabla 6.1- Resultados de la tensión en el engrane grande (con giro).

ENGRANAJE GRANDE				
Tensión	Teórico (MPa)	Cuerpo libre (MPa)	Sweep (MPa)	Distancias al centro (mm)
1	3,82	3,37	2,93	49,5
2	7,03	4,6	4,91	29,7
3	3,98	5,3	4,8	10
4	5,61	4,2	6,11	-10
5	21,28	18,39	19,08	-29,56
6	43,65	49,9	46,16	-49,5

Introducimos los dos gráficos para ver las comparaciones.

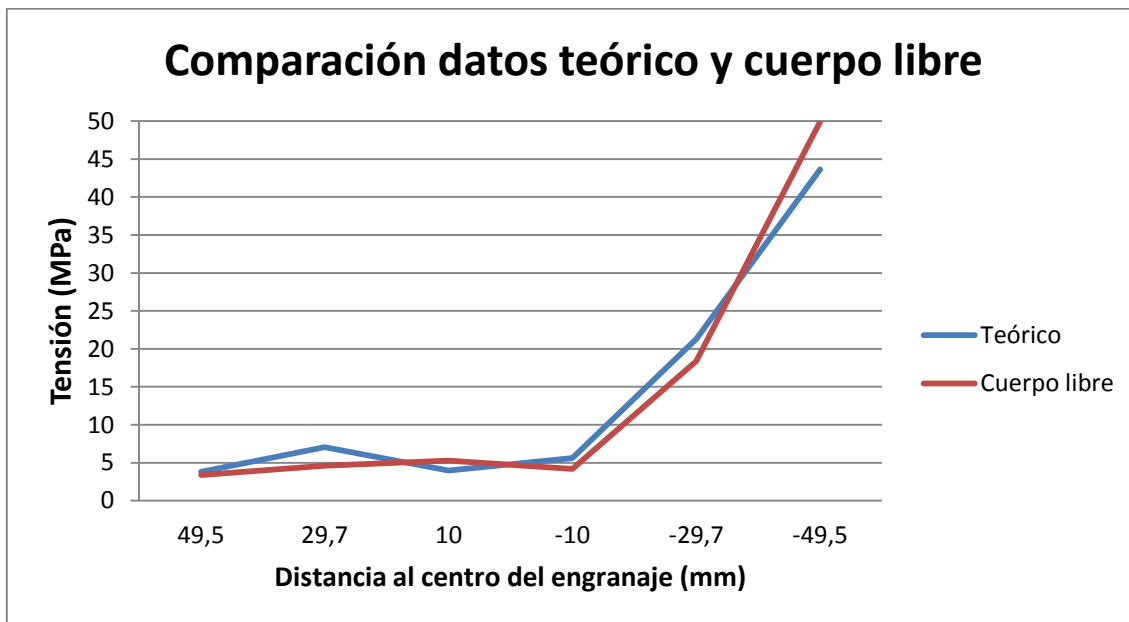


Figura 6.37- Comparación de datos teórico y cuerpo libre (engrane grande con giro).

En esta gráfica observamos la relación que existe entre la tensión y la distancia al centro del engranaje entre el análisis teórico y el mallado como cuerpo libre.

Observamos claramente la similitud de ambas líneas si bien es cierto que varían sus valores. La variación máxima se encuentra en el punto más cercano a los dientes. Dicha variación es de 6,25 MPa (49,9 – 43,65) pero está por debajo del error máximo que nos da el programa de elementos finitos por lo que podemos dar la tensión como correcta.

El otro punto que debemos analizar de esta gráfica es el punto 2 ya que tiene una variación que, pese a ser menor de la anterior, si que excede el error que nos permite Abaqus. Dicha diferencia es de 2,43 MPa (7,03 – 4,6) pero nos da un error en torno al 35%. Este error podría atribuirse a la geometría en el caso teórico y al hecho de que nosotros estudiamos sólo el engranaje con la carga mientras que Abaqus estudia la combinación de esfuerzos que pueda existir. Teniendo más sentido el valor de Abaqus de manera que la tensión vaya creciendo según nos alejamos de la carga.

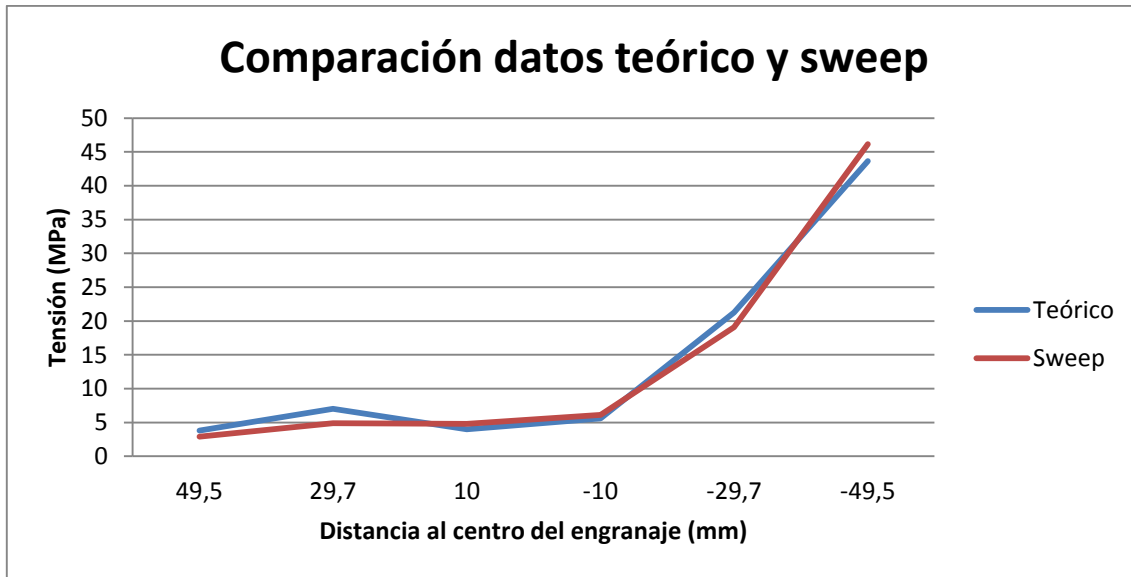


Figura 6.38- Comparación de datos teórico y sweep (engrane grande con giro).

En esta gráfica observamos la relación que existe entre la tensión y la distancia al centro del engranaje entre el análisis teórico y el mallado como sweep.

A la hora de observar esta gráfica vemos que en este caso la diferencia en el último punto, el más cercano al punto de corte entre los engranajes, es menor que en el caso del cuerpo libre y el problema que tenemos con el punto dos vuelve a repetirse dando por hecho que es por los mismo motivos.

Por último, y a destacar en las dos gráficas, vemos cómo desde el punto de aplicación de la carga hasta el centro del eje el valor que nos da el programa de elementos finitos crece de forma más homogénea mientras que a partir del centro del engrane y conforme nos acercamos al punto de contacto entre los ejes el crecimiento más homogéneo es para el caso teórico. La conclusión sobre estas variaciones la encontramos al final de este ejercicio ya que en el engrane pequeño pasa algo similar.

Engranaje pequeño

Tabla 6.2- Resultados de la tensión en el engrane pequeño (con giro).

ENGRANAJE PEQUEÑO				
Tensión	Teórico (MPa)	Cuerpo libre (MPa)	Sweep (MPa)	Distancias al centro (mm)
1	229,37	192,98	192,98	49,5
2	301,8	304,91	304,91	29,7
3	301,8	359,72	360,14	10
4	704,21	707,97	698,97	-10
5	1207,22	1232,67	1223,66	-29,56
6	1682,06	1615,35	1502,64	-49,5

A continuación observamos los dos gráficos de comparación.

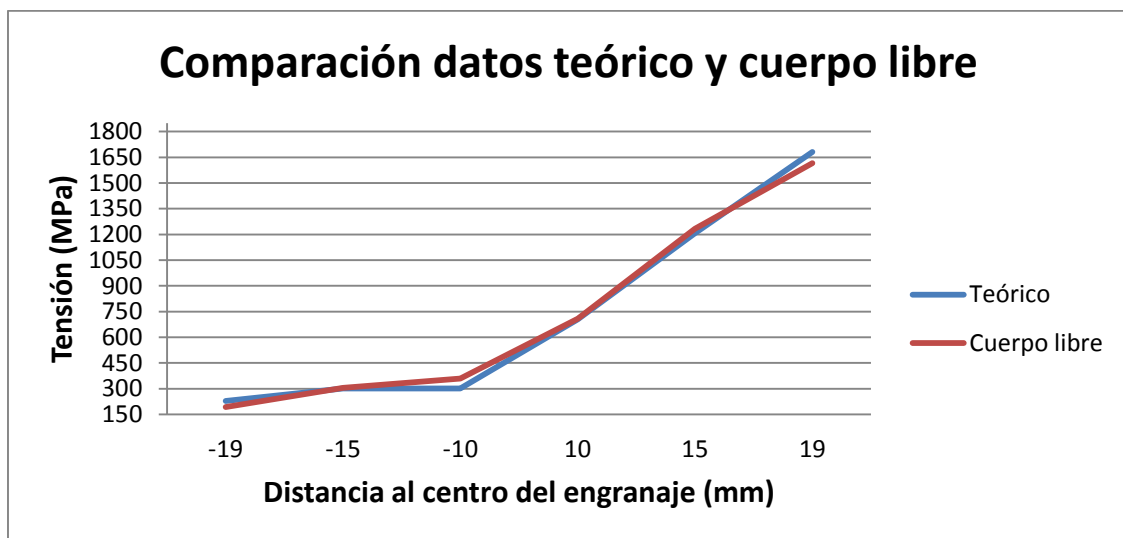


Figura 6.39- Comparación datos teórico y cuerpo libre (engrane pequeño con giro).

En esta gráfica observamos la relación que existe entre la tensión y la distancia al centro del engranaje entre el análisis teórico y el mallado como cuerpo libre del engranaje pequeño.

En este caso observamos que la mayor variación se encuentra en los puntos 1, 3 y 6. Nos quedamos con el punto 1 ya que es el que tiene menos carga y por tanto en el que más error se produce, en torno a un 20 % por lo que está dentro de los valores permitidos. La diferencia de tensiones en este punto viene dada por ser un punto muy cercano a la carga que afecta el engranaje y puede producirse concentración de tensiones. Además, por el método clásico nosotros sólo lo analizamos como una carga mientras que Abaqus realiza combinación de esfuerzo. Por lo tanto, en dicho punto para Abaqus existe una concentración de tensiones y nos da unos valores con mayor variación al método teórico que en el resto de puntos.

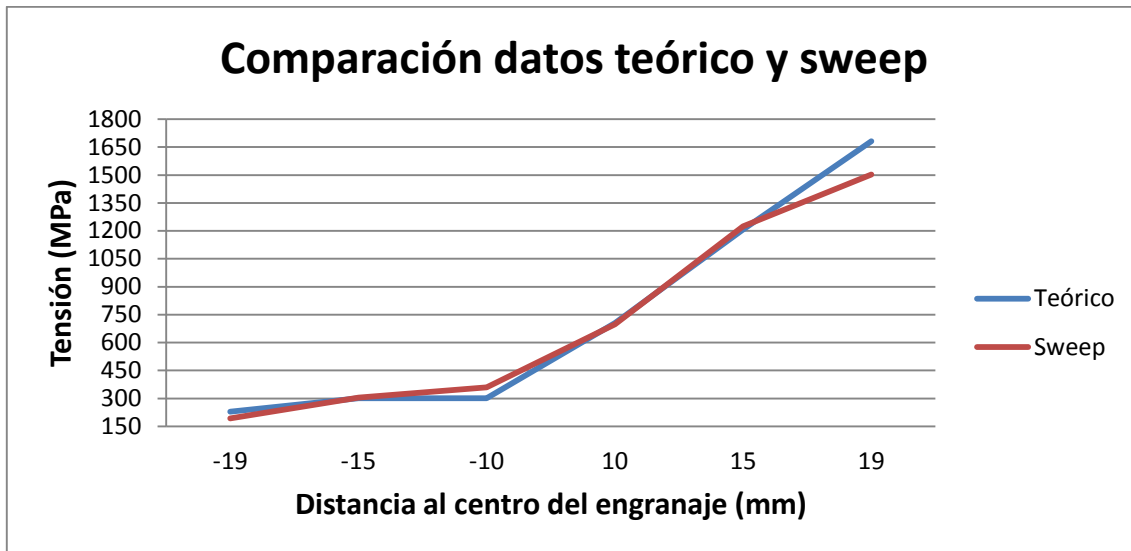


Figura 6.40- Comparación datos teórico y sweep (engrane pequeño con giro).

En esta gráfica observamos la relación que existe entre la tensión y la distancia al centro del engranaje entre el análisis teórico y el mallado como sweep para el engranaje pequeño.

Observamos la mayor diferencia en los mismos puntos que en el caso de cuerpo libre aun que en este caso estudiaremos el punto 6, punto más alejado a la carga. La diferencia es de 179,42 MPa (1.682,06 – 1.502,64) pero el error se queda en torno al 10%. Pese a que el error esté dentro de los valores aceptados es un error muy grande como para pasarlo por alto.

Por último, y como ya destacamos en el eje grande, vemos cómo desde el punto de aplicación de la carga hasta el centro del eje el valor que nos da el programa de elementos finitos crece de forma más homogénea, incluso hay en el cálculo teórico los puntos 2 y 3 tienen la misma tensión. Mientras que a partir del centro del engrane y conforme nos acercamos al punto de contacto entre los ejes el crecimiento más homogéneo es para el caso teórico.

El motivo por el que encontramos estas diferencias en las 4 gráficas es la siguiente. Para el caso teórico esta variación desde el punto de la aplicación de la carga hasta el centro del engranaje es debido a la geometría del engranaje y esto es lo que posibilita que los resultados del programa de elementos finitos sean más homogéneos. Mientras que para la parte que va desde el centro del eje hasta el punto más cercano al contacto entre engranajes ya no nos afecta esta geometría del engrane y el valor teórico crece totalmente homogéneo. En el caso de Abaqus seguimos observando la misma variación que antes pero más clara debido a la homogeneidad del caso teórico.

Como hemos mencionado podemos observar puntos concretos en que la variación es bastante importante. A continuación, enumeramos los motivos por los que pueden deberse estas diferencias:

- El motivo principal es la escasa homogeneidad de la malla. Al no poder poner los engranajes como estructuras y pese a haberlos mallado de dos formas diferentes la homogeneidad de la malla no es la adecuada. Esto conlleva una gran variación de tensiones entre puntos muy próximos por lo que dificulta saber la tensión exacta. Por

ejemplo, en uno de los triángulos que nos da el análisis del engrane como cuerpo libre obtenemos los siguientes datos en sus vértices: 0,58 MPa, 1,2 MPa y 5,59 MPa.

- Tenemos que tener en cuenta que Abaqus crea la malla de elementos finitos por lo que los puntos a estudiar no coinciden exactamente con los puntos que estudiamos. Este ligero desfase afecta también al valor de las fuerzas.
- Nosotros hemos hecho un análisis simple de esfuerzos mientras que Abaqus realiza una combinación de esfuerzos, teniendo en cuenta todos los esfuerzos que generan las cargas.
- Además, la aproximación que se da para el contacto a veces no se adecua a la teoría, es decir, la unión creada entre las dos piezas puede o no adecuarse a la realidad. Por tanto, tendríamos que realizar el análisis experimental para poder obtener una valoración más realista.

Finalizamos el ejercicio comentando los resultados. Los valores son los esperados, lógicamente los engranajes se van cargando más cuando nos vamos acercando a su punto de contacto. El motivo es el hecho de que estamos permitiendo el movimiento y al ser las fuerzas constantes los valores de los momentos irán aumentando conforme aumentamos la distancia. Encontrándose las tensiones máximas en los puntos más alejados de las cargas, es decir, los puntos más cercanos al punto de contacto entre ellos. Por último, las tensiones son mayores en el engrane pequeño que en el grande por los siguientes motivos:

- La carga es mayor.
- Su diámetro exterior es más pequeño.

Como conclusión final podemos decir que el resultado es el esperado. Mayores tensiones en los puntos más alejados de la carga debido al incremento del momento. Por otro lado, decir que conseguir un mallado más homogéneo en el engrane nos permitiría obtener unos resultados más aproximados.

6.5.2- Conclusión ejercicio sin giro de los engranes

Realizaremos el mismo análisis de resultados que en el ejercicio anterior. Por lo tanto, lo primero es añadir las tablas y gráficas.

Engranaje grande

Tabla 6.3- Resultados de la tensión en el engrane grande (sin giro).

ENGRANAJE GRANDE				
Tensión	Teórico	Cuerpo libre	Sweep	Distancias al centro (mm)
1	131,31	134,88	138,4	49,5
2	63,61	56,05	64,8	29,7
3	16,39	15,32	17,19	10
4	11,18	10,8	11,02	-10
5	18,1	17,81	17,99	-29,56
6	4,89	5,6	4	-49,5

En las figuras 6.41 y 6.42 observamos los gráficos de comparación de resultados.

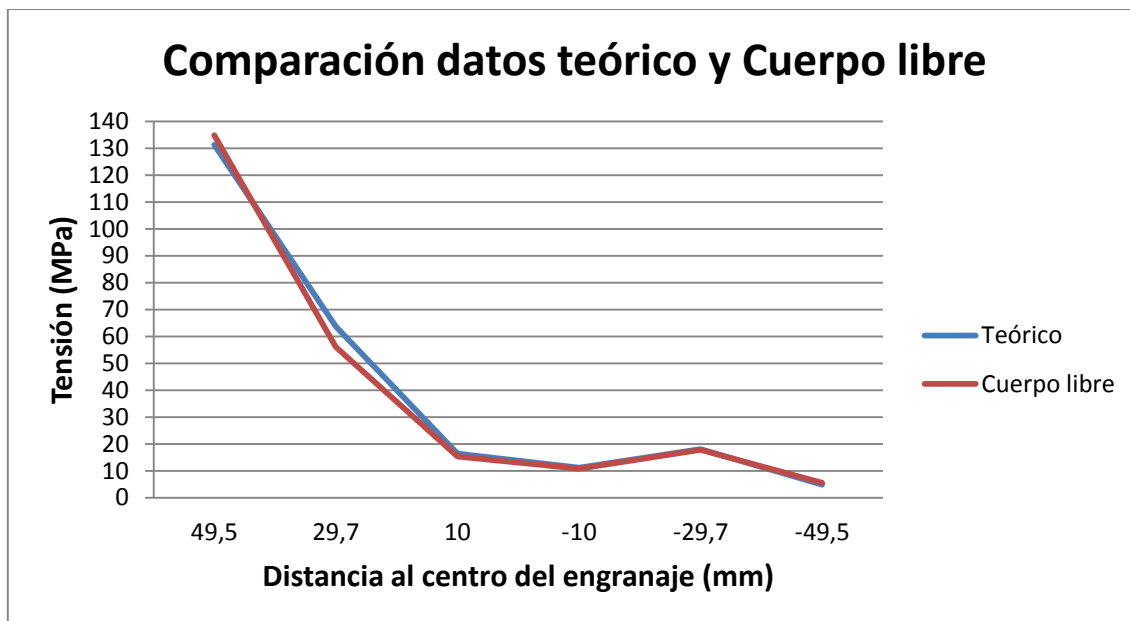


Figura 6.41- Comparación datos teórico y cuerpo libre (engrane grande sin giro).

En esta gráfica observamos la relación que existe entre la tensión y la distancia al centro del engranaje entre el análisis teórico y el mallado como cuerpo libre.

Observamos una gran similitud entre ambos tipos de análisis sobre todo en la parte que va del centro del engranaje al punto de contacto entre los dientes.

La mayor variación se encuentra en el punto 2 con un valor de 6,95 MPa. El error no es muy grande pero como hemos observado ya en el ejercicio anterior la homogeneidad de la malla puede ser la consecuencia de esta diferencia.

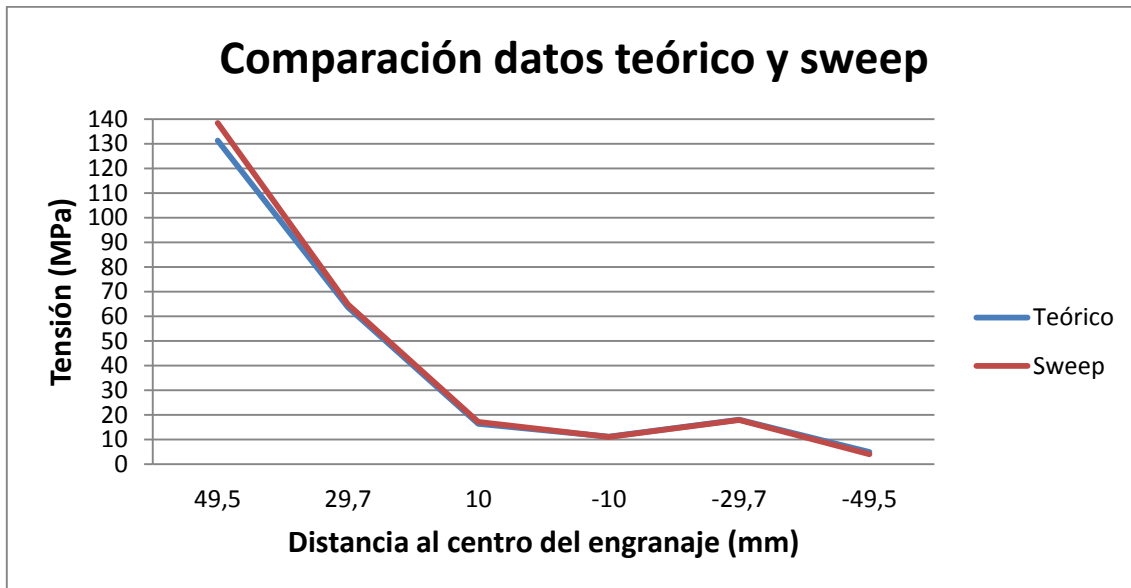


Figura 6.42- Comparación datos teórico y sweep (engrane grande sin giro).

En esta gráfica observamos la relación que existe entre la tensión y la distancia al centro del engranaje entre el análisis teórico y el mallado como sweep.

En este caso existe mayor homogeneidad entre las cargas por lo que la opción de que en el análisis del cuerpo libre el error en el punto 2 sea por la homogeneidad de la malla cobra más fuerza.

El punto de mayor diferencia para esta comparación se encuentra en el punto de aplicación de la carga. Como ya hemos explicado anteriormente el motivo es que al estar muy cercano el punto a la zona de aplicación de la carga en el programa de elementos finitos existe una combinación de tensiones.

Engranaje pequeño

Tabla 6.4- Resultados de la tensión en el engrane pequeño (sin giro).

ENGRANAJE PEQUEÑO				
Tensión	Teórico	Cuerpo libre	Sweep	Distancias al centro (mm)
1	2549,08	2467,09	2697,24	49,5
2	1836,18	1839,11	1950,36	29,7
3	1077,24	1084,49	1150,2	10
4	489,73	488,98	468,12	-10
5	514,28	531,94	536,62	-29,56
6	428,16	443,85	432,12	-49,5

Introducimos los gráficos:

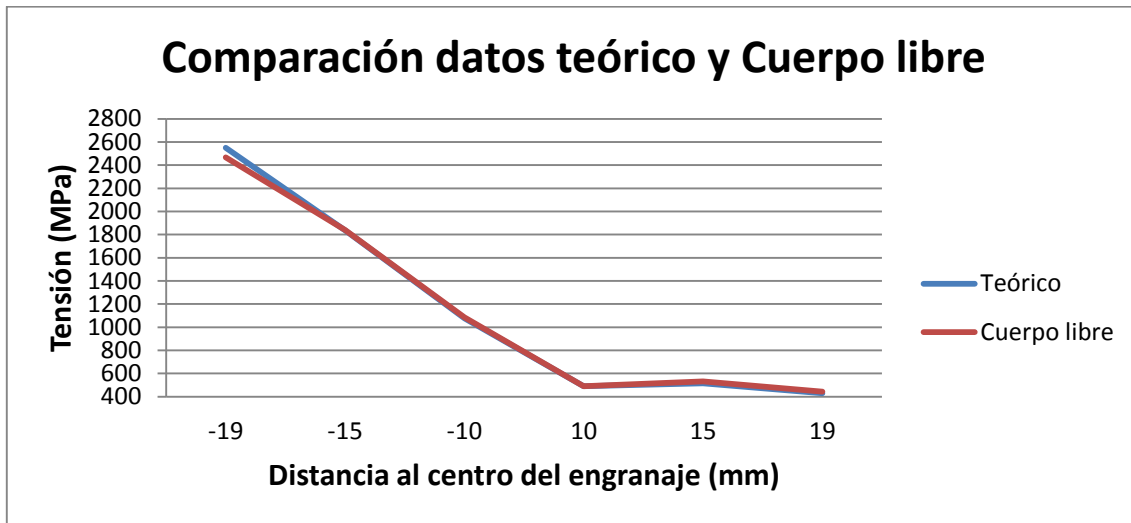


Figura 6.43- Comparación datos teórico y cuerpo libre (engrane pequeño sin giro).

En esta gráfica observamos la relación que existe entre la tensión y la distancia al centro del engranaje entre el análisis teórico y el mallado como cuerpo libre en el engranaje pequeño.

Es la gráfica más homogénea de todo el ejercicio. El único problema vuelve a estar en el punto más cercano a la carga. Los motivos ya han sido explicados en más de una gráfica anterior.

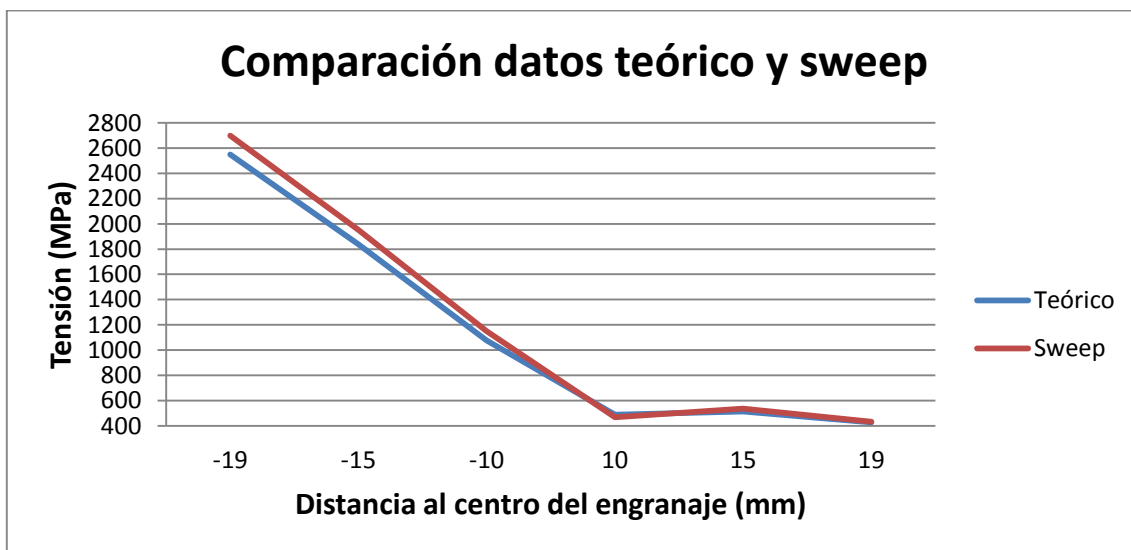


Figura 6.44- Comparación datos teórico y sweep (engrane pequeño sin giro).

En esta gráfica observamos la relación que existe entre la tensión y la distancia al centro del engranaje entre el análisis teórico y el mallado como sweep del engranaje pequeño.

Observamos una clara diferencia en los puntos que van de la aplicación de la carga al centro del eje. La mayor diferencia es de 148,16 MPa (2.697,24 – 2.549,08) pero el error cometido está muy por debajo del máximo permitido por lo que los valores de los puntos 2 y 3 también serán aceptados

La variación de resultados se debe a los mismos motivos que los mencionados anteriormente.

Comentando los resultados, observamos que en este caso las cargas disminuyen conforme nos vamos alejando de las cargas y nos acercamos al contacto entre engranajes. El motivo es porque en este caso las cargas son opuestas entonces los momentos resultantes van disminuyendo conforme se van igualando las distancias a las cargas.

Añadir por último que el motivo por el que las cargas son mayores en el engranaje pequeño es sólo porque tiene menor diámetro que la superior, ya que las cargas en este caso afectan a ambos engranajes.

6.5.3- Conclusión de ambos ejercicios

Vemos una clara diferencia entre ambos ejercicios. En el ejercicio que permitimos el giro las tensiones aumentan según nos acercamos al punto de contacto, mientras que en el ejercicio sin giro las fuerzas disminuyen mientras nos acercamos a dicho punto.

El motivo es lógico, si aplicamos cargas de manera que lleven el mismo sentido conseguiremos el movimiento y que los puntos más tensionados sean los puntos de contacto entre los dientes. Por el contrario, si las cargas las aplicamos en sentido contrario estas se anularán y provocan una disminución de tensiones según nos acercamos al contacto entre los dientes.

Observamos también en ambos ejercicios que la malla ha sido un problema para todos los casos. Al no poder mallarla como estructura, ya que intentamos realizar cortes al engranaje de forma similar a los hechos en los ejes y de otras maneras diferentes, elegimos la opción de mallar de dos maneras diferentes. El objetivo de este mallado era conseguir los valores lo más aproximados posibles teniendo en cuenta que ninguna de las dos mallas que íbamos a crear iban a tener la misma homogeneidad que las creadas en los ejercicios anteriores. Pese a buscar el error mínimo en muchos puntos la malla no tenía homogeneidad ninguna, como observamos en el ejemplo que pusimos al explicar la variación de resultados en el primer ejercicio. Por lo tanto, la malla ha sido un error que hemos arrastrado durante todo el ejercicio.

Esto combinado a nuestro análisis simple y que el programa de elementos finitos realiza un análisis de combinación de acciones son los dos principales causantes de los errores cometidos.

Como conclusión podríamos decir que el resultado de ambos ejercicios es el esperado pese a esas variaciones. Si pudiéramos diseñar una malla más homogénea y conseguir una mejor aproximación de la que se da para el contacto conseguiríamos reducir el error en los resultados y conseguir unas gráficas con mayor similitud entre el caso teórico y el diseño del ejercicio con el programa de elementos finitos.

6.6- EXTENSIÓN- ANÁLISIS DINÁMICO

6.6.1- Introducción

En este último ejercicio vamos a realizar un pequeño análisis dinámico para observar cómo responden los engranajes con respecto a un tiempo de aplicación de las cargas. El análisis dinámico lo realizaremos a los engranajes con giro.

Para su diseño sólo tenemos que realizar unos pequeños cambios en el ejercicio que hemos diseñado en Abaqus.

6.6.2- Cambios en Abaqus

Debemos de realizar dos cambios para poder realizar el análisis dinámico. El resto del ejercicio es común para ambos estudios.

Primer cambio

Debemos quitar las “Constraints” que existen entre los engranajes y sus ejes. Para ello pinchamos en el menú desplegado izquierdo sobre las dos uniones creados y elegimos la opción “delete” para eliminarlas.

En su lugar crearemos un contacto tangencial. Pasamos al módulo “Interaction” y elegimos el icono “Create Interaction”. Seleccionamos la opción de contacto general y pulsamos “Continue”.

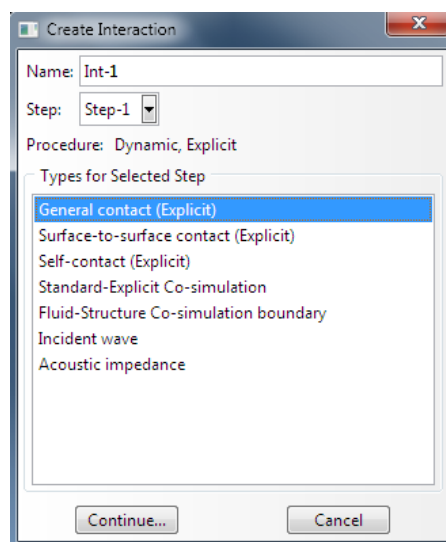


Figura 6.45- Selección del tipo de interacción.

A continuación, pulsamos en el icono “Create” para la opción “Global Property Assignment”.

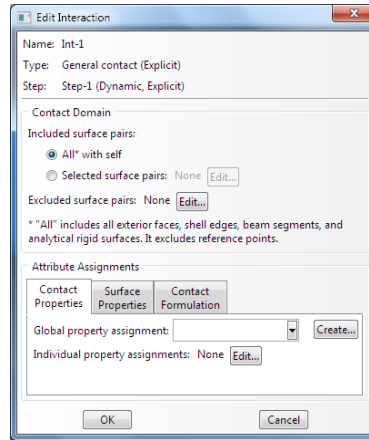


Figura 6.46- Creación de la interacción.

Dentro de la opción de crear seleccionamos “Mechanical-Tangencial-Frictionless”. Una vez introducidas las características de la interacción y pulsamos “OK” para terminar de crearla.

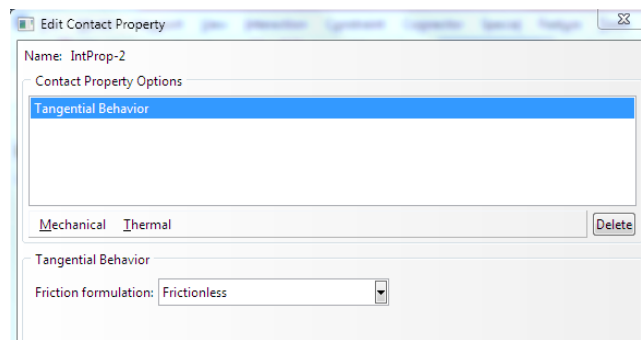


Figura 6.47- Características de la interacción.

Segundo cambio

El segundo cambio es introducir la variable de tiempo en el análisis. Borramos el “Step” que habíamos creado y creamos uno nuevo. En este caso, elegimos la opción “Dinamique-Explicit”.

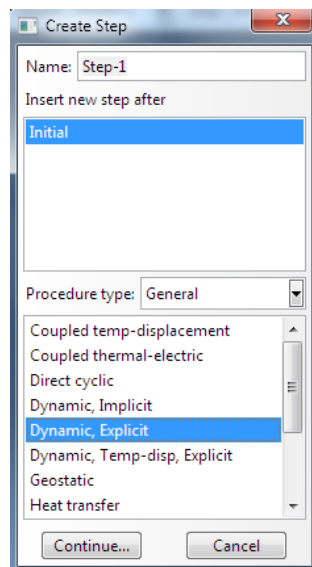


Figura 6.48- Elección del tipo de step.

Por último, sólo tenemos que introducir el tiempo de duración del análisis. Realizaremos el análisis tres veces con tres tiempos diferentes (0,0005s, 0,0001s y 0,005s).

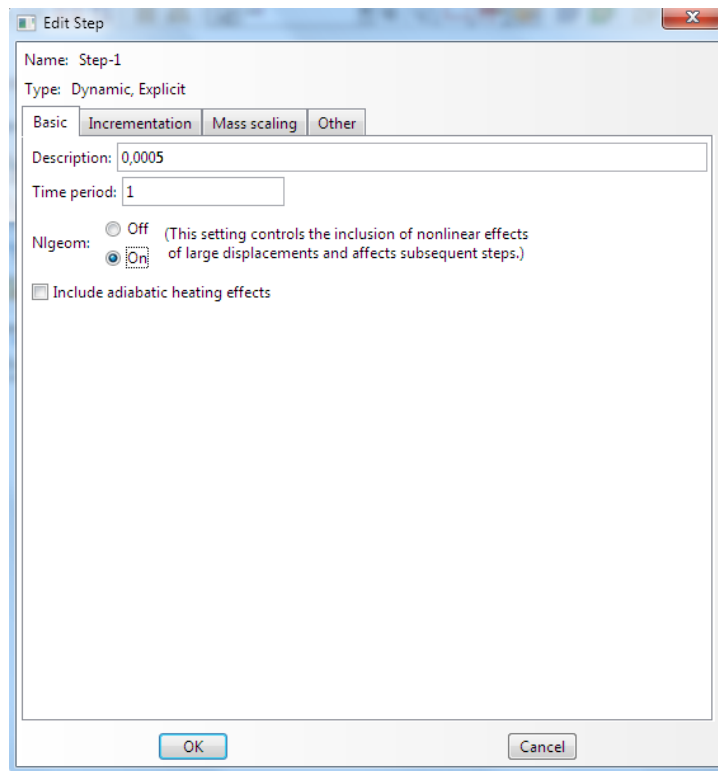


Figura 6.49- Introducción del tiempo en el “step”.

Sometemos el ensamblaje a análisis y estudiamos los resultados que nos generan los tres tiempos.

6.6.3- Conclusión

El estudio de los resultados lo realizaremos igual que en el ejercicio principal. A continuación, observaremos las gráficas y tablas de los valores de las tensiones, tanto de la rueda pequeña como de la rueda grande.

Engranaje grande

Tabla 6.5- Resultados de la tensión en el engrane grande (dinámico).

ENGRANAJE GRANDE				
Tensión	Dinámico (0,0001s)	Dinámico (0,0005s)	Dinámico (0,005s)	Distancias al centro (mm)
1	3,4	3,98	3,73	49,5
2	5,47E-19	0,393	5,5	29,7
3	0	8,10E-08	4,9	10
4	0	2,40E-21	4,29	-10
5	0	7,10E-31	7,2	-29,56
6	0	0	13,5	-49,5

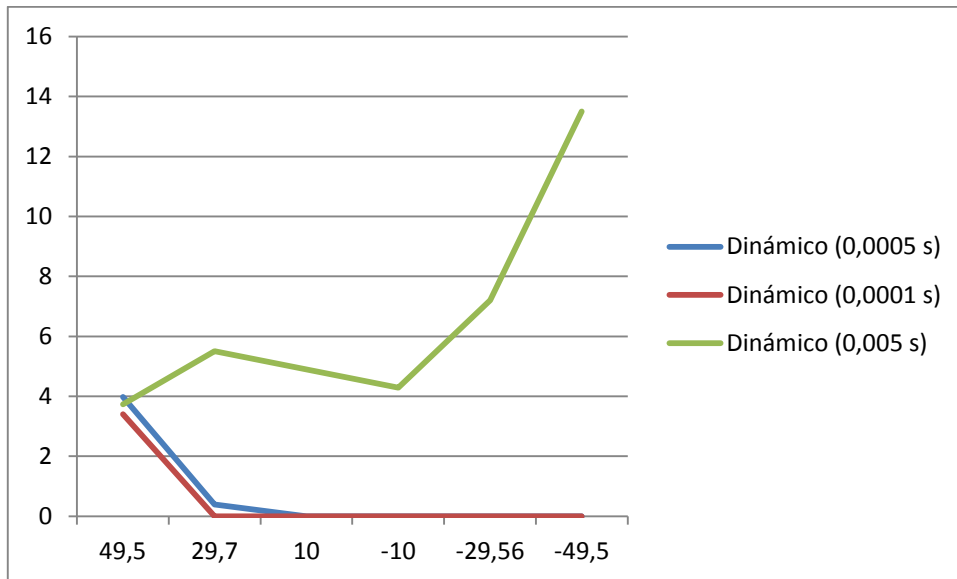


Figura 6.50- Comparación resultados dinámicos engranaje grande.

Engranaje pequeño

Tabla 6.6- Resultados de la tensión en el engrane pequeño (dinámico).

ENGRANAJE PEQUEÑO				
Tensión	Dinámico (0,0001s)	Dinámico (0,0005s)	Dinámico (0,005s)	Distancias al centro (mm)
1	123,07	326,18	313,69	-19
2	1,9	107,43	101,3	-15
3	1,28E-04	39,37	11,78	-10
4	7,28E-09	1,70E-03	24,44	10
5	5,71E-12	3,50E-04	37,51	15
6	6,00E-15	1,50E-04	118,98	19

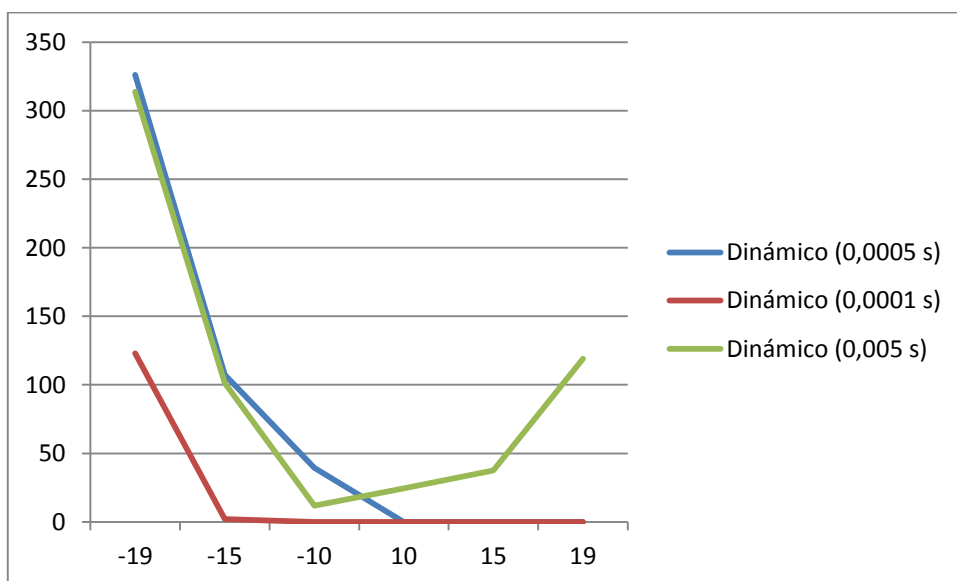


Figura 6.51- Comparación resultados dinámicos engranaje pequeño.

Antes de analizar los resultados diferenciaremos entre el análisis dinámico explícito y el análisis estático. Si bien son dos métodos totalmente independientes Abaqus permite importar una malla deformada y estado del material asociado de uno a otro sin problemas. El tipo de análisis a realizar lo definimos en cada paso que damos con Abaqus, lo que se conoce como “Step”. Por lo tanto, la elección del procedimiento puede cambiarse de paso a paso. La gran diferencia es que en el análisis dinámico nos aparece la variable tiempo mientras que en el análisis estático esta no aparece. El análisis estático analiza las cargas y momentos que se hayan aplicado en el sistema mientras que para el análisis dinámico partimos de esas condiciones para el estado de tiempo inicial y estudiando la variación del sistema con el incremento de tiempo. Dicho esto pasamos a analizar los resultados.

Como podemos observar en las tablas y gráficas de resultados los resultados son prácticamente nulos menos en el tiempo más largo.

Esto es debido a que conforme aumentamos el tiempo se consigue que se estabilicen los resultados y el sistema, aún así vemos que las tensiones son muy diferentes en valor a las del ejercicio estático. Estos errores en este caso tienen más que ver con la diferencia entre la condición de contacto que hemos creado y la condición de contacto real como ya vimos en el apartado anterior que con la malla. En lo que si encontramos una similitud es en la curvatura de las funciones.

Por último, como conclusión, podemos decir que conforme aumentamos el tiempo obtenemos unos valores más acordes a los que tienen que ver con la realidad ya que conseguimos la estabilización del sistema.

Con esto damos el ejercicio final por terminado.

7. CONCLUSIÓN

7. CONCLUSIÓN

Utilizando el método de los elementos finitos, se han resuelto cuatro problemas referidos a estructuras, ejes y engranajes. Concretamente:

- Pórtico a dos aguas (modo 2D y lineal).
- Eje con una pletina.
- Eje con dos poleas.
- Par de engranajes (con giro y sin giro).

De los resultados alcanzados se concluye que se han encontrado niveles de aproximación muy buenos con respecto a los que proporcionan las correspondientes teorías, si bien es cierto que obteniendo algún punto con error más elevado pero casos aislados. Para la visualización de todos los resultados se han dibujado multitud de gráficas y comparando curvas teóricas con calculadas y, también, hemos utilizado el método de sacar el error comparando los datos que nos daba el programa de elementos finitos y los teóricos.

El programa utilizado ha sido Abaqus. Resulta muy adecuado para la aplicación del MEF a la resolución de problemas de análisis de tensiones y deformaciones, pues cuenta con infinidad de opciones y variables de modo que puede aplicarse a cálculos estáticos, dinámicos, con materiales de diferente comportamiento, etc.

Con este trabajo también me ha ayudado a recordar y profundizar en contenidos de las asignaturas de Resistencia de materiales y Teoría de las Estructuras y la Edificación en la parte de los ejercicios que hemos resuelto teóricamente. Aún que han sido asignaturas que ya he cursado nunca viene mal recordar y profundizar en el conocimiento de ellas.

Por otra parte, este proyecto ha servido para iniciarme en el conocimiento del método de los elementos finitos, de tanta importancia hoy en día en el campo de la Ingeniería Mecánica. Me ha permitido, además, iniciarme en el manejo de un programa informático para la resolución de problemas mediante la aplicación del método de los elementos finitos como es Abaqus. Los resultados han sido los esperados, teniendo un error menor al 10% de media quitando en algún punto concreto. Los problemas principales que han producido esos errores han sido la homogeneidad de la malla y los contactos creados entre las piezas.

La conclusión final del proyecto sería satisfactoria por lo explicado anteriormente. He reforzado conceptos aprendidos a lo largo de la carrera a la vez que he aprendido a utilizar un programa de diseño por el método de los elementos finitos como es Abaqus. Por lo tanto, el objetivo del proyecto estaría cumplido.

8. BIBLIOGRAFÍA

8. BIBLIOGRAFÍA

1- Libros y manuales.

- Uzcátegui Flores, M. Y.: *Abaqus programa de elementos finitos*. Mérida, Venezuela.
- Carnicero López, A.: *Introducción al método de los elementos finitos* (2001).
- Beer, F., Russell Johnston, E., DeWolf, J., Mazurek, D.: *Mecánica de materiales* (5ª edición). Beer & Johnston.
- Norton, R.: *Diseño de máquinas* (Cuarta edición). Mc Graw Hill.
- Pytel, A., Ferdinand, S.: *Resistencia de materiales* (Cuarta edición). Alfaomega.

2- Programas.

- Abaqus/Cae (manual incluido en el apartado anterior).
- Autocad 2013 (Moreno Chinchay, R.: *MANUAL AutoCad 2013*).
- Autodesk Inventor Profesional 2013 (Leija, V. M.: *Autodesk Inventor 2013 Curso Profesional Personalizado*)