



Universidad
Zaragoza

Proyecto Fin de Carrera

Ingeniería Industrial

ESTUDIO DE UNIONES ATORNILLADAS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS Y COMPARACIÓN CON LA NORMA VDI 2230

Autor

Mario Ariño Gascón

Director

Jesús Cuartero Salafranca

Área de Ingeniería e Infraestructura de los Transportes
Departamento de Ingeniería Mecánica
Escuela de Ingeniería y Arquitectura

DICIEMBRE 2011

Agradecimientos

A mi familia, **mis padres y mi hermano**,
por estar ahí en los momentos más
difíciles y ayudarme a seguir adelante.

A **Anika**, por estar apoyándome siempre
en todos los proyectos que me involucro y
sacarme a flote en los peores momentos.

A **Jesús**, por haberme enseñado, dirigido
y soportado a lo largo del desarrollo del
proyecto.

Y a todas personas que han hecho posible
sacar el proyecto adelante.

Mario Ariño Gascón

Zaragoza, a 15 de Noviembre de 2011.

***ESTUDIO DE UNIONES ATORNILLADAS
MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS Y
COMPARACIÓN CON LA NORMA VDI 2230***

Resumen del proyecto

La realización del proyecto surge de la iniciativa de comprobar la variación de los resultados al calcular una unión atornillada mediante la norma VDI 2230 frente al cálculo mediante elementos finitos (MEF.)

En una primera fase se analiza la guía de cálculo, viendo los métodos en que se basa y los pasos que se siguen hasta la obtención de los resultados. A continuación, se estudian dos casos de cálculo: un primer caso para una unión simple con carga axial concéntrica y solapamiento concéntrico y un segundo caso de unión múltiple con carga transversal.

En una segunda parte se simulan los casos mencionados mediante MEF. Se realiza todo el procedimiento para su simulación: comenzando por el modelado de los escenarios de cálculo, continuando por el diseño de las mallas de elementos finitos, aplicación de las condiciones de contornos y las cargas y definición de los estados del modelo a lo largo de la simulación. También se evalúan en esta parte como afectan en el diseño de una simulación diversos factores como el tipo o tamaño de los elementos empleados o el tipo de contacto definido entre las diferentes mallas.

Una vez llevada a cabo la simulación se comparan los resultados con los datos obtenidos mediante la guía de cálculo. También se compara el tiempo y el esfuerzo que requiere cada metodología para evaluar que método se puede considerar más rápido y eficaz.

Finalmente se plantean líneas de investigación futuras para profundizar en la metodología del cálculo de uniones atornilladas.

INDICE

MEMORIA

1. Introducción	M-2
1.1 Definición del proyecto	M-2
1.2 Objetivos del proyecto	M-3
1.3 Alcance del proyecto	M-3
1.4 Justificación del proyecto	M-4
2. Norma VDI 2230	M-5
2.1 Introducción	M-5
2.2 Métodos de cálculo	M-5
2.3 Modelo de unión simple	M-7
2.4 Metodología de cálculo.	M-9
3. Cálculo de una unión simple con solapamiento y carga concéntricos	M-12
3.1 Definición del problema	M-12
3.2 Geometrías del modelo	M-13
3.3 Cargas del modelo	M-14
3.4 Simulación inicial	M-14
3.5 Modificación del tipo de contacto	M-17
3.6 Modificación del número de elementos.....	M-21
3.7 Modificación del tipo de elemento	M-22
3.8 Simulación final	M-23
3.9 Comparativa de los resultados	M-25
4. Cálculo de una unión múltiple sometida a carga transversal	M-27
4.1 Definición del problema	M-27
4.2 Geometrías del modelo	M-28
4.3 Cargas del modelo	M-29
4.4 Simulación con elementos Hex8	M-30
4.5 Simulación con elementos Tet4	M-32
4.6 Comparativa de los resultados	M-34

5. Conclusiones	M-36
5.1 Factores propios de la simulación	M-36
5.2 Comparación con la norma VDI 2230	M-37
6. Líneas de investigación futuras	M-38
7. Bibliografía	M-39

Anexo A: EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

A.1 Introducción	A-2
A.2 Software empleado	A-5
A.2.1 MD Patran	A-6
A.2.2 Abaqus	A-9
A.2.3 Abaqus Viewer	A-10

Anexo B: PROCESO DETALLADO DEL CÁLCULO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

B.1 Cálculo de una unión simple con solapamiento y carga concéntricos	B-2
B.1.1 Modelado de los componentes	B-2
B.1.2 Mallado del modelo	B-4
B.1.3 Condiciones de contorno	B-6
B.1.4 Materiales de los componentes	B-8
B.1.5 Casos de carga	B-9
B.1.6 Análisis	B-10
B.2 Cálculo de una unión múltiple sometida a carga transversal	B-11
B.2.1 Modelado de los componentes	B-11
B.2.2 Mallado del modelo	B-13
B.2.3 Condiciones de contorno	B-16
B.2.4 Materiales de los componentes	B-17
B.2.5 Casos de carga	B-18
B.2.6 Análisis	B-19

MEMORIA

1. Introducción

1.1 Definición del proyecto.

Dentro de los diferentes tipos de uniones que existen para poder ensamblar dos elementos, la unión atornillada es uno de los tipos más empleados por su simplicidad y rapidez. Otra de las características principales es que permite una unión reversible, pudiendo acoplar o desacoplar dos elementos de una forma rápida y sencilla. Estas cualidades hacen que este tipo de unión sea de uso habitual en cualquier maquina o estructura que se diseñe en la actualidad.

Este proyecto en particular va a centrarse en uniones de alta resistencia y de alta ductilidad diseñadas especialmente para resistir elevadas cargas de trabajo, bien de una forma axial o transversal o bien de una forma concéntrica o no concéntrica entre otros tipos de escenarios.

Con el presente proyecto se pretende evaluar las diferencias entre calcular mediante la norma VDI 2230 y métodos matemáticos complejos como el MEF. También se pretende determinar las diferencias entre un modelo real y una simulación virtual, bien porque no se puede llegar a modelar exactamente el modelo real o bien porque el coste computacional que conllevaría no es eficaz al ser mínimas las diferencias en los resultados.

Se van a estudiar dos casos de cálculo: un primer caso de carga axial concéntrica y un segundo caso de carga transversal. Una vez calculados con la guía de cálculo y simulados por MEF se comparan los resultados y se obtendrán las conclusiones correspondientes.

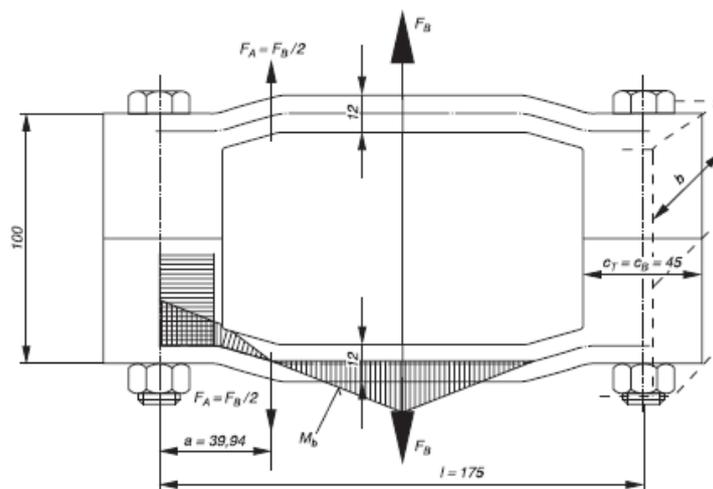


Figura 1. Esquema general de una unión atornillada

1.2 Objetivos del proyecto

El objetivo principal del proyecto es realizar una comparativa entre los resultados obtenidos en el cálculo de uniones atornilladas mediante el método de elementos finitos con software especializado, frente a los resultados obtenidos con la guía de cálculo alemana VDI 2230 empleada para uniones atornilladas de alta resistencia y alta ductilidad.

Además, se abordan objetivos secundarios como aprender a manejar software específico de modelado y cálculo. También se analizan cómo influyen los diferentes factores en el diseño tanto del modelo de análisis como en la malla de elementos finitos.

En una primera parte se analiza la norma VDI 2230 para poder conocer en que modelos se basa para realizar sus cálculos y que pasos sigue para la consecución de los mismos.

Una vez interpretada la norma, se estudian dos casos de cálculo que posteriormente serán simulados mediante MEF para poder realizar un estudio entre ambas metodologías.

A parte de la comparativa de los resultados, se pretende evaluar la rapidez con que llevan a cabo los cálculos y la eficacia a la hora de emplear uno u otro método.

1.3 Alcance del proyecto

Para la realización de este proyectado se han llevado a cabo las siguientes tareas específicas:

- *Análisis e interpretación de la norma VDI 2230*: Se han estudiado los modelos teóricos en que se basa dicha norma y se han comprendido cada uno de los pasos que sigue para obtener los cálculos, así como el manejo de sus tablas.
- *Modelado de las geometrías*: Se ha realizado el modelado de las geometrías de todos los componentes de cada uno de los casos, basándose en la definición de los elementos en el propio caso y en normas UNE-EN ISO para los elementos estandarizados.
- *Factores influyentes en el cálculo*: se han estudiado las variaciones al emplear diferentes factores de diseño como son el tipo de elementos,

definir diferentes tipos de contactos entre las mallas o diseñar una malla más fina.

- *Estudio mecánico:* Tras definir los estados que soporta el sistema, se ha sometido al modelo bajo las condiciones de contorno correspondientes.

Para definir los modelos, desde la geometría y diseño de las mallas de elementos finitos hasta los parámetros de análisis, se ha empleado MD Patran con salida Abaqus. A continuación se ha realizado el cálculo mediante Abaqus 6.11-2 para finalmente visualizar los resultados mediante Abaqus Viewer.

1.4 Justificación del proyecto

Las uniones atornilladas son muy habituales en cualquier máquina o estructura, bien para poder transmitir esfuerzos al soportar una carga tanto dinámica como estática o bien para poder garantizar funciones de sellado entre diferentes elementos.

Este tipo de unión característica permite una elevada flexibilidad a la hora del diseño de cualquier estructura o componente. Permite el acoplamiento o desacoplamiento entre elementos de una forma rápida y sencilla, dejando siempre abierta la posibilidad de revertir la unión de dos elementos. Por lo tanto, puede considerarse fundamental el manejo de modelos de cálculo para uniones atornilladas en el desarrollo de cualquier proyecto ingenieril.

Desde el punto de vista de la ingeniería siempre se trata de optimizar los recursos que se deben emplear en el desarrollo de cualquier proyecto. Por ello, se han establecido guías de cálculo con el fin de poder reducir el tiempo que se debe emplear para definir estas uniones en vez de tener que emplear modelos matemáticos complejos, obteniendo resultados más que satisfactorios de una forma rápida y eficaz.

Sin embargo, en las propias guías se recomienda que ante uniones críticas, bien por la carga que soportan o por el riesgo que supondría el fallo de dicha unión, se simulen dichas uniones mediante modelos teóricos con el fin de garantizar su correcto funcionamiento.

Así, y mediante el presente proyecto, se pretende conocer cómo se maneja una guía de cálculo como la norma VDI 2230. Además también se pretende conocer como simular una unión atornillada mediante MEF y ver qué diferencias de resultados se obtienen entre la guía de cálculo y dicho método teórico.

Dicha norma es habitualmente empleada en sectores altamente tecnológicos, como en el sector de las energías renovables para la unión atornillada de las palas de un aerogenerador con su buje.

2. Norma VDI 2230

2.1 Introducción

Se entiende una unión atornillada como una unión desmontable entre dos componentes. Su función principal es transmitir las fuerzas y momentos entre los elementos unidos. Así, los tornillos se diseñan para poder soportar estas cargas y transmitir las entre sus componentes.

Las disposiciones de la norma VDI 2230 son de aplicación para tornillos de acero en uniones de alta ductilidad y alta resistencia. Por lo general, se aplican cargas estáticas o cargas dinámicas en la dirección axial del tornillo. Además, también pueden aplicarse momentos de flexión o cargas transversales.

Los valores establecidos en las tablas van desde M4 a M39, aunque la norma puede ser empleada de una forma análoga también para materiales diferentes e incluso para tornillos de mayores dimensiones. Las propiedades de los materiales que se han establecido en las tablas de la norma, se consideran en condiciones de temperatura ambiente. Las propiedades cambiarían en el caso de una mayor o inferior temperatura. Tensiones extremas, como pueden suceder con la corrosión, cargas repentinas o inesperadas son situaciones que no se tratan en esta norma.

Con la aplicación de esta guía no es necesaria una verificación de los resultados a través de pruebas experimentales o de cálculos numéricos (MEF). Sin embargo, sí que es recomendado que se realicen estas verificaciones para las uniones críticas.

A lo largo de la norma se tratan varios métodos de cálculo; sin embargo el método de unión simple atornillada se detalla más en profundidad porque es a menudo empleado por ser la base en los casos más complejos.

2.2 Métodos de cálculo

Para calcular uniones atornilladas, se debe obtener un modelo calculable partiendo de la unión en condiciones reales. Para ello es necesario conocer todas las características del modelo para la transmisión de cargas: geometrías, condiciones de contorno, cargas aplicadas, puntos o superficies de aplicación de fuerzas o presiones, etc. Hay que puntualizar que con este procedimiento se estudia siempre una situación ideal, una aproximación de las condiciones reales.

La siguiente clasificación es en función de la complejidad del modelo de cálculo. Se debe tener en cuenta que el empleo de modelos de cálculo más complejos es más aproximado para geometrías más enrevesadas:

uniaxial: modelo de unión simple (single-bolted joint).

biaxial: modelo de unión de vigas (beam joint).

triaxial: modelo de unión de placas (plate-like joint).

En principio, todos los modelos de unión deben de ser calculados en base al modelo de unión simple atornillada. Por ello, una de las principales funciones del diseñador es convertir una unión compleja en diferentes uniones simples equivalentes para poder calcular la unión a través de éstas aplicando el modelo de unión simple. De la precisión con la que se haga este proceso y se apliquen las cargas en el modelo equivalente dependerán los resultados obtenidos.

Single-bolted joints		Multi-bolted joints						Bolted joints
concentric or eccentric		in a plane		axial symmetry		symmetrical	asymmetrical	bolt axes
Cylinder or prismatic body	Beam	Beam	Circular plate	Flange with sealing gasket	Flange with plane bearing face	Rectangular multi-bolted joint	Multi-bolted joint	Joint geometry
								Relevant loads
Axial force F_A Transverse force F_Q Working moment M_B	Axial force F_A Transverse force F_Q Moment in the plane of the beam M_Z	Axial force F_A Transverse force F_Q Moment in the plane of the beam M_Z	Internal ressure p	Axial force F_A (Pipe force) Working moment M_B Internal pressure p	Axial force F_A Torsional moment M_T Working moment M_B	Axial force F_A Transverse force F_Q Torsional moment M_T Working moment M_B	Axial force F_A Transverse force F_Q Torsional moment M_T Working moment M_B	Forces and moments
VDI 2230	limited treatment by VDI 2230		DIN 2505 AD Note B7 VDI 2230 (limited treatment)	limited treatment by VDI 2230				Calculation procedure
Bending beam theory with additional conditions		Plate theory		limited treatment using simplified models				
Finite Element Method (FEM)								

Figura 2. Clasificación de uniones atornilladas

2.3 Modelo de unión simple

El cálculo del modelo de unión simple está basado en el comportamiento elástico de la unión, principalmente en las zonas más próximas alrededor del eje axial del tornillo. Durante el ensamblaje y el estado de carga esta zona sufre una considerable deformación que influye directamente sobre las cargas que recibe el tornillo.

Las fuerzas y deformaciones axiales en las uniones simples pueden ser descritas a través del modelo mecánico de un muelle simple. En este modelo, el tornillo y los elementos solapados son considerados como muelles a tracción y compresión con resiliencia elástica δ_S y δ_P .

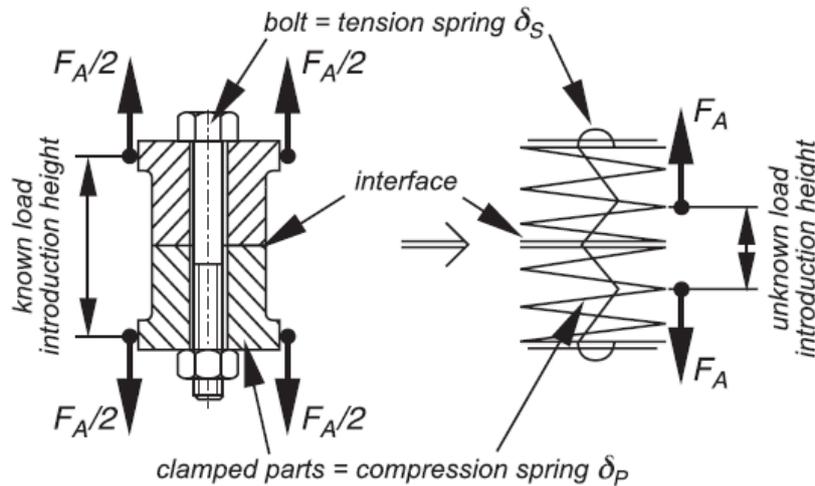


Figura 3. Conversión de un modelo concéntricamente solapado en el modelo de un muelle simple.

Durante el ensamblaje se produce la fuerza de precarga F_m que produce una fuerza de solapamiento en la superficie de contacto entre los elementos de la unión. Al aplicar una fuerza axial F_a a través de los elementos de unión, esta es transmitida sobre la superficie de contacto, pero también se transmite en el tornillo. La fuerza axial F_a se divide entre la parte que sobrecarga el tornillo F_{sa} y la parte que tiende a separar ambos elementos F_{pa} . La proporción de esta distribución depende del comportamiento elástico de los elementos de unión y de la localización del punto de aplicación de la fuerza.

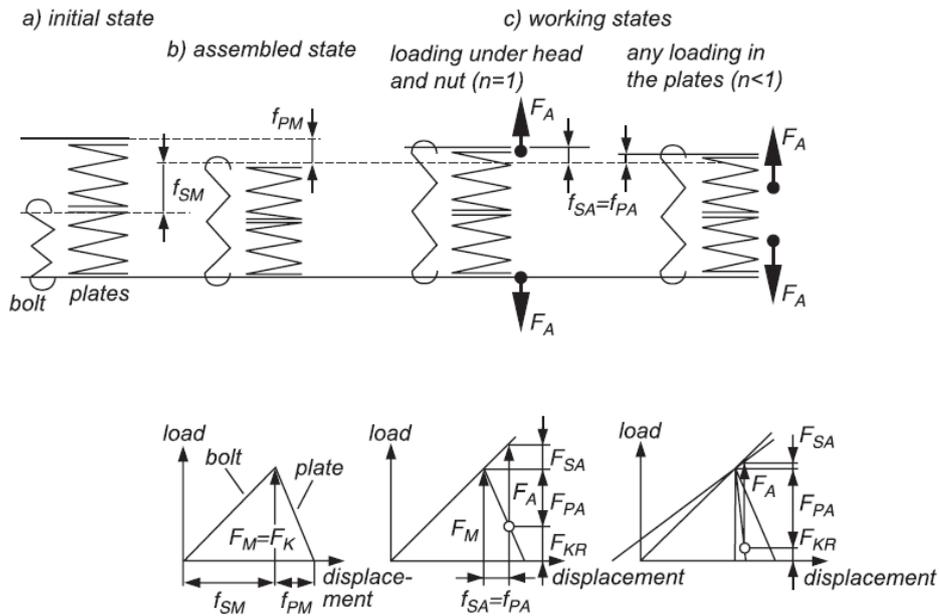


Figura 4. Diferentes estados durante una unión simple.

Para un análisis más extenso de las fuerzas adicionales es insuficiente con el modelo de muelle simple. Además de las resiliencias axiales del tornillo y de los elementos de unión, hay que tener en cuenta las resiliencias a flexión tanto del tornillo como de los elementos.

Para un correcto funcionamiento se requiere una presión mínima o carga de solapamiento en la superficie de contacto para así garantizar la unión o para cumplir con los requisitos de estanqueidad. En la mayoría de los casos, la carga de solapamiento producida por la precarga es reducida en el estado de carga, debido a que la carga externa actúa en la misma dirección que la precarga pero en sentido contrario tendiendo a separar las superficies y por lo tanto a reducir la carga de solapamiento. El resultado de la carga que queda se le denomina carga de solapamiento residual y en ningún caso debe ser inferior al valor mínimo requerido.

En algunos casos, puede suceder que el sentido de la carga de servicio coincida con el de la fuerza de precarga (carga de compresión). Entonces, aunque se incremente la carga de solapamiento, se reduciría la presión de la superficie justo debajo de la cabeza del tornillo y podría producirse aquí la apertura de la unión o la falta de estanqueidad.

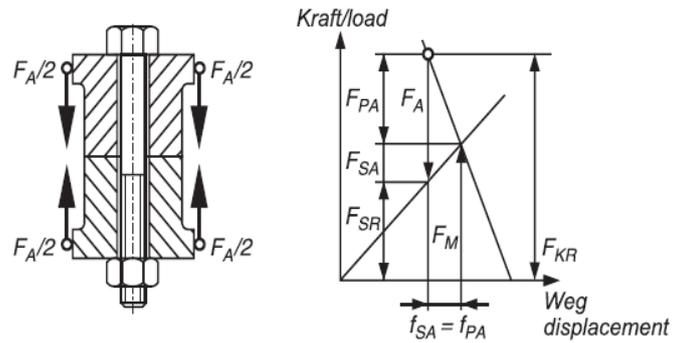


Figura 5. Diagrama de una unión con carga a compresión

2.4 Metodología de cálculo

Como paso inicial antes de aplicar cualquier cálculo es imprescindible definir el sistema. Los principales factores serán:

- Objetivo del sistema.
- Condiciones de contorno, tanto las cargas que se aplican como la restricción de los grados de libertad.
- Geometría del sistema en global y de los elementos que lo componen en particular.
- Definición de las propiedades de los materiales empleados.
- Técnicas de apriete empleadas en el ensamblaje.

A continuación se detallan los pasos que se siguen para la obtención de los resultados según la norma:

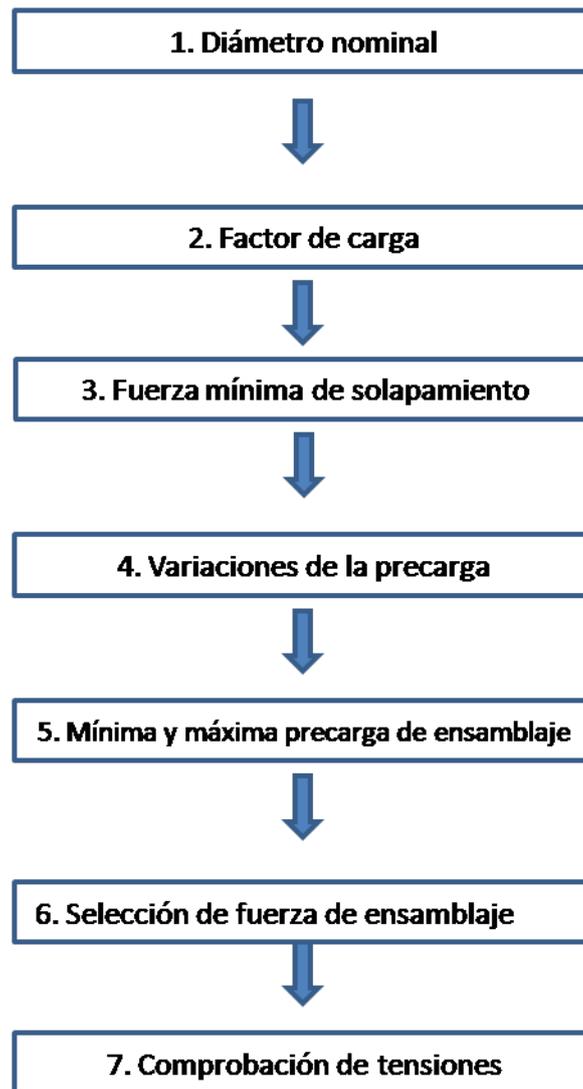


Figura 6. Esquema de los pasos de cálculo de la norma VDI 2230

1. Diámetro nominal: Partiendo de la carga que soporta o transmite el sistema y de las características de ésta se determina el diámetro nominal y su calidad resistente.

2. Factor de carga: Este factor tiene en cuenta la dispersión de la precarga de montaje en función de la técnica de apriete utilizada.

3. Fuerza mínima de solapamiento: Se determina la fuerza mínima de unión definida por el valor máximo entre la fuerza de fricción para transmitir las fuerzas transversales o el momento alrededor del eje del tornillo, la fuerza de sellado o la fuerza de prevención de apertura.

4. Variaciones de la precarga: Se debe tener en cuenta que una vez aplicada la precarga al tornillo, se reduce esta tensión. Este hecho se produce como resultado de la relajación del material. En casos de uniones con variación de temperatura, también se produce una variación de la pretensión.

5. *Mínima y máxima precarga de ensamblaje:* Para determinar la precarga mínima que se considera basta con sumar la fuerza mínima de unión, la parte de la carga de trabajo que tiende a separar los elementos y las variaciones que se puedan producir de la precarga. Para determinar la precarga máxima bastará con multiplicar el anterior valor por el factor de apriete.

6. *Selección de la fuerza de ensamblaje:* Para finalizar con la selección del tornillo, bastará con elegir el que soporte una precarga máxima mayor que la calculada en el paso anterior. Una vez seleccionado, la precarga de ensamblaje será la precarga máxima para la que se ha diseñado el tornillo.

7. *Comprobación de tensiones:* A partir de este paso se realizan varias verificaciones respecto a las tensiones y presiones que deberán soportar los elementos del sistema:

- Tensión de trabajo.
- Tensión alternativa.
- Presión de la superficie de contacto.
- Tensión a cortadura, deslizamiento.

Una vez que se han realizado todas las verificaciones, se puede seleccionar el par de apriete que corresponde al tornillo seleccionado en las tablas de la norma. Se puede aumentar el par de apriete en el caso de que se quiera prevenir el aflojamiento del tornillo.

3. Cálculo de una unión simple con solapamiento y carga concéntricas.

3.1 Definición del problema

Consiste en realizar un análisis estático no lineal de un caso de unión simple y concéntricamente atornillada. Además, también recibirá una carga concéntrica respecto al eje del tornillo en la dirección axial del mismo. La unión se realiza entre la cabeza del pistón y el vástago mediante un tornillo, en este caso en concreto, será un tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal de dimensiones normalizadas según UNE-EN ISO 4762.

Con este tipo de análisis se estudian los casos en los que el tornillo es sometido a una carga puramente axial, y de forma concéntrica. Se van a estudiar varios escenarios entre los que se realizaran variaciones para poder evaluar la importancia de cada factor a la hora de realizar una simulación.

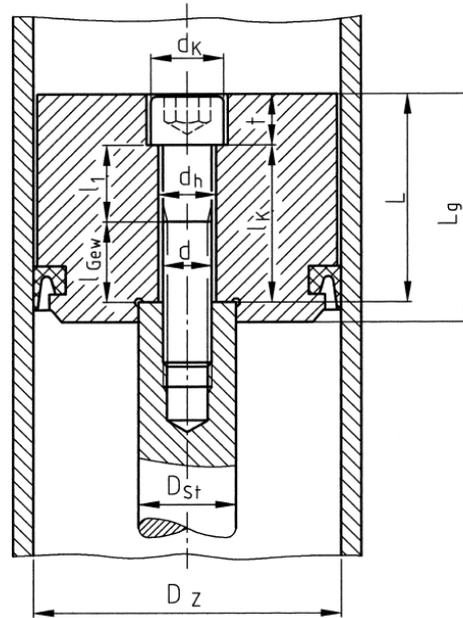
Tal y como sucede en una unión atornillada, hay que diferenciar entre dos estados en la unión: un primer estado de precarga que se produce durante el ensamblaje y un segundo estado de carga durante el funcionamiento del mecanismo.

En el primer estado, se realiza el apriete mediante una de las diferentes técnicas (llave dinamométrica o de control del par de apriete, llave de golpe, llave de control del ángulo de apriete,...). Con esta precarga se garantizará la unión de los diferentes elementos manteniendo siempre al menos el valor mínimo establecido para su correcto funcionamiento, bien por medidas de seguridad o por medidas de estanqueidad.

En el segundo estado, se aplica la carga de funcionamiento del sistema.

Es muy importante definir ambos estado de forma independiente para ver la distribución de tensiones en cada uno ellos y ver así como se aplican los esfuerzos sobre el tornillo.

El sistema está compuesto de tres componentes: la cabeza del pistón, el vástago y el tornillo de unión.



Dimensions	
$L_g = 60 \text{ mm}$	$D_{St} = 25 \text{ mm}$
$L = 55 \text{ mm}$	$D_z = 80 \text{ mm}$

Figura 7. Descripción geométrica del primer caso.

3.2 Geometrías del modelo

El primer paso es definir las geometrías del sistema según el problema y la normativa técnica empleada. La cabeza del pistón y el vástago vienen especificados en el caso que se va a estudiar mientras que las dimensiones del tornillo serán definidas por la norma UNE-EN ISO 4762 en función de la métrica y longitud de abrazadera.

3.3 Cargas del modelo

Se pueden diferenciar dos estados: un estado de pretensión y un estado de carga.

En el primer estado, el sistema recibirá una fuerza de precarga para llevar a cabo la unión de los elementos. Esta fuerza será en la dirección del eje axial del tornillo, aplicando una fuerza de tracción sobre el tornillo y de compresión sobre el componente de unión, en este caso la cabeza del pistón.

A continuación, el sistema se someterá al estado de carga en el cual se le aplicara una presión interna en la cara inferior de la cabeza del pistón cuyo valor será $p = 5.5 \text{ N/mm}^2$.

Es muy importante tener en cuenta que no se realizaran un estado tras otro, sino que tras haber alcanzado el estado de precarga se somete el sistema al estado de carga manteniendo este primero que es el que hace factible la unión de los componentes.

3.4 Simulación inicial

En el escenario inicial se parte de una malla sencilla y se definirán todos los contactos tipo Tied.

El tipo de contacto Tied realiza la simulación manteniendo siempre unidas las caras de los elementos que se hayan designado, sea cual sea el tipo de carga que estén recibiendo, tanto a tracción como a compresión.

Se ha diseñado una malla con elementos Hex8 para todos los componentes del sistema. Para ver cómo afectan los demás parámetros posteriormente sin que sea la malla el factor principal, se ha confeccionado una malla no muy fina.

Para ver más información referente a este tipo de elementos consultar el Anexo A.

En primer lugar, analizaremos la distribución de tensiones sobre el sistema completo para posteriormente centrarnos en la distribución sobre el tornillo, objetivo principal de este proyecto. Debido a la geometría del sistema y a la carga puramente axial que recibe el tornillo, se tendrá en cuenta principalmente la tensión axial S22 en la dirección del eje del tornillo.

A continuación se muestra la distribución de tensiones en el sistema en el estado de pretensión:

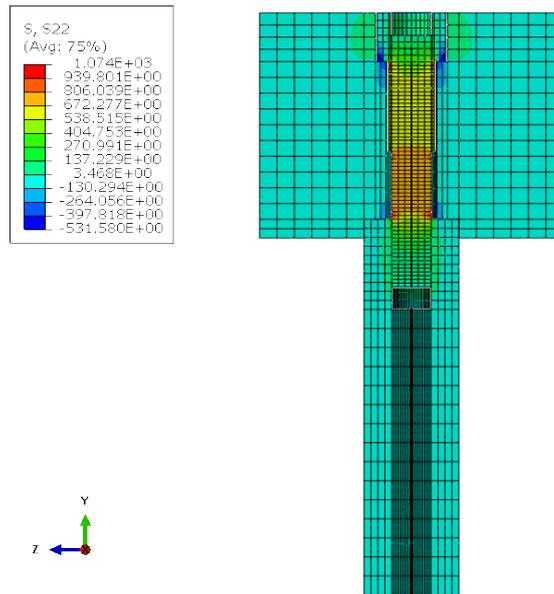


Figura 8. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de pretensión.

La sección más desfavorable es la sección de la rosca que queda libre donde se disminuye su sección resistente. Esta sección llega a alcanzar 785 MPa en el centro de la sección. También se aprecia cómo tanto la cabeza del pistón como el vástago están comprimidos debido a la pretensión del tornillo.

A continuación se muestra la distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga:

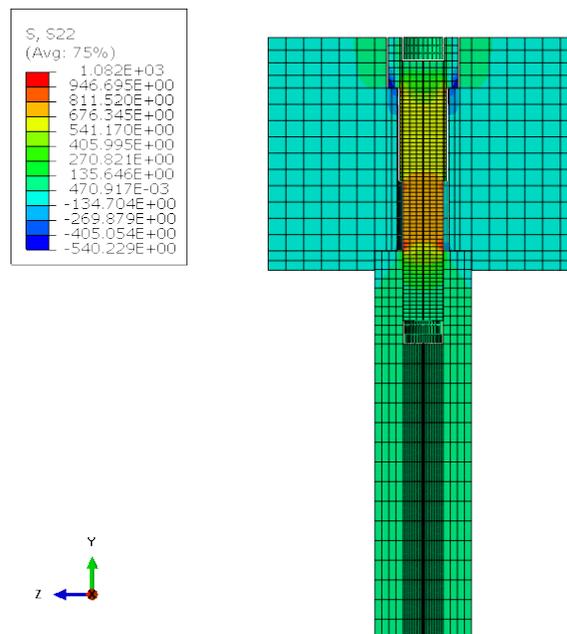


Figura 9. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga.

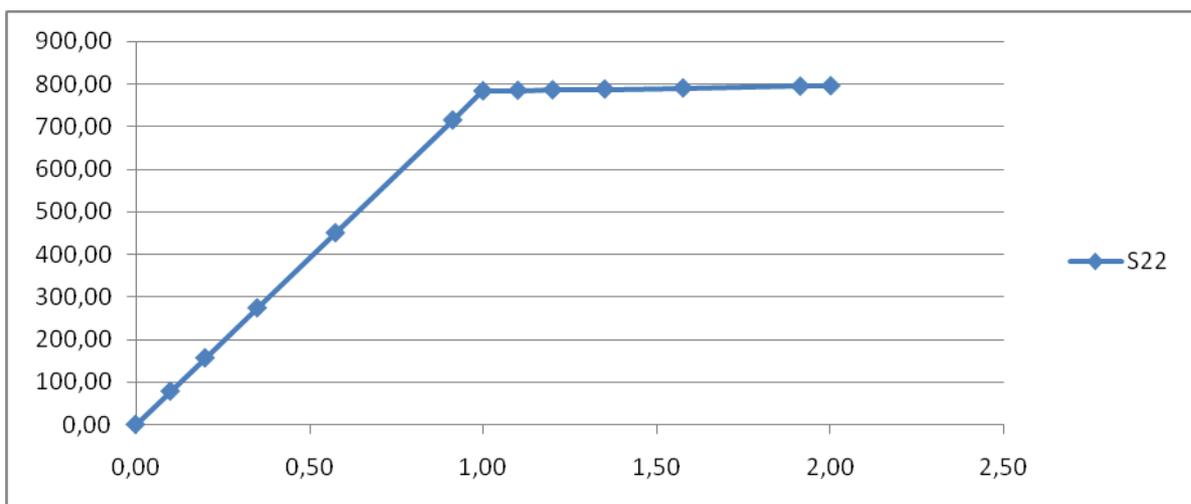
Transcurrido el segundo estado, se observa como la sección de estudio alcanza un valor de 796 MPa, prácticamente igual al valor alcanzado en la precarga.

La principal variación que se puede observar es que el vástago pasa de trabajar a compresión (debido a que solo se aplicaba la pretensión) a trabajar a tracción al aplicarse la presión interna del pistón. Es importante observar cómo, aunque trabaje en su mayor parte a tracción el vástago, la superficie de contacto entre la cabeza del pistón y el vástago sigue trabajando a compresión, verificando así que se mantiene la unión de los elementos y el valor mínimo de solapamiento.

Para ver la evolución de la tensión en la sección de estudio con el transcurso de los estados, se decide recopilar los datos de la tensión axial paso a paso a través de los dos estados, obteniendo la siguiente grafica:

Step	Incremento	S22 (MPa)
1,00	0,00	0,00
1,00	0,10	78,23
1,00	0,20	156,57
1,00	0,35	274,08
1,00	0,58	450,49
1,00	0,91	715,43
1,00	1,00	784,18
2,00	1,10	785,36
2,00	1,20	786,54
2,00	1,35	788,31
2,00	1,58	790,97
2,00	1,91	794,95
2,00	2,00	795,99

Tabla 1. Datos de la tensión axial a lo largo de la simulación.



Gráfica 1. Representación de la tensión axial a lo largo de la simulación.

Se observa como la mayor parte de la tensión la recibe durante la pretensión del tornillo que se produce durante el ensamblaje de los elementos de unión. En comparación con el primer estado, apenas aumenta la carga axial cuando actúa la presión interna del pistón.

Para ver detalladamente el proceso de diseño consultar el Anexo B.

3.5 Modificación del tipo de contacto

A continuación se analizan varios casos modificando uno de los tres contactos del modelo principal para estudiar su influencia, sin modificar ni la malla ni el tipo de elemento respecto a modelo inicial.

➤ Modificación contacto pistón-tornillo:

En este caso se ha modificado el contacto pistón-tornillo para poder evaluar la influencia de diseñar este contacto tipo General frente al resultado obtenido al diseñarlos todos como tipo Tied.

A continuación se muestra la distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga:

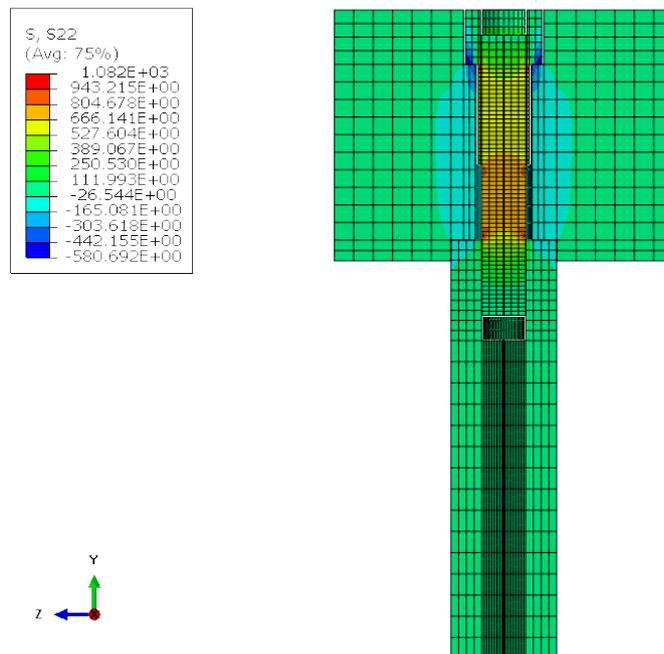


Figura 10. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga.

Se observa como apenas se han modificado las tensiones. Los resultados son prácticamente iguales, por lo que este contacto no presenta principal relevancia a la hora de diseñar la simulación. Esto es debido a que, a pesar de simular el contacto como si fuera un contacto físico, actúa igual que si estuviese siempre solapado ya que trabaja siempre a compresión.

La presión de contacto entre la superficie inferior de la cabeza del tornillo y la cabeza del pistón apenas se ha modificado tanto en la forma de la distribución como en los valores:

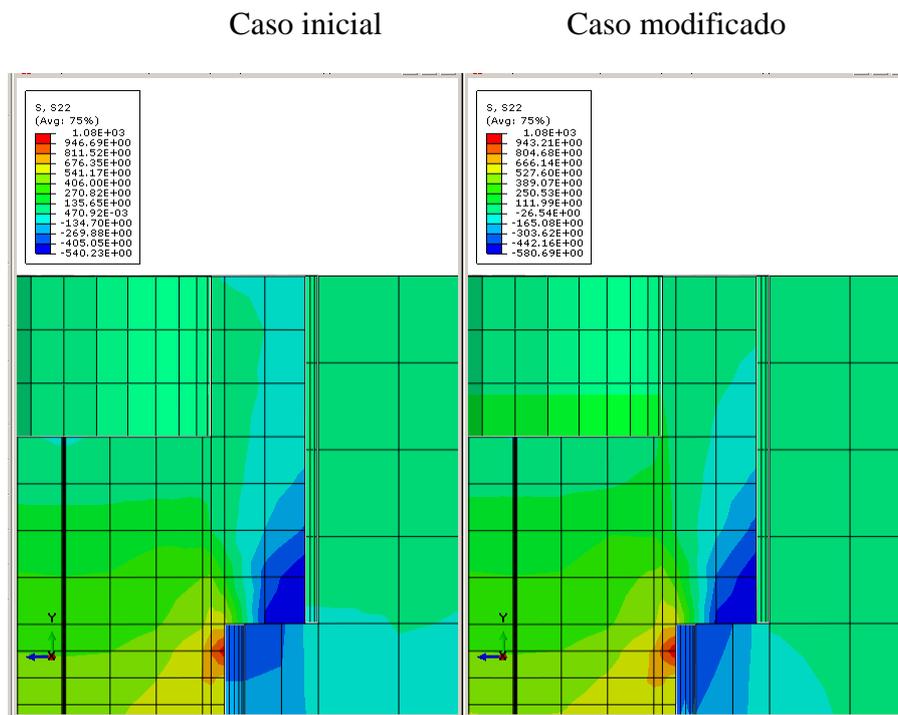


Figura 11. Distribución de tensiones en la superficie de contacto pistón-perno.

Al obtener resultados similares introduciéndolo de cualquiera de las dos formas, se considera más interesante diseñarlo tipo Tied debido a que agiliza el proceso de cálculo.

➤ *Modificación contacto pistón-vástago:*

En este caso se ha modificado el contacto pistón-vástago para poder evaluar la influencia de diseñar este contacto tipo General frente al resultado obtenido al diseñarlos todos como tipo “Tied”.

A continuación se muestra la distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga:

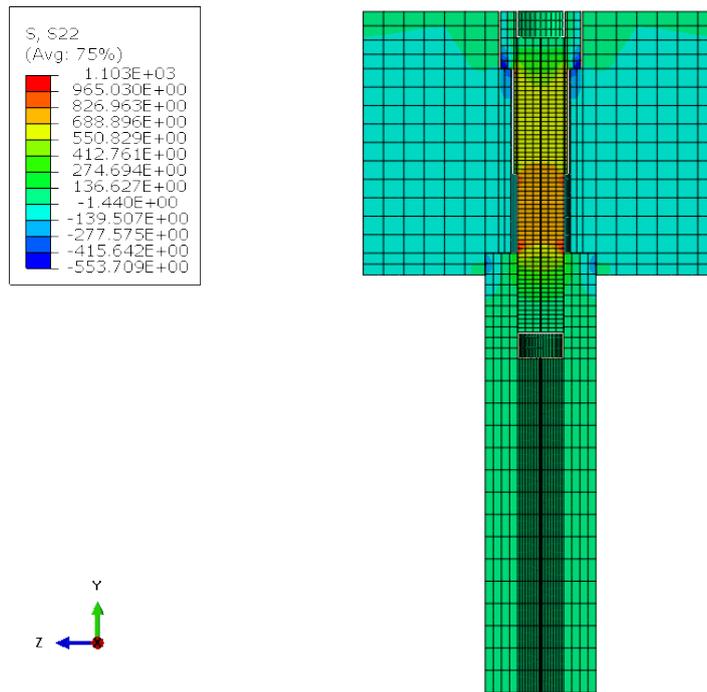


Figura 12. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga.

Se observa que la tensión axial en el centro de la sección de estudio alcanza un valor de 815 MPa, un valor algo superior respecto al modelo inicial, pero sin representar grandes cambios con los resultados.

Al pasar al estado de carga, esta vez sí que influirá sobre la superficie de contacto entre la cabeza y el vástago, ya que la presión interna tiende a separarlos y ahora ya no está diseñado como tipo Tied.

Se observa que la cabeza sigue trabajando a compresión debido a la pretensión y que tanto la distribución como los valores de la tensión han variado:

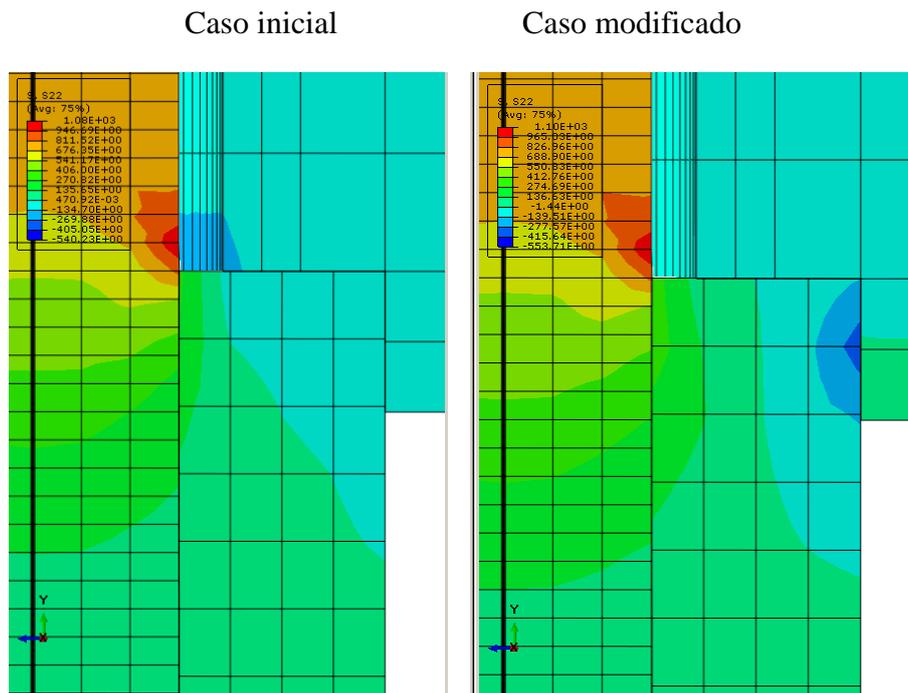


Figura 13. Distribución de tensiones en la superficie de contacto pistón-vástago.

En el caso inicial, toda la zona de contacto entre el vástago y la cabeza del pistón trabaja a compresión mientras que en el caso modificado la zona más cercana al eje del tornillo trabaja a tracción y la zona más alejada a compresión.

➤ *Modificación contacto tornillo-vástago:*

En este caso no se ha modificado el contacto “tornillo – vástago” debido a que perdería sentido físico separar las superficies que simulan la rosca.

3.6 Modificación del número de elementos

En este apartado se va a modificar el número de elementos de la malla del tornillo para estudiar cómo se modifican sus resultados.

Se va a dividir la malla inicial en elementos más pequeños, cada elemento se dividirá en cuatro. Con esta malla más fina se pretende obtener los datos de una manera más fiable y reducir la dispersión de las tensiones que se producía con la anterior malla con elementos más grandes.

A continuación se muestra la distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga:

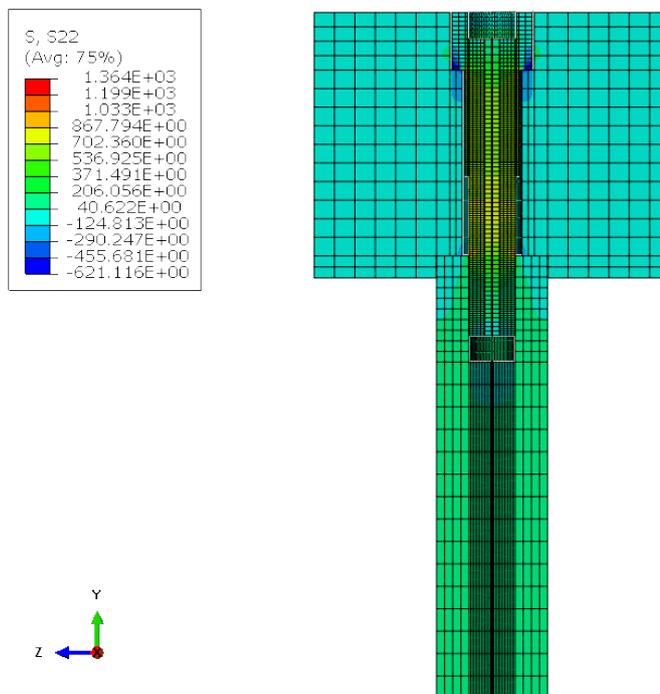


Figura 14. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga.

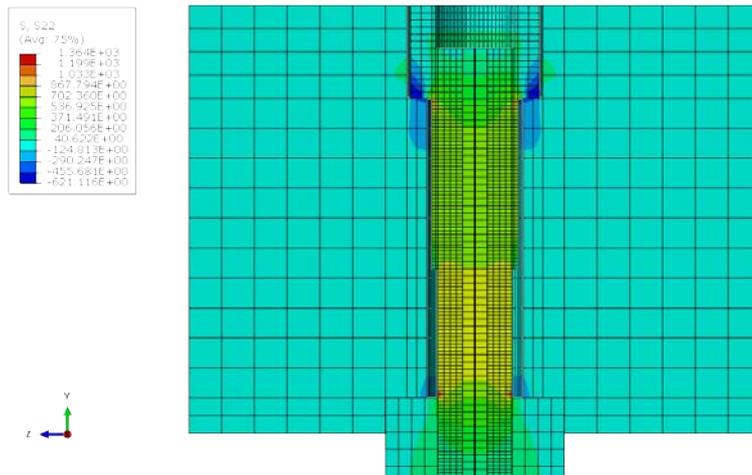


Figura 15. Zoom de la distribución de tensiones en la zona próxima al tornillo.

Se observa una mejor distribución de las tensiones, sin cambios tan bruscos como en las simulaciones anteriores y se han reducido las concentraciones de tensión de forma significativa.

3.7 Modificación del tipo de elemento

En este apartado se varía el tipo de elemento empleado en la malla. Se ha cambiado el elemento inicial que era C3D8 por el elemento C3D20, pasando a emplear 20 nodos por elemento en lugar de 8 nodos.

Para ver más en detalle este tipo de elemento consultar el Anexo A.

Con esta modificación se pretende obtener resultados más próximos al modelo real al aumentar de una forma considerable los puntos de cálculos. Se ha pasado de tener un punto de integración a tener cuatro puntos de integración por cada uno de los elementos.

A continuación se muestran los resultados obtenidos, simulando todos los contactos tipo Tied y con la malla fina diseñada en el apartado anterior:

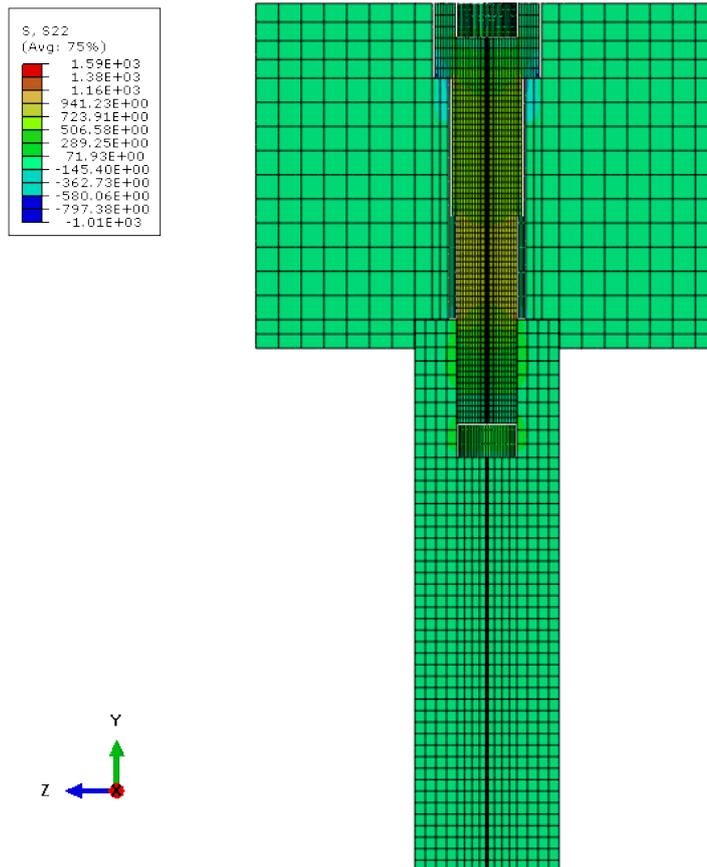


Figura 16. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga.

Se observa como las tensiones aparecen mejor distribuidas y como las concentraciones de tensión aparecen exactamente en los puntos de cambio de sección de una forma mucho más localizada al haber diseñado una más fina. En este caso, la máxima tensión en la sección de estudio alcanza el valor de 792 MPa.

Hay que destacar que para ejecutar el cálculo de este tipo de elemento el tiempo de proceso ha sido mucho más elevado que en los casos anteriores.

3.8 Simulación final

➤ *Modificación contacto pistón-tornillo y pistón vástago y malla más fina:*

Esta sería la combinación más similar al modelo real sin un coste computacional elevado al emplear elementos Hex8. La diferencia en los resultados son mínimos empleando un elemento con un mayor número de puntos de cálculo y el coste computacional mucho más elevado.

Tal y como sucede en la realidad, el pistón, el vástago y el tornillo son elementos físicamente separados; sin embargo, como se ha mencionado anteriormente, si se separa el tornillo del vástago, nuestro modelo pierde el sentido físico de la rosca.

Por ello, se ha simulado esta última combinación donde los contactos pistón-tornillo y pistón-vástago se ha diseñado como contactos General y el contacto tornillo-vástago como contacto Tied. A continuación se muestran los resultados obtenidos en el estado de carga:

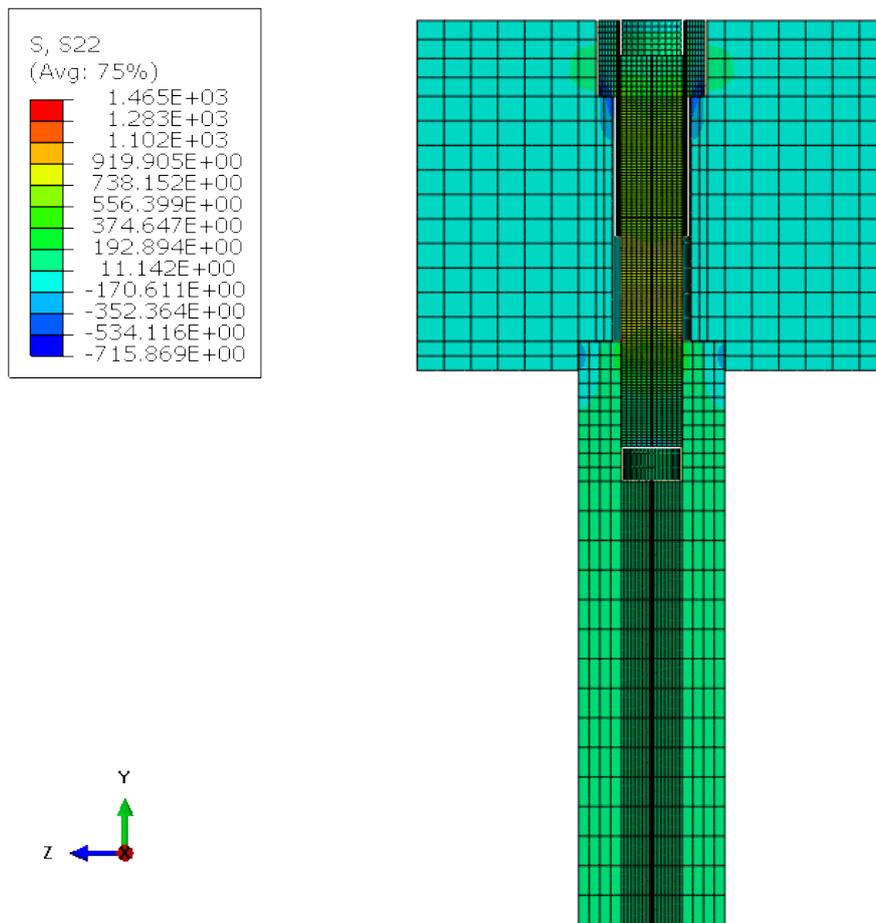
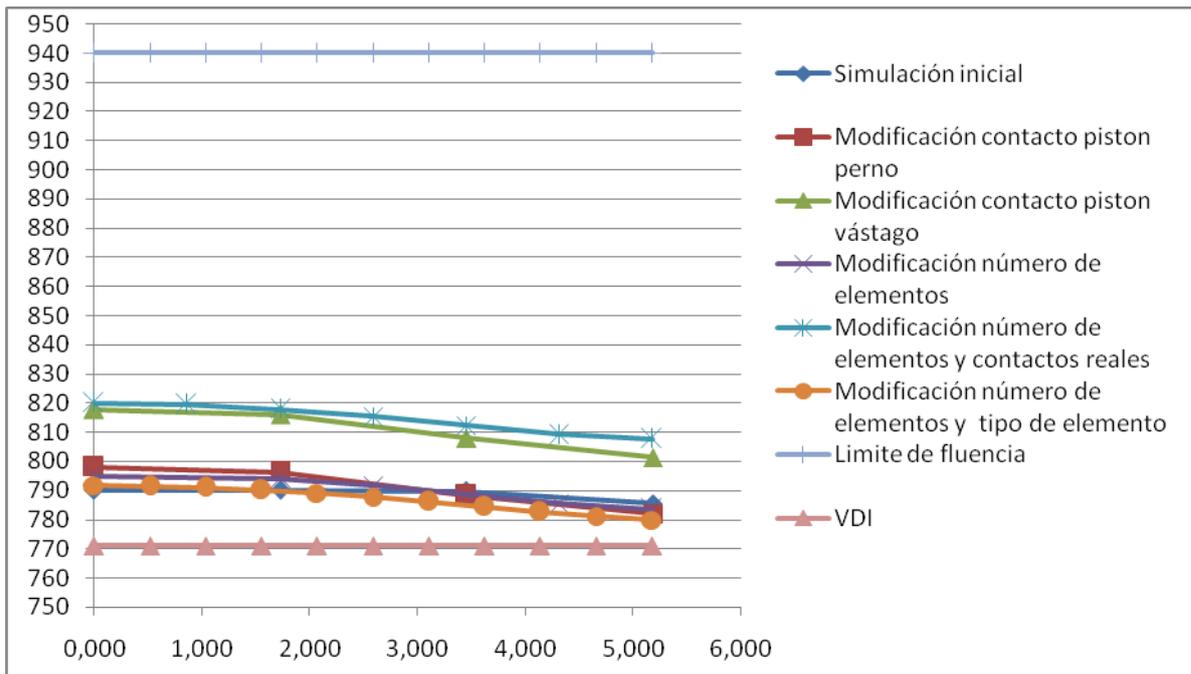


Figura 17. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga.

Se observa en este caso cómo la zona interna de la unión trabaja a tracción. Como la cabeza del pistón sigue trabajando a compresión entre el vástago y la cabeza del tornillo, no se produce la apertura de la superficie de contacto en ningún momento.

3.9 Comparativa de los resultados

A continuación se muestra una gráfica donde se recogen los valores de la tensión axial S22 en cada punto de la sección más desfavorable, desde el eje longitudinal del tornillo ($X = 0$) hasta la periferia ($X = 5,18$). Se ha decidido mostrar solo la mitad de la sección ya que las tensiones son simétricas en la sección respecto al eje del tornillo al ser una unión simple con solapamiento concéntrico y carga concéntrica:



Gráfica 2. Representación de los datos obtenidos en todos los casos estudiados.

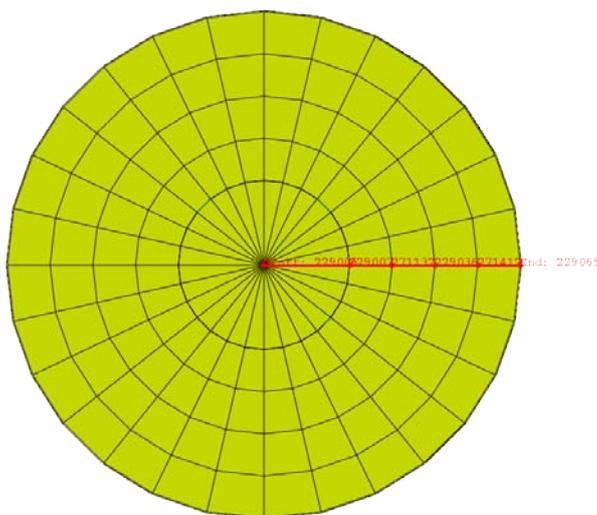


Figura 18. Representación de los puntos donde se han tomado los datos en la sección más desfavorable.

Se observa como los valores más elevados los obtenemos cuando se diseñan los contactos tal y como suceden en el modelo real, es decir, con el contacto entre la cabeza del pistón y el vástago y entre el tornillo y la cabeza del pistón como tipo General.

También se deduce de estos resultados que el contacto más influyente es el contacto pistón-vástago. Esto es debido a que la mayoría de la rigidez del sistema la aportan estos dos elementos.

En la norma VDI 2230 la mayor tensión axial alcanza el valor de 771 MPa. Para ver en detalle los cálculos empleados consultar el Anexo B de la norma VDI 2230.

Con cualquiera de los casos que se han simulado se obtienen mayores tensiones, por lo que se puede considerar esta norma menos conservadora respecto al método de elementos finitos. Si bien es cierto que con el modelo en que se han empleado mayor número de puntos de cálculo (elementos tipo C3D20) la diferencia de resultados es despreciable.

Por lo tanto, puede afirmarse que para este caso los resultados obtenidos con la guía de cálculo son más que aceptables. Además, se invierte menor tiempo de resolución, convirtiéndolo en un método más eficaz.

4. Cálculo de una unión múltiple sometida a carga transversal.

4.1 Definición del problema

Se realiza un estudio de la unión atornillada de una brida que transmite la carga a través de un momento torsor.

El cálculo consiste en realizar un análisis estático no lineal de un caso de unión múltiple sometida a una carga transversal. En este caso, debido a la geometría de los elementos solapados no está concéntricamente atornillada respecto al eje del tornillo. Sin embargo, sí que se realiza una unión atornilla simétrica respecto del eje transmisor de la carga. Este hecho permite simplificar la unión múltiple a una unión simple aplicándole unas condiciones de contorno específicas que simulan esta condición de simetría.

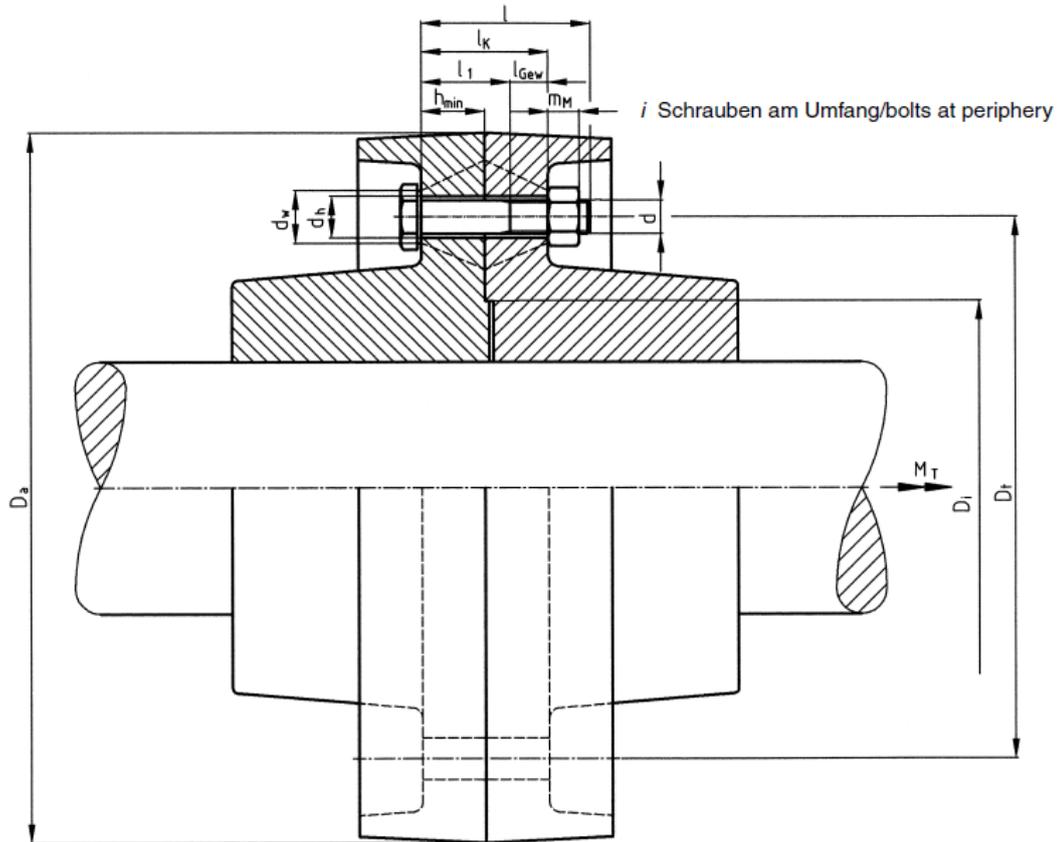
En este caso, la unión se produce entre las dos partes de la brida, una solidaria al eje conducido mientras que la otra es solidaria al eje motriz. La unión se lleva a cabo mediante doce tornillos de cabeza hexagonal de dimensiones normalizadas según la UNE-EN ISO 4014 distribuidos uniformemente en toda la superficie manteniendo siempre el mismo diámetro nominal de posicionamiento respecto a los ejes principales.

Con este tipo de análisis se estudian los casos en los que el tornillo es sometido a una carga transversal.

Se van a estudiar varios escenarios entre los que se realizaran variaciones en la malla para evaluar la diferencia entre emplear diferentes tipos de elementos a la hora de realizar una simulación. Tanto para la malla del tornillo como de la tuerca, se va a diseñar una malla con elementos tipo Hex8 debido a la simetría de su geometría. En el caso de los elementos solapados, en una primera simulación se emplearan elementos tipo Hex8 mientras que en una segunda simulación se emplearan elementos Tet4.

Al igual que en el caso uno, hay que diferenciar entre dos estados en la unión: un primer estado de pretensión que se produce durante el ensamblaje y un segundo estado de carga durante el funcionamiento del mecanismo.

El sistema está compuesto de cuatro componentes: ambas partes de la brida (motriz y conducida), el tornillo y la tuerca.



Abmessungen/Dimensions	
$l_K = 60 \text{ mm}$	$D_t = 258 \text{ mm}$
$h_{\min} = l_K/2 = 30 \text{ mm}$	$D_a = 178 \text{ mm}$
	$D_i = 338 \text{ mm}$

Figura 19. Descripción geométrica del segundo caso.

4.2 Geometrías del modelo

En este caso la geometría del modelo viene definida por el propio caso. Tanto las dimensiones de las dos partes de la brida como las longitudes de solapamiento. En el caso del tornillo las dimensiones serán definidas por la norma UNE-EN ISO 4014 en función de la métrica y longitud que se seleccione.

4.3 Cargas del modelo

Se pueden diferenciar dos estados: un estado de pretensión y un estado de carga.

En el primer estado, el sistema recibirá una fuerza de precarga para llevar a cabo la unión de los elementos. Esta fuerza será en la dirección del eje axial del tornillo, aplicando una fuerza de tracción sobre el tornillo y de compresión sobre los elementos de solapamiento, que serán ambas partes de la brida.

A continuación, el sistema se someterá al estado de carga en el cual se le aplicara una presión triangular en la cara anterior y posterior al tornillo. Los valores de esta presión triangular simulan las fuerzas de la carga distribuida al descomponer el momento torsor a lo largo de toda la superficie de carga.

Los valores de esta carga triangular van desde el una fuerza nula en el eje del eje motriz hasta una fuerza de 2.3 N en el extremo de la brida.

Para aplicar esta carga triangular se ha creado un campo que recoge todas estas fuerzas siguiendo la siguiente ecuación:

$$F= 0.0135 * X' \text{ (N)}$$

Se han creado dos coordenadas locales siguiendo ambas caras para aplicar la evolución de la presión a lo largo de estos ejes locales.

Además, en este segundo estado se libera el elemento solapado inferior para que quede libre el grado de libertad correspondiente al momento torsor. Es decir, solo se fija la línea central del eje motriz.

Es muy importante tener en cuenta que no se realizaran un estado tras otro, sino que tras haber alcanzado el estado de pretensión se somete el sistema al estado de carga manteniendo este primero que es el que hace factible la unión de los componentes.

4.4 Simulación con elementos Hex8

Como se comenta anteriormente, ambas partes de la brida serán malladas con elementos Hex 8. Se aplica un valor del tamaño de los elementos no excesivamente pequeño para que el coste computacional no sea muy elevado.

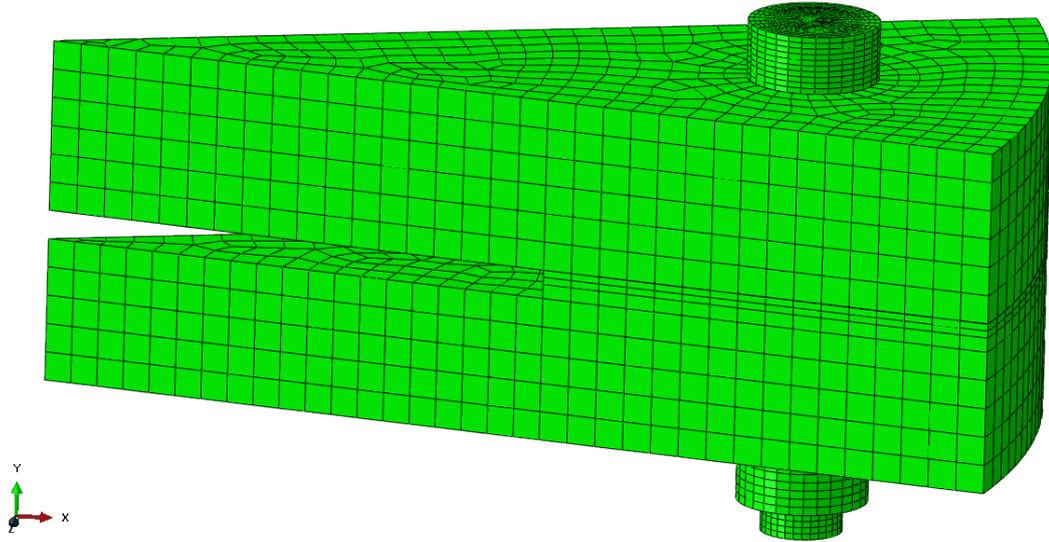


Figura 20. Mallado con elementos Hex8.

Una vez modeladas las diferentes geometrías y diseñar la malla de todos los componentes se ha continuado aplicando las condiciones de contorno.

Para simular el primer estado, el estado de pretensión, solo se permitirá el desplazamiento en la dirección Y. Ambas caras de las dos partes de la brida quedaran restringidas simulando así la simetría de revolución respecto a los ejes principales que tiene el modelo formada por los doce tornillos.

A continuación se muestran los resultados del primer estado, el estado de pretensión.

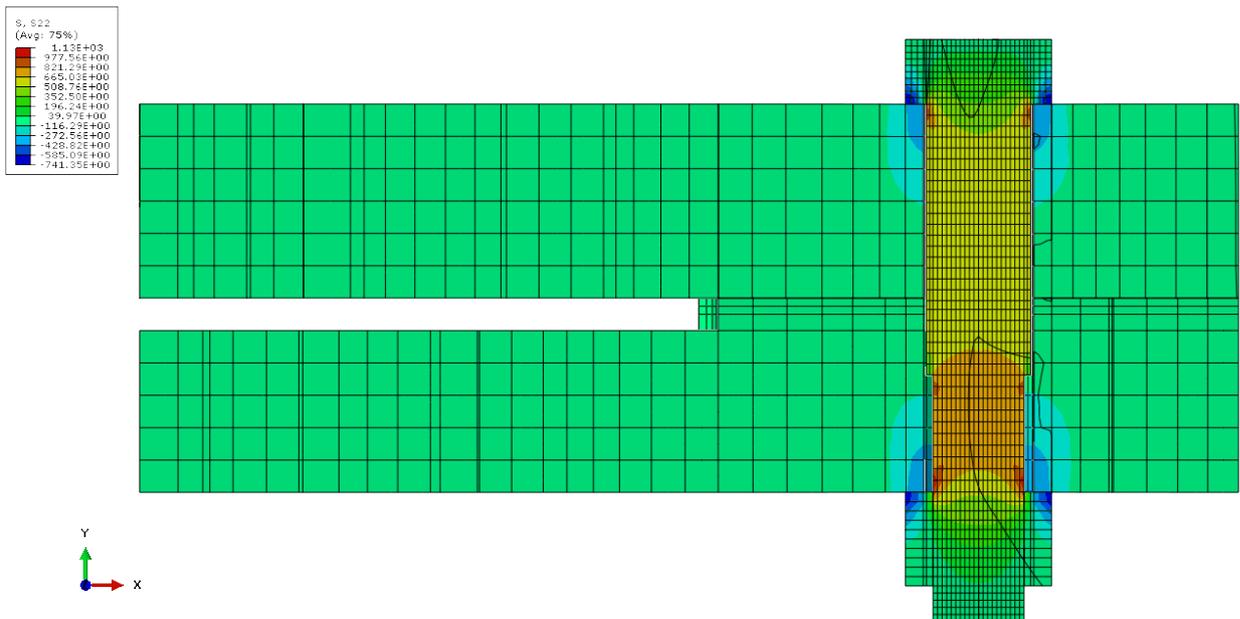


Figura 21. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de pretensión.

Se aprecia como aparecen zonas de concentración de tensiones tal y como sucedía en el primer cálculo debido a que no se ha modelado exactamente el modelo físico debido a las dificultades geométricas y al coste computacional correspondiente.

También se aprecia como ambos elementos están sometidos a la compresión provocada por la pretensión del tornillo. La zona de mayor tensión se encuentra la sección más débil del tornillo: la sección de la rosca que queda libre en el interior del taladro pasante. Se llega a alcanzar un valor de 783 MPa. Este valor queda por debajo de los 940 MPa que tiene el tornillo como límite de fluencia.

A continuación se muestran los resultados para el estado de carga:

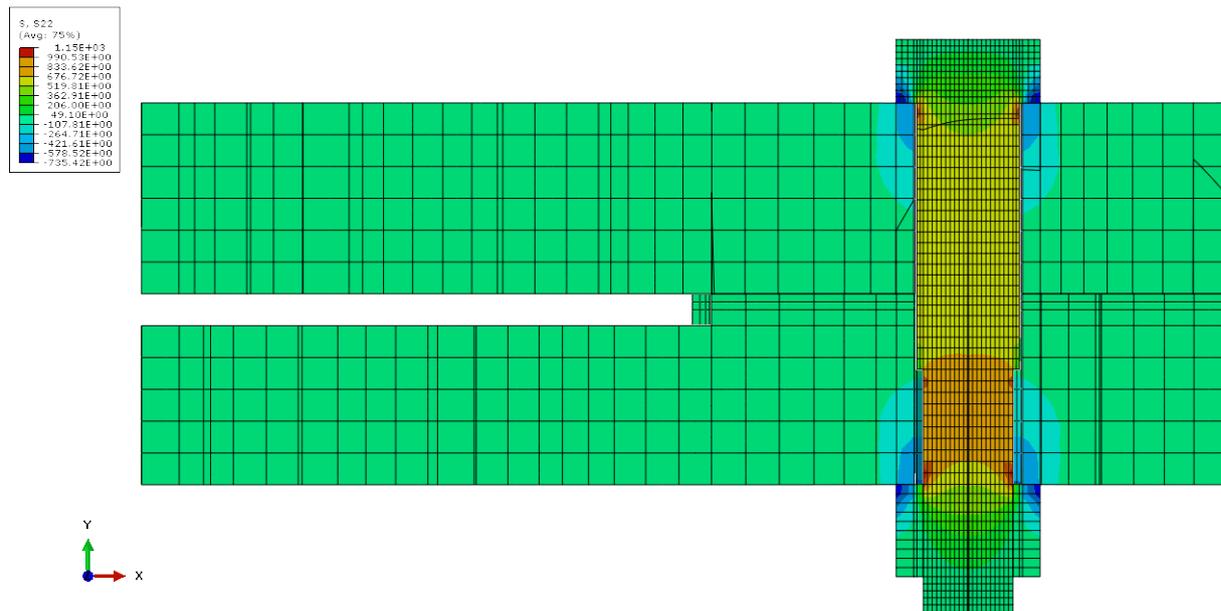


Figura 22. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga.

En la sección más desfavorable se alcanzan 780 MPa. En este caso, al igual que en el primero, la mayor parte de la tensión la recibe durante el primer estado, el estado de pretensión. Además, en el estado de carga se le aplica una carga transversal que, al mantenerse la presión mínima de solapamiento entre ambas caras de la brida, se transmite mediante estas sin llegar a afectar al tornillo.

4.5 Simulación con elementos Tet4

Ambas partes de la brida se mallan con elementos Tet 4. En este caso se observa cómo se genera una mallada mucho más desordenada y con un número mucho más elevado de nodos y elementos aunque el tiempo que hay que invertir en el diseño de la malla es mucho menor.

Este tipo de elementos, dándole un valor de tamaño adecuado, se adapta mejor a geometrías complejas que los elementos formados por hexaedros. Así, tras realizar el modelado de las geometrías se puede mallar directamente basándose en estos sólidos, con lo que conlleva un tiempo de diseño de la malla bastante inferior.

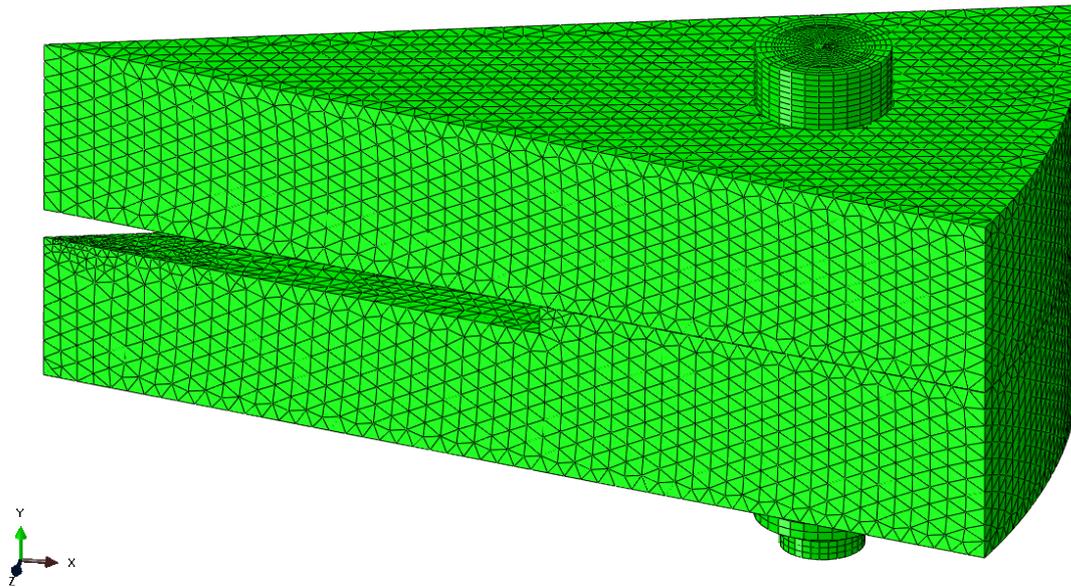


Figura 23. Mallado con elementos Tet4.

Las condiciones de contorno son las mismas que en el escenario 1. Simplemente se aplican ahora a los nodos y elementos correspondientes de esta malla con elementos Tet 4.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para el estado de carga:

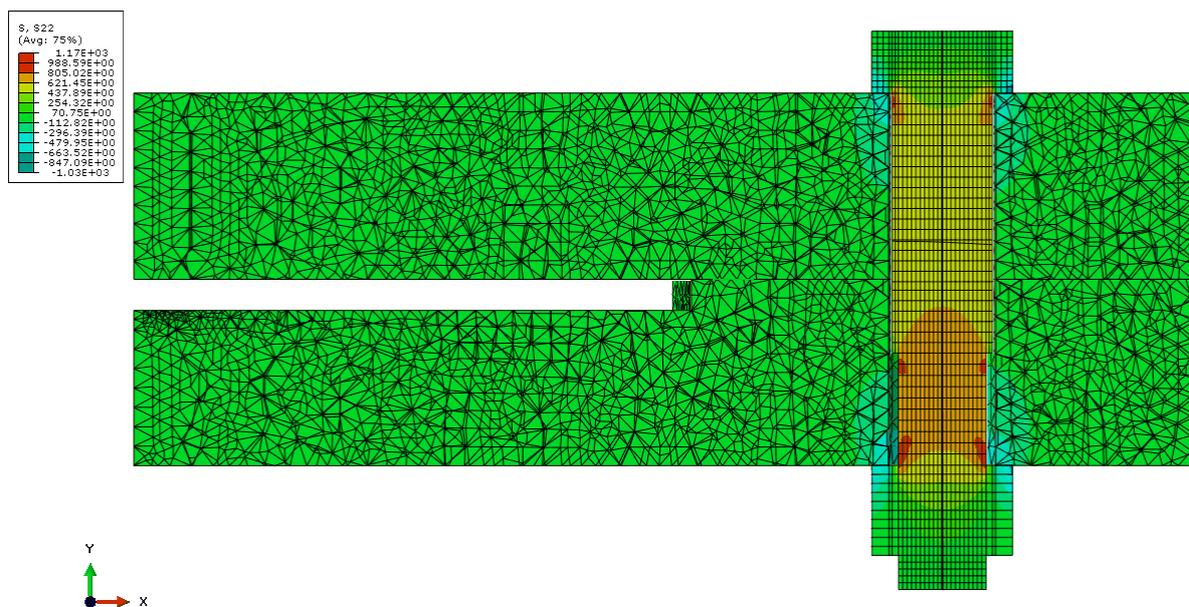


Figura 24. Distribución de tensiones en el sistema en el estado de carga.

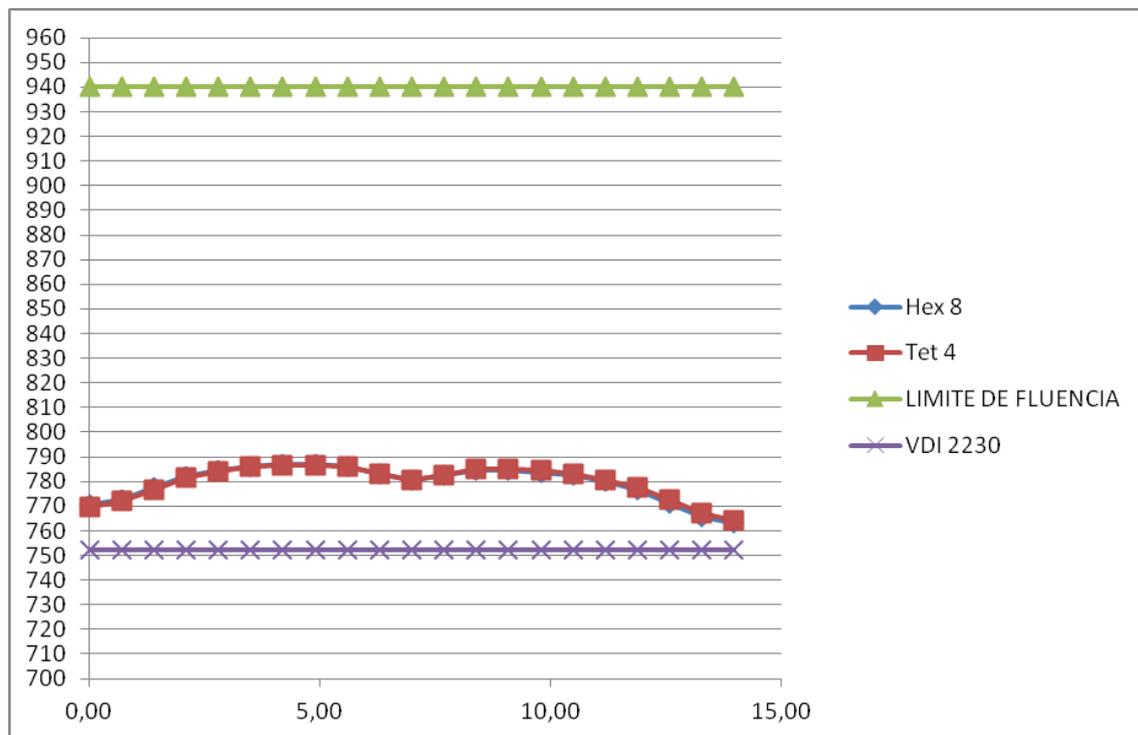
A pesar de haberse diseñado una malla mas desordenada, se observa que al haberle dado un valor tamaño pequeño la malla se adapta perfectamente al modelo.

Se alcanzan los valores de 783 MPa y 780 MPa correspondientes a los estados de pretensión y de carga respectivamente. Las variaciones en los resultados frente al mallado con elementos tipo Hex8 son inapreciables obteniéndose exactamente los mismos valores para su tensión máxima en ambos estados.

Para ver detalladamente le proceso de diseño consultar el Anexo B.

4.6 Comparativa de los resultados

A continuación se muestran los resultados de la tensión en la sección de la rosca que queda libre en el tornillo. Los valores corresponden a la tensión a tracción en la dirección longitudinal del tornillo en dicha sección desde el extremo más cercano a los ejes ($X = 0$) hasta el lado más alejado ($X = 14$).



Gráfica 3. Representación de los datos obtenidos en los casos estudiados.

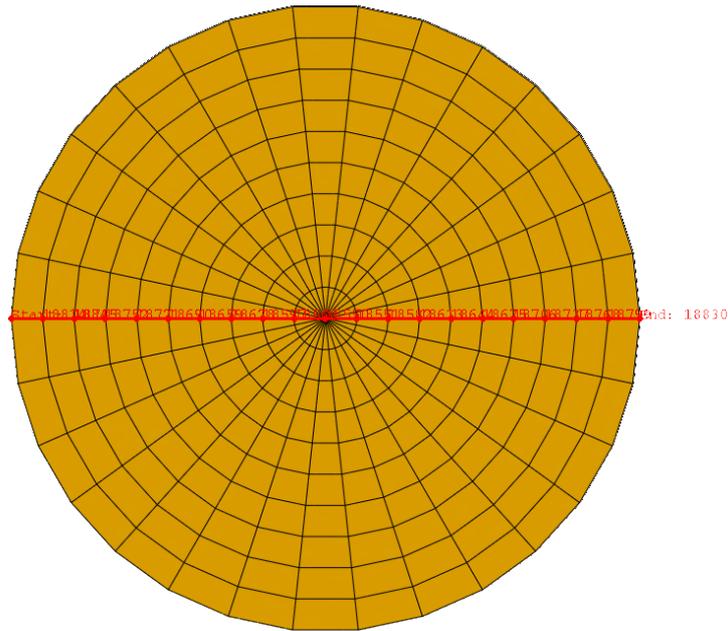


Figura 25. Representación de los puntos donde se han tomado los datos en la sección más desfavorable.

La primera modificación que se observa en este caso respecto de primero es en la distribución de las tensiones a lo largo de la sección. En este caso no tiene una forma de solapamiento simétrica respecto del eje tornillos, debido a que los elementos solapados no son simétricos respecto del tornillo, con lo que el tornillo no recibe una rigidez simétrica.

Se observa como el valor calculado para en la Norma VDI 2230 es inferior al valor a los valores obtenidos por los modelos calculados por el metodo de elementos finitos.

Tanto el valor calculado por la norma como los calculos por los modelos simulados quedan por debajo del valor limite de fluencia del material del tornillo, lo cual garantiza el buen funcionamiento de la union atornillada sin llegar a alcanzar en ningun momento la zona de fluencia.

5. Conclusiones

Una vez llevado a cabo tanto el análisis de la norma como las diferentes simulaciones, se obtiene las correspondientes conclusiones.

5.1 Factores propios de la simulación

Analizando los factores de diseño en una simulación hay que decir que no resulta eficaz modelar las geometrías exactamente igual que en el modelo real, sin embargo es muy importante saber interpretar los resultados.

En ambos casos han aparecido unas concentraciones de tensión que son ficticias. Esto hecho se debe a que no se han modelado los chaflanes de la cabeza del tornillo ni la rosca, pero en ningún caso hubiera sido rentable emplear el elevado tiempo necesario en diseñar una geometría exacta a la realidad y una malla que se acoplase a ella, ya que en la sección más desfavorable (sección de la rosca que queda libre en el interior de la unión) hubiésemos obtenido resultados muy similares.

Respecto a los tipos de contactos, solo se deben definir como contactos tipo “General” (considerado el contacto real entre dos sólidos) las superficies de contacto entre elementos que vayan a sufrir una separación relativa entre ellos. En otros casos, definir este tipo de contacto aumenta el coste computacional sin apreciable variación en los resultados.

Respecto al número de nodos por elemento, en el caso que se ha analizado, eran unas geometrías bastante simples por lo que en este caso no ha sido rentable el coste computacional que implica un elemento más complejo. Sin embargo, sí que puede ser interesante para geometrías más complicadas.

En relación a la forma de los elementos, bien hexaedros o tetraedros, los resultados son prácticamente iguales, aunque al igual que en la comparación anterior, las geometrías que se han simulado son muy simples. Sin embargo, en el segundo caso, para poder diseñar la malla de hexaedros ha habido que realizar muchos más pasos ya que el sólido modelado no se podía mallar directamente. Por lo tanto, se puede decir que ha sido mucho más rentable emplear elementos tipo Tet4 frente al tipo Hex8.

5.2 Comparación con la norma VDI 2230

El primer análisis que podemos observar es que la diferencia entre los valores de los resultados entre las simulaciones y la norma es baja, alrededor de 50 MPa. Sin embargo también hay que decir, que con las simulaciones tampoco se ha llegado a simular exactamente el modelo real.

A la hora de evaluar la rapidez y eficacia de cada metodología, se deduce que para modelos con geometrías o condiciones de contorno complejas sí que podría ser interesante emplear el cálculo por elementos finitos. Sin embargo, para modelos simples resulta más eficaz emplear la norma VDI 2230 ya que el tiempo en realizar el cálculo de la unión atornillada resulta inferior.

Además, también hay que considerar que para realizar el cálculo mediante MEF, se requiere un ordenador con elevada capacidad de cálculo e invertir en software especializado, lo que conlleva un elevado coste económico.

6. Líneas de investigación futuras.

Se propone analizar una unión atornillada en la que se defina más en detalle la geometría de los tornillos. Si se modelase exactamente la rosca del tornillo, podría estudiarse de una forma más localizada las tensiones y deformaciones que se generan en los filetes de la rosca.

También se plantea la realización del cálculo de la unión atornillada entre la pala y el buje de un aerogenerador, ya que esta norma es generalmente empleada para el cálculo de estas uniones por varios fabricantes del sector.

7. Bibliografía

A continuación se detallan las normas técnicas y publicaciones que se han empleado a lo largo del desarrollo de este proyecto:

➤ *Normas técnicas:*

- VDI 2230: "Systematic calculation of high duty bolted joints. Joints with one cylindrical bolt".
- UNE-EN ISO 4762: "Tornillos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal".
- UNE-EN ISO 4014: "Pernos de cabeza hexagonal".
- UNE-EN ISO 4032: "Tuercas hexagonales tipo 1".
- UNE-EN ISO 898-1: "Características mecánicas de los elementos de fijación de acero al carbono y acero aleado".

➤ *Manuales de software:*

- ABAQUS STANDARD, version 6.4, Users Manual vol I, vol II, vol III, Hibbit, Karlsson and Sorensen.
- ABAQUS STANDARD, version 6.4, Examples Manual, Hibbit, Karlsson and Sorensen.

➤ *Libros consultados:*

- "Diseño en Ingeniería Mecánica" Shigley, J.E, Mitchel, L., McGraw-Hill, 1983
- "El Método de los Elementos Finitos", Vol. I, Vol. II, O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor (Ed. 1.994).

ANEXO A:
EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

A.1 Introducción

El Método de los Elementos Finitos (MEF) es un método numérico para la resolución de sistemas de ecuaciones diferenciales. Su desarrollo desde los años cincuenta hasta la actualidad ha sido constante y actualmente puede considerarse como el método numérico más extendido en la mayoría de los ámbitos de la ingeniería. Son muchas las facetas de la ingeniería en las que se precisa determinar la distribución de tensiones y deformaciones en un continuo elástico. Los casos particulares de dichos problemas pueden variar desde problemas bidimensionales de tensión o deformación plana, sólidos de revolución y flexión de placas y láminas, hasta el análisis más general de sólidos tridimensionales.

El MEF consiste en su formulación física en la división del dominio espacial, ya sea uni, bi o tridimensional en una serie de subdominios de geometría simple, a los cuales se le denomina elementos. Estos elementos se encuentran formados por una serie de puntos que definen su geometría y se denominan nodos. En el interior de cada elemento se interpola una función de desplazamientos que se formula en función de los valores de desplazamientos que existen en los nodos.

La forma de trabajo de estos elementos consiste en aplicar las ecuaciones de compatibilidad y comportamiento y obtener una relación entre la fuerza aplicada sobre los elementos y los desplazamientos de los nodos. Esta relación se expresa mediante la matriz elemental, la cual depende del número de nodos, situación de estos, material utilizado, geometría de los elementos y tipo de problema.

Dependiendo del tipo de formulación del problema se determina si el problema es lineal (elasticidad lineal) o si es no lineal (grandes desplazamientos o deformaciones, comportamiento del material complejo)

A continuación se expresa el proceso de cálculo con el MEF:

- Planteamiento de continuidad de desplazamientos y equilibrio de fuerza entre elementos.
- Sistema de ecuaciones globales de la estructura.
- Tipo de formulación inicial (lineal o no lineal).

- Resolución.
- Obtención de los desplazamientos nodales (incógnitas básicas).
- Obtención de otras variables: deformaciones y tensiones.

La aproximación de los elementos finitos no requiere la selección del tipo de ecuación que será usada para modelar la estructura... Los códigos disponibles en el mercado han definido previamente los elementos para los cuales la matriz de rigidez individual del elemento ha sido resuelta.

De esta forma, el usuario necesita definir únicamente el tipo de elemento. Una vez que el elemento ha sido definido, el procedimiento es el siguiente:

1. Decidir la geometría requerida para modelar correctamente el problema.

- 1D (cables, vigas).
- 2D (tensión o deformación plana).
- 2D axisimétrica (láminas y sólidos de revolución).
- 3D (láminas y sólidos).

2. Seleccionar el tipo de elemento y formular la matriz de rigidez del elemento si se requiere:

- Definir la matriz que relaciona las deformaciones del elemento con los desplazamientos nodales $\{B\}$
- Definir la matriz de la ley constitutiva $\{D\}$
- Aplicar una rutina numérica cuadrática para evaluar la rigidez del elemento sobre el volumen del elemento, $\int_V \{B\}^T \{D\} \{B\} dv$

El MEF consiste en dividir un medio continuo en un número finito de partes cuyo comportamiento se especifica con un número finito de parámetros, pasando de un sistema con infinitos grados de libertad a otro con un número fijo, con similares propiedades físicas y geométricas, en el que las ecuaciones de equilibrio se pueden

expresar mediante un sistema algebraico de ecuaciones simultáneas con un determinado número de incógnitas, obteniéndose la solución del sistema completo mediante el ensamblaje de las soluciones para cada elemento finito.

3. Discretizar la geometría en una malla.
 - Definir las localizaciones de los nodos de los elementos
 - Refinar el mallado en zonas de concentración de tensiones
4. Definir las propiedades locales del elemento.
 - anisótropo
 - isótropo
 - ortótropo
5. Siguiendo los pasos anteriores obtenemos la matriz de rigidez del elemento
6. Transformar la matriz de rigidez local del elemento en coordenadas globales
7. Obtener el ensamblaje de la matriz de rigidez superponiendo las matrices de rigidez globales de los elementos
8. Definir las condiciones de contorno aplicadas al sistema y formular el vector de fuerzas nodales $\{F\}$ así como definir desplazamientos, nodos fijos, contactos, cargas, temperatura, etc.
9. Resolver el conjunto de ecuaciones algebraicas lineales resultante usando los métodos apropiados.
10. Resolver tensiones y deformaciones locales de elementos. Calcular tensiones y deformaciones en lámina y comparar con el criterio de rotura.

Una vez que se han establecido las características de los nodos o los elementos las ecuaciones individuales deben ensamblarse para formar un sistema global de ecuaciones que describa la respuesta general del sistema. Este ensamblaje, el cual

aparece en el punto 9, da lugar a un conjunto de ecuaciones algebraicas lineales cuya forma básica es la siguiente:

$$[K]\{u\}=\{f\}$$

en donde:

[K] es una matriz (nxn) de rigidez del sistema;

{u} es un vector columna (nx1) que normalmente representa las deflexiones del sistema que son desconocidas

{f}, es un vector columna (nx1) que normalmente son las cargas aplicadas que son conocidas.

A.2 Software empleado

El proceso de cálculo mediante elementos finitos, sea cual sea el tipo de problema, tiene tres partes claramente diferenciadas:

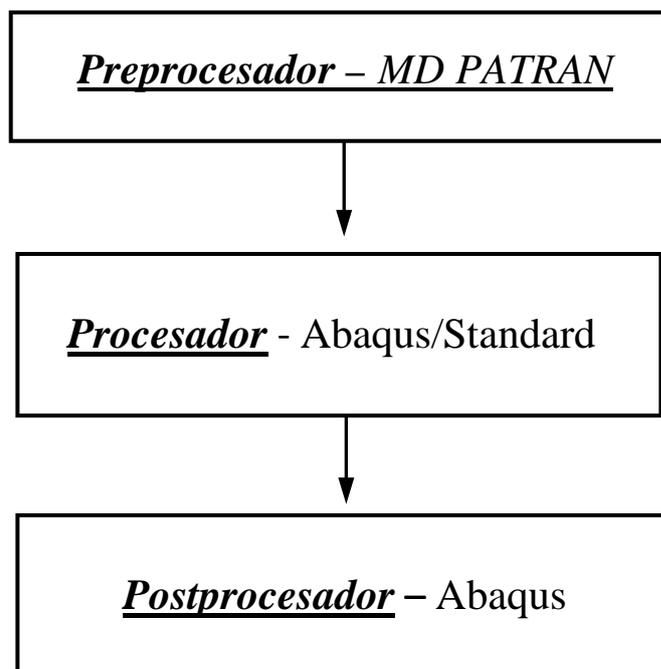


Figura A.1. Esquema de las partes de un programa de elementos finitos

A continuación se explican las características de los programas comerciales utilizados para la realización de este proyecto.

A.2.1 MD PATRAN

Para el preproceso se ha empleado MD Patran con salida Abaqus. En él se define el elemento a estudiar y el tipo de discretización deseada para la resolución del problema. Para ello se siguen los siguientes pasos

- **Geometría:** El objeto a estudio se define su geometría por medio de coordenadas u otros elementos de ayuda auxiliar (rectas, circunferencia, etc.,...).
- **Discretización:** El sólido que queremos analizar se divide en nodos, en donde se consideran los grados de libertad del objeto a estudio, y elementos, los cuales forman la malla de nuestro estudio conectando los nodos. Este apartado es muy importante ya que hay que definir el elemento con el cual se va a discretizar el objeto. Una vez elegido el elemento a utilizar la discretización se puede realizar de forma automática o generando elemento a elemento.

MD Patran posee una librería muy amplia de elementos que pueden ser utilizados dependiendo del tipo de geometría sobre la que se quiera efectuar el cálculo y de la precisión que se desea en el mismo dentro del propio elemento. A continuación se muestran los distintos tipos de elementos:

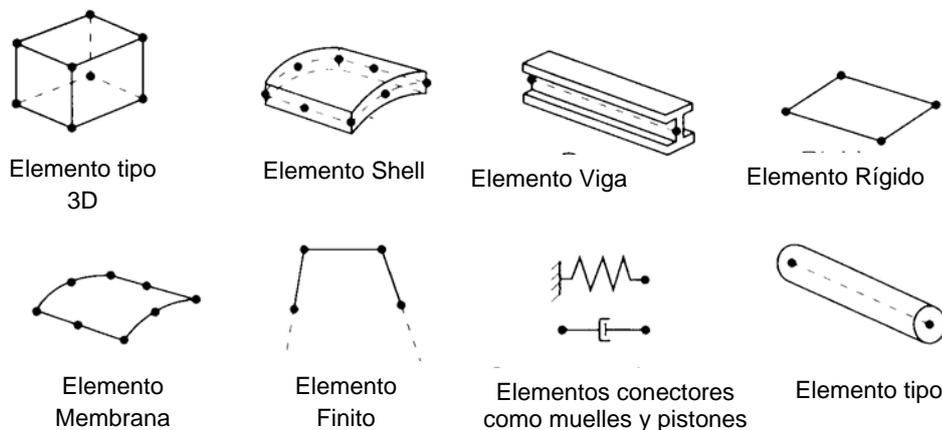
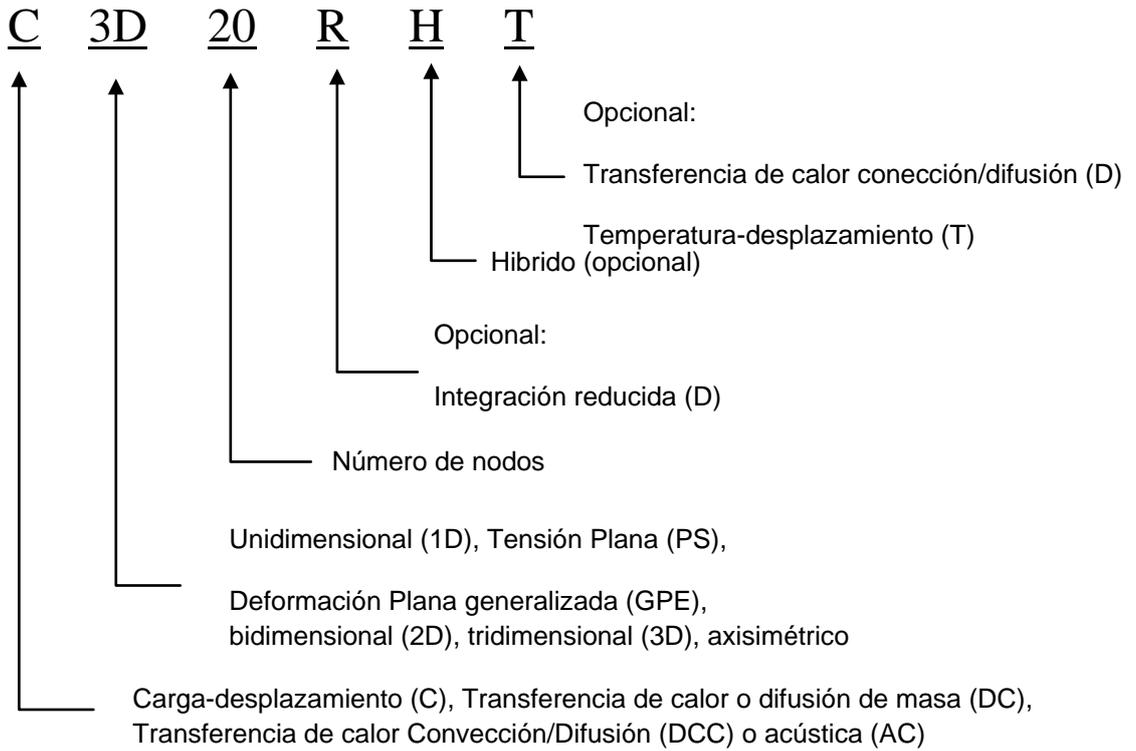


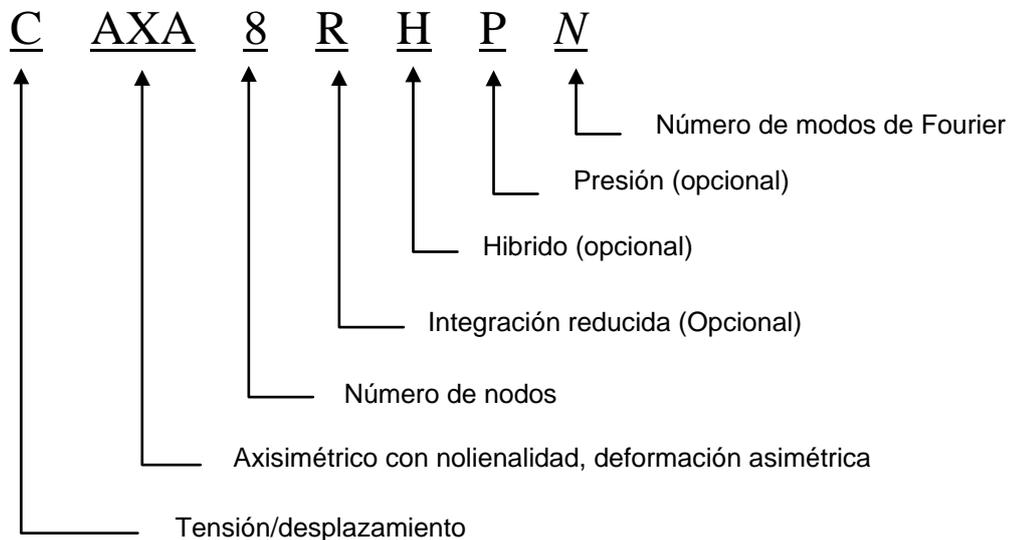
Figura A.2. Tipos de Elementos Finitos

Abaqus tiene un criterio a la hora de nombrar los distintos elementos de su librería. A continuación se detalla la manera que tiene este programa de nombrar a los elementos.

a) Elementos unidimensionales, bidimensionales, tridimensionales axisimétricos.



b) Elementos axisimétricos con deformación no lineal asimétrica.



- Materiales: Se define la característica del material del cual está hecho nuestro sólido (módulo elástico, coeficiente de dilatación,...). En MD Patran se puede realizar introduciendo la gráfica tensión-deformación del material en vez de introducir valores concretos.
- Cargas y condiciones de contorno: Por último se definan las cargas a las que está sometido el sólido, condiciones de apoyo en desplazamiento y contactos entre distintas superficies.

Una vez llegado a este paso la etapa en MD Patran ha finalizado pero antes éste prepara la información para ser enviada a la siguiente etapa, procesador o programa principal, e imprime o dibuja por pantalla de forma interactiva la geometría inicial y las condiciones para que sean verificadas por el usuario.

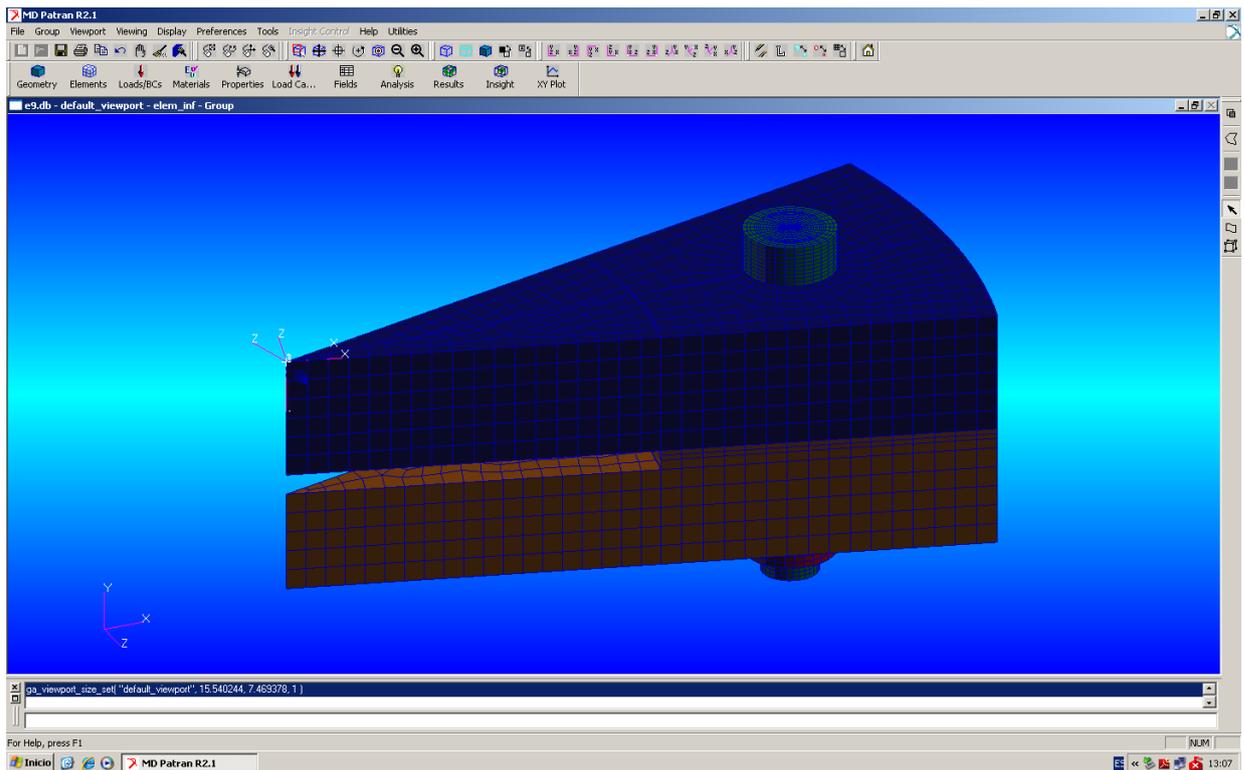


Figura A.3 Pantalla de MD PATRAN

A.2.2 ABAQUS

Es el bloque en donde se da lugar el cálculo, realizando éste por medio de la aplicación del método de los elementos finitos a partir de la introducción e interpretación de los datos de la geometría, mallado cargas, apoyo, contactos y material utilizados.

Este bloque no necesita ninguna interacción con el usuario y la manera de ejecutarlo es decirle por medio de un comando que fichero queremos calcular. Una vez que se le ha ordenado la ejecución, el programa revisa el fichero obtenido del preproceso para obtener algún posible fallo de estructura de datos y si no hay errores da paso a la etapa de cálculo.

Abaqus posee dos tipos de cálculo diferenciados que son los siguientes:

- **Abaqus/Standard.** Corresponde con el método general de cálculo estático del programa. Es el más ampliamente utilizado en el cálculo de geometrías y permite calcular el comportamiento mecánico en cuanto a tensiones y deformaciones de cualquier estructura que le sea introducida y en cualquier dirección. En este módulo de cálculo se obtienen los resultados aplicando la teoría del Método de los Elementos Finitos mediante integración implícita, lo que implica mayor gasto computacional pero también mayor precisión.
- **Abaqus/explicit.** Corresponde con el otro módulo de cálculo convencional de ABAQUS y está desarrollado con una estructura completamente vectorizada para su utilización en supercomputadores. El análisis dinámico con explicit está basado en la implementación de una regla de integración explícita junto con el uso de matrices masa diagonales o agrupadas. Permite el cálculo de cualquier estructura sometida a cargas dinámica en el tiempo.

A.2.3. ABAQUS VIEWER

Este bloque es el encargado de presentar la información obtenida durante el cálculo. Los módulos de cálculo, en este caso ABAQUS, escriben los resultados del cálculo en unos fichero de texto los cuales recogen toda la información por nodo y elemento pudiendo saber de esta manera los desplazamientos de los nodos, mapas de tensiones o deformaciones, deformada de la estructura, etc.

Como el usuario no puede manejar de forma efectiva todo este volumen de datos es en este momento cuando intervienen los postprocesadores. Éstos representan de una forma gráfica todos los resultados obtenidos en el cálculo, pudiendo así obtener los resultados pedidos mediante una gradación de tonalidades y colores, y realizar a su vez vistas de cualquier ángulo posible.

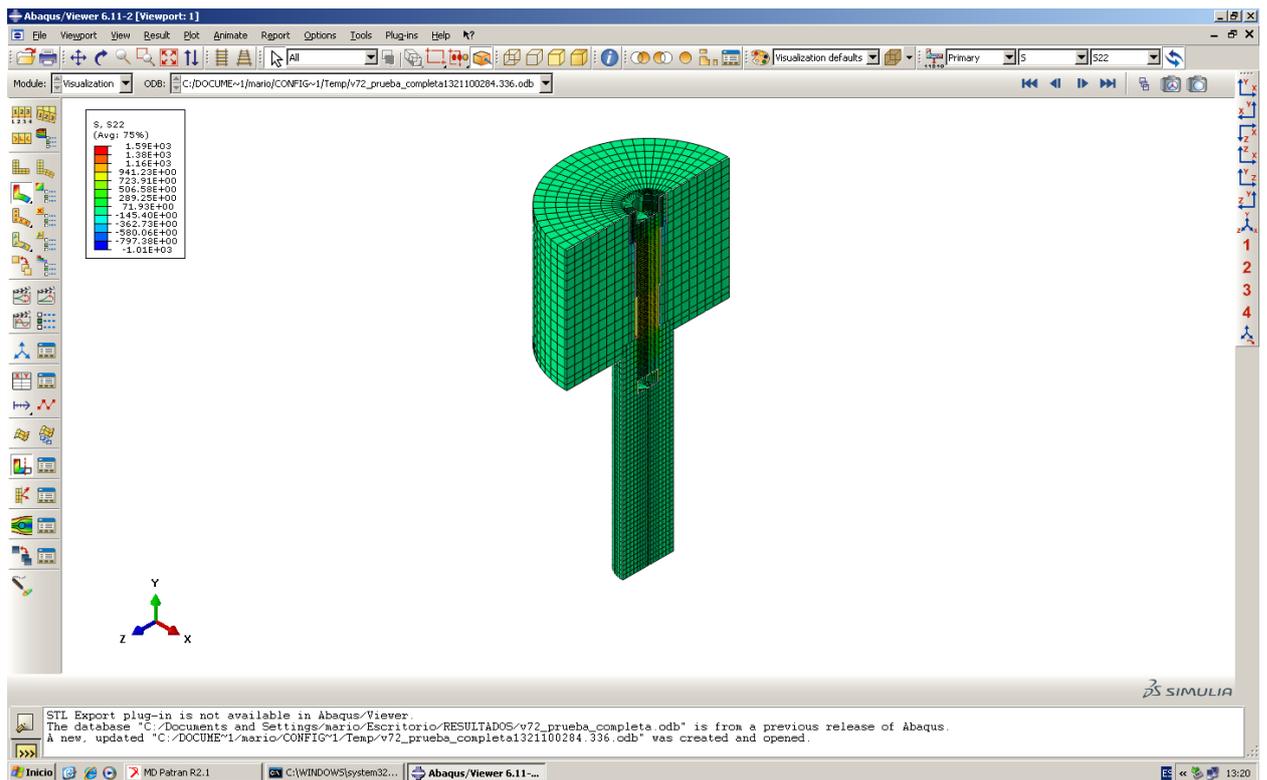


Figura A.4 Pantalla de Abaqus Viewer.

ANEXO B:
PROCESO DETALLADO DEL CÁLCULO MEDIANTE
ELEMENTOS FINITOS.

B.1 Cálculo de una unión simple con solapamiento y carga concéntricos.

B.1.1 Modelado de los componentes

En primer lugar se modela la geometría de cada uno de los componentes. Para ello hay que realizar un primer análisis de la geometría que tiene cada uno de ellos, prestando principal atención a los puntos o superficies donde se van a aplicar las cargas o condiciones de contorno así como a las superficies de contacto entre los componentes.

Se ha decidido crear cada geometría en grupos separados para una mejor manejabilidad del conjunto. Así quedaran también definida cada una de las mallas en su correspondiente grupo de forma individual que facilita su posterior análisis en el visor de los resultados.

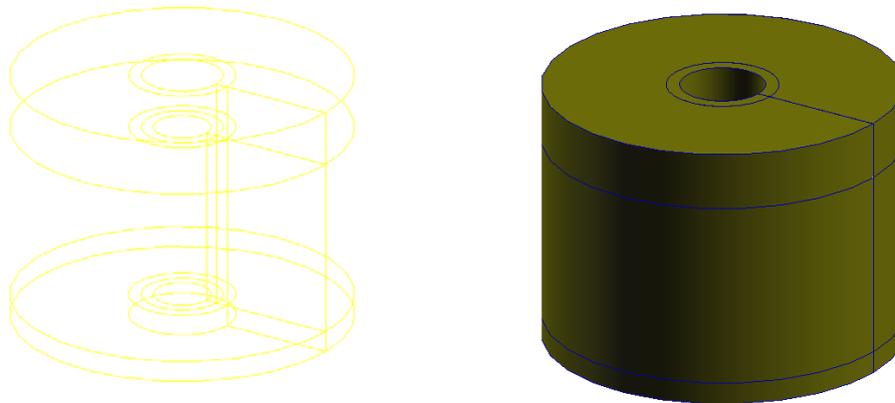


Figura B.1. Geometría de la cabeza del pistón.

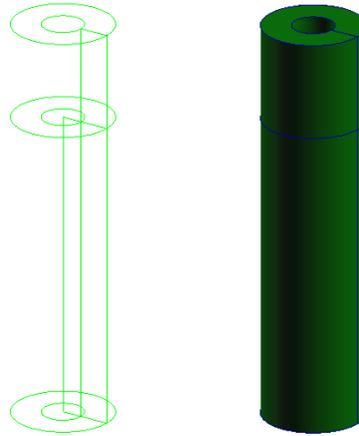


Figura B.2. Geometría de la cabeza del vástago.

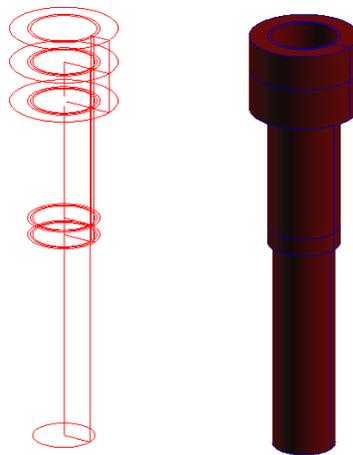


Figura B.3. Geometría del tornillo.

B.1.2 Mallado del modelo

Para el mallado de los elementos se ha optado por un mallado isométrico empleando hexaedros. En particular emplearemos elementos Hex8 compuesto por ocho nodos por elemento situados en los vértices de cada elemento.

Para definir el tamaño de los elementos, se ha definido una división de los sólidos de cada geometría empleando la herramienta “mesh seed”. Para poder obtener una información óptima, se ha diseñado un mallado más fino en la zona próxima al perno, donde se produce una mayor deformación del sistema.

Una vez definidas divisiones de la malla, se realiza un mallado automático que seguirá las divisiones que se han definido anteriormente.

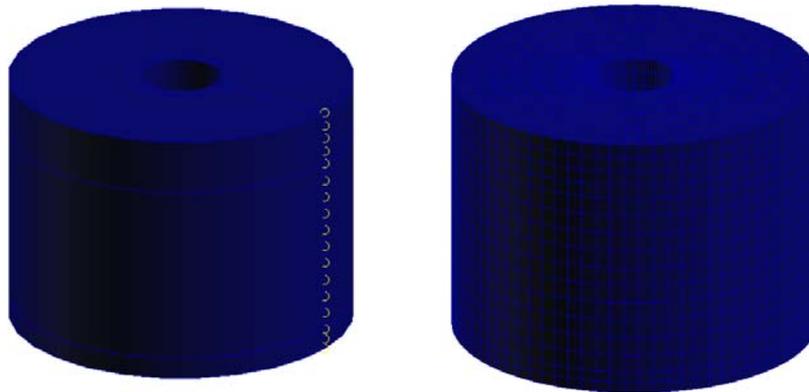


Figura B.4. Mallado de la cabeza del pistón.

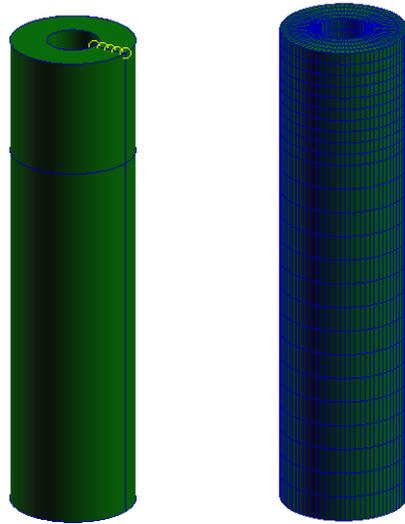


Figura B.5. Mallado del vástago.

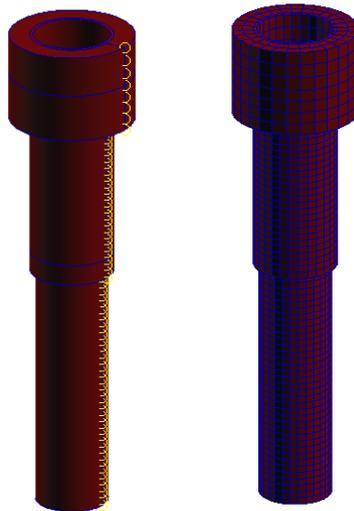


Figura B.6. Mallado del tornillo.

B.1.3 Condiciones de contorno.

- *Condiciones de contorno externas al sistema:*

Una vez definidas la geometría y la malla de cada uno de los componentes, se procede a imponer las condiciones de contorno del sistema.

Para introducir las condiciones reales del problema, se decide restringir el movimiento de la cabeza en las direcciones que no sean la dirección axial del eje del perno, simulando la camisa que envolvería a dicha cabeza en la realidad.

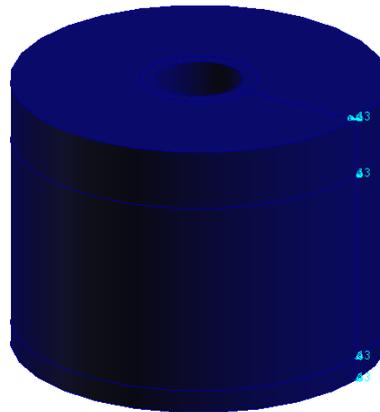


Figura B.7. Condiciones de contorno sobre la cabeza del pistón.

También se decide restringir el movimiento del el límite inferior del vástago para poder someter el sistema al análisis estático, simulando el estado más desfavorable para el sistema: cuando recibiese la carga de trabajo sin poder desplazarse o soportar la presión interna del pistón cuando llegase al final del recorrido.

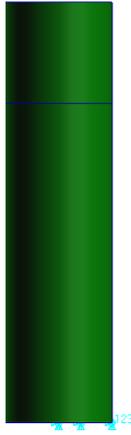


Figura B.8. Condiciones de contorno sobre el vástago.

- *Condiciones de contorno internas:*

Se consideran internos al sistema los contactos entre los diferentes componentes. A la hora de diseñarlos en la simulación puede elegirse entre dos tipos de contactos:

- **Contacto Tied:** Este tipo de contacto realiza la simulación manteniendo siempre unidas las caras de los elementos que se hayan designado, sea cual sea el tipo de carga que estén recibiendo, tanto a tracción como a compresión.
- **Contacto General:** Este tipo de contacto realiza la simulación manteniendo unidas las caras de los elementos que se hayan designado solo en el caso de estar recibiendo una carga a compresión entre los elementos. En el caso de que fuese una carga a tracción, se separarían ambos elementos sin influir uno en el otro.

Posteriormente se han simulado ambos tipos de contactos y se estudian cómo influye en los resultados la elección de uno u otro tipo.

B.1.4 Materiales de los componentes

En este caso los materiales empleados son los siguientes:

- Para la cabeza de pistón: 16MnCr5 cuyas características vienen definidas en la propia guía de cálculo.
- Para el vástago: C45 cuyas características vienen definidas en la propia guía de cálculo.
- Para el tornillo: acero templado y revenido cuyas características vienen definidas en la norma UNE-EN ISO 898-1.

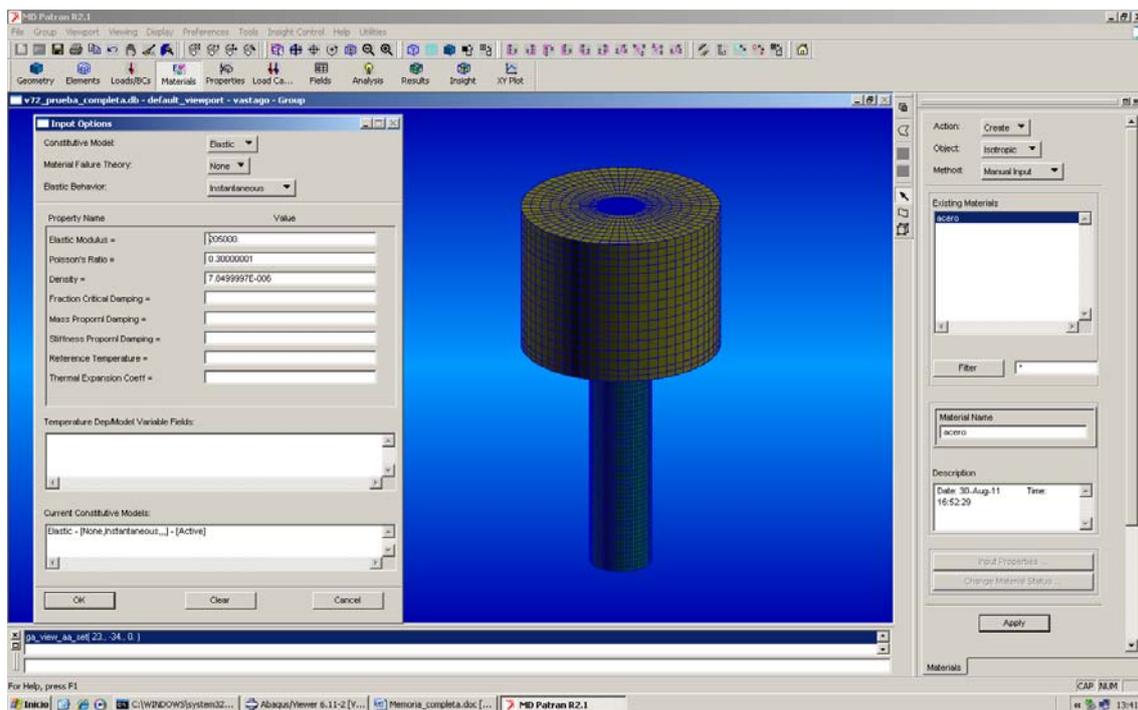


Figura B.9. Pantalla de MD PATRAN.

B1.5 Casos de carga

A continuación se definen los casos de carga que se ejecutan durante la simulación.

Se definen dos casos de carga: un primer caso llamado pretensión donde se simula el apriete del tornillos dando lugar a la unión entre los diferentes elementos y en segundo estado donde se somete al modelo a la presión interna del pistón provocando una carga axial concéntrica al modelo y al propio eje del tornillo.

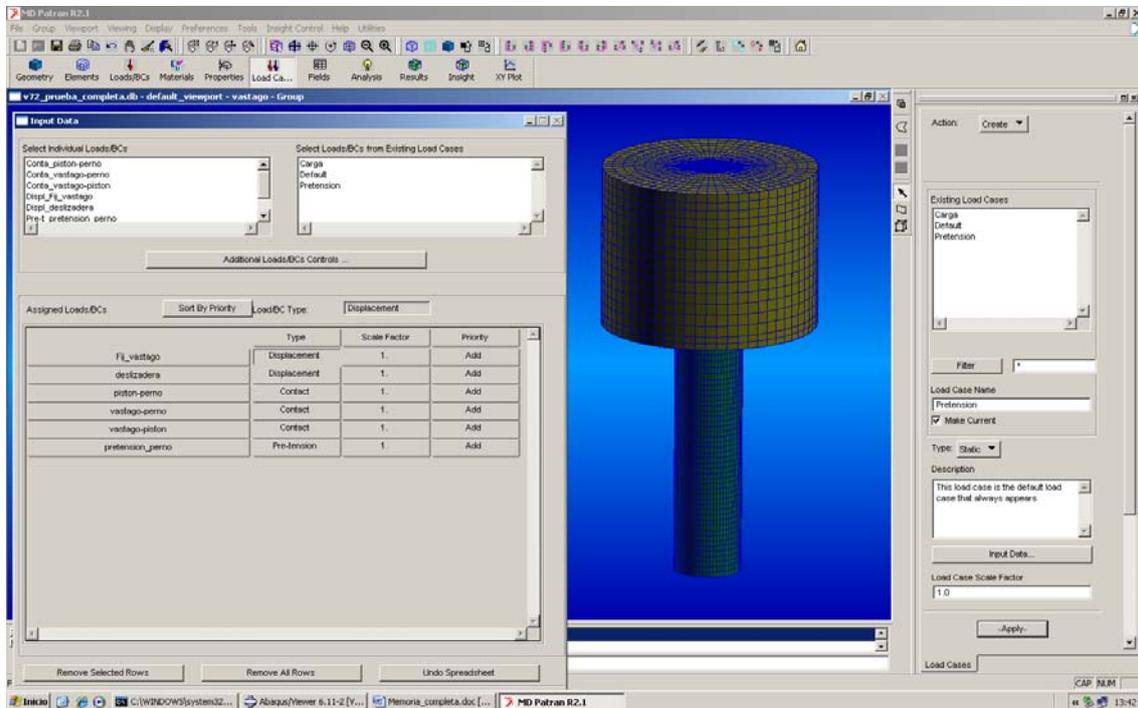


Figura B.10. Pantalla de MD PATRAN.

B.1.6 Análisis

Para finalizar se seleccionan los casos que se han creado en el apartado anterior en el orden que se tiene prevista su simulación, es decir, primero el caso de pretensión y después el caso de carga.

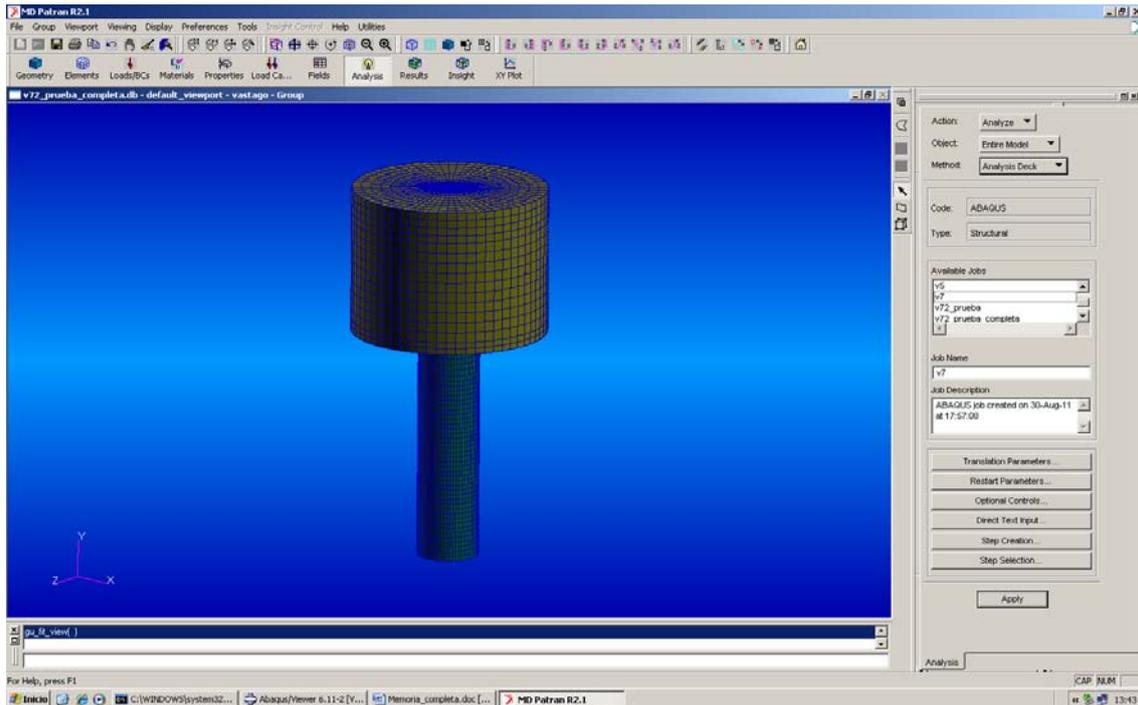


Figura B.11 Pantalla de MD PATRAN.

B.2 Cálculo de una unión múltiple sometida a una carga transversal.

B.2.1 Modelado de los componentes

De igual forma que en el primer caso se han modelado todos los sólidos que representan cada uno de los elementos del modelo que se va a simular.

Se ha prestado principal atención a los puntos o superficies donde se van a aplicar las cargas o condiciones de contorno así como a las superficies de contacto entre los componentes.

De igual forma, se ha decidido crear cada geometría en grupos separados para una mejor manejabilidad del conjunto y se han definido cada una de las mallas en su correspondiente grupo de forma individual.

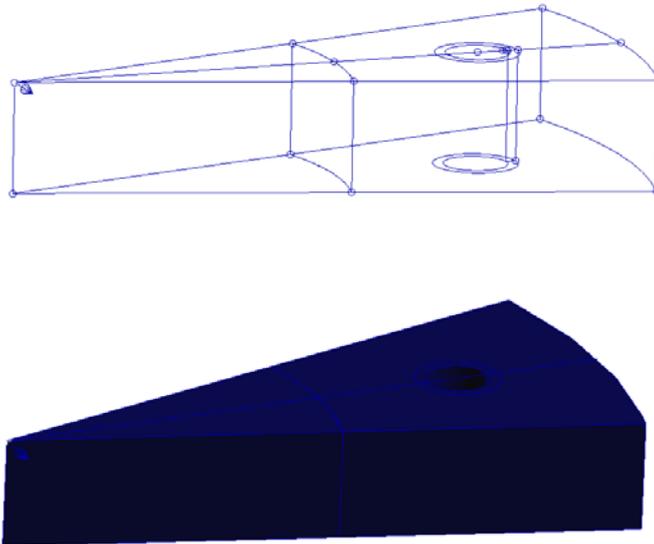


Figura B.12. Geometría del elemento superior.

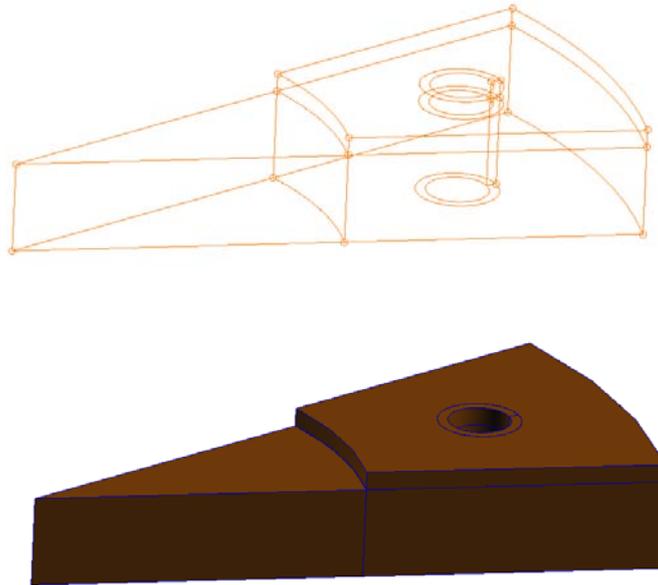


Figura B.13. Geometría del elemento inferior.

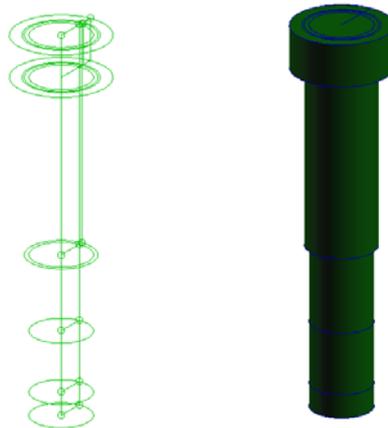


Figura B.14. Geometría del tornillo.

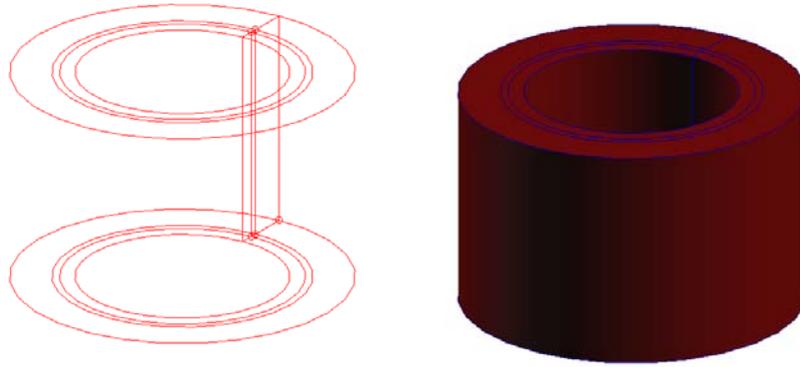


Figura B.15. Geometría de la tuerca.

B.2.2 Mallado del modelo

Para el mallado del tornillo y de la tuerca se ha optado por un mallado isométrico empleando hexaedros. En particular emplearemos elementos Hex8 compuesto por 8 nodos por elemento situados en los vértices de cada elemento.

Al igual que en el primer caso, se ha definido una división de los sólidos de cada geometría empleando la herramienta “mesh seed”.

Una vez definidas divisiones de la malla, se realiza un mallado automático que seguirá las divisiones que se han definido anteriormente. En el caso de la tuerca, no se han definido divisiones propiamente, sino que se ha dado tamaño a los elementos directamente en la definición de sus características.

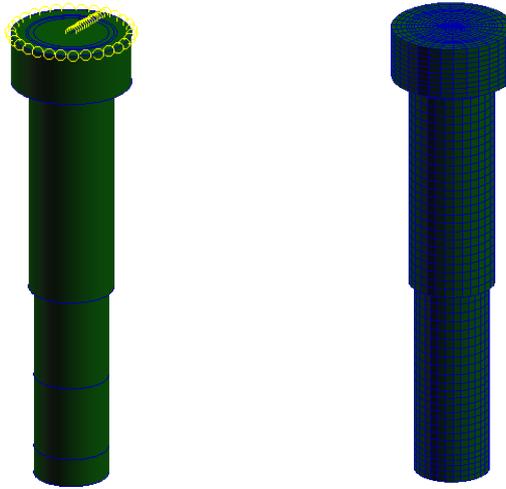


Figura B.16. Mallado del tornillo.

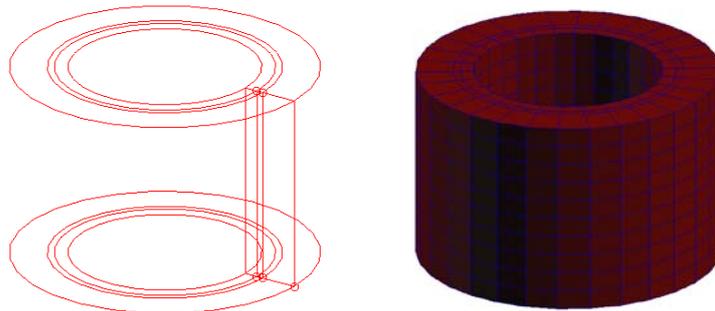


Figura B.17. Mallado de la tuerca.

Para el mallado de los elementos superior e inferior, se ha optado en una primera simulación por una malla Hex8 y en una segunda simulación una malla tipo Tet4.

En la primera simulación se ha tenido que dedicar mucho más tiempo al diseño de la malla debido a que no se puede realizar el mallado automático porque el sólido modela no lo permite por su forma. Así, se ha definido en una primera etapa una malla superficial para después mallar el sólido entero con la opción de barrido.

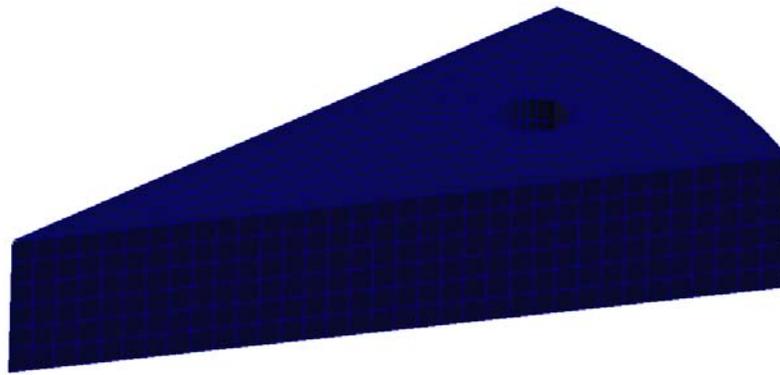


Figura B.18. Mallado del elemento superior.

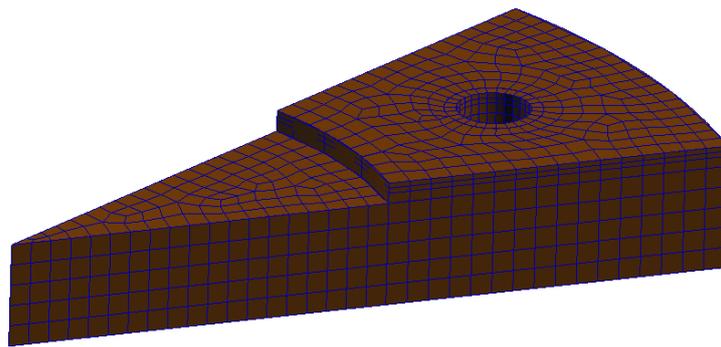


Figura B.19. Mallado del elemento inferior.

B.2.3 Condiciones de contorno

- Condiciones de contorno externas al sistema

Una vez definidas la geometría y la malla de cada uno de los componentes, se procede a imponer las condiciones de contorno del sistema.

Para introducir las condiciones reales del problema, se decide restringir el movimiento de los elementos solapados en dirección vertical simulando el eje motriz y el eje conducido y el movimiento de rotación alrededor de estos simulando la simetría de los doce tornillos que simulan la brida completa.

En este caso, al haber creado la malla con la opción de barrido, se deben aplicar las condiciones de contorno directamente sobre los elementos, ya que estos no han sido definidos con el mallado automático siguiendo los sólidos.

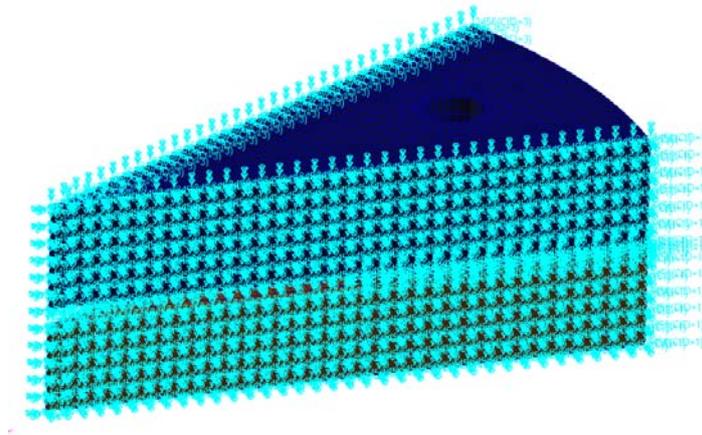


Figura B.20. Condiciones de contorno sobre el elemento superior.

- Condiciones de contorno internas:

Se consideran internos al sistema los contactos entre los diferentes componentes. Tal y como se ha definido en el apartado B.1.3. de este anexo, se pueden emplear contactos tipo Tied o tipo General.

En este caso se han empleado contactos tipo Tied entre el perno y el elemento superior debido a que siempre va a estar sometido a compresión, entre el perno y la tuerca para simular la unión mediante la rosca y entre la tuerca y el elemento inferior que también va a estar sometido a compresión.

B.2.4 Materiales de los componentes

En este caso los materiales empleados son los siguientes:

- Para los elementos superior e inferior: EN-GJL-250 cuyas características vienen definidas en la propia guía de cálculo.
- Para el tornillo y la tuerca: acero templado y revenido cuyas características vienen definidas en la norma UNE-EN ISO 898-1.

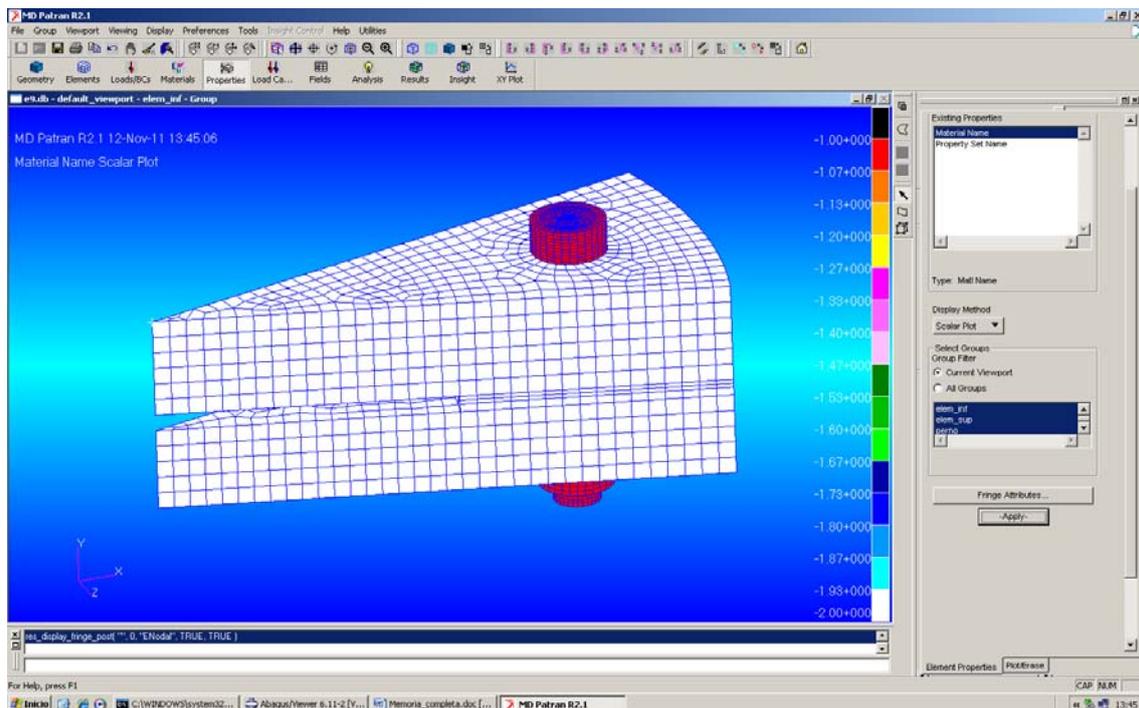


Figura B.21. Pantalla de MD PATRAN.

B.2.5 Casos de carga

A continuación se definen los casos de carga que se ejecutan durante la simulación.

Se definen dos casos de carga: un primer caso llamado pretensión donde se simula el apriete del tornillos dando lugar a la unión entre los diferentes elementos y un segundo estado donde se somete el modelo al momento torsor como carga de trabajo.

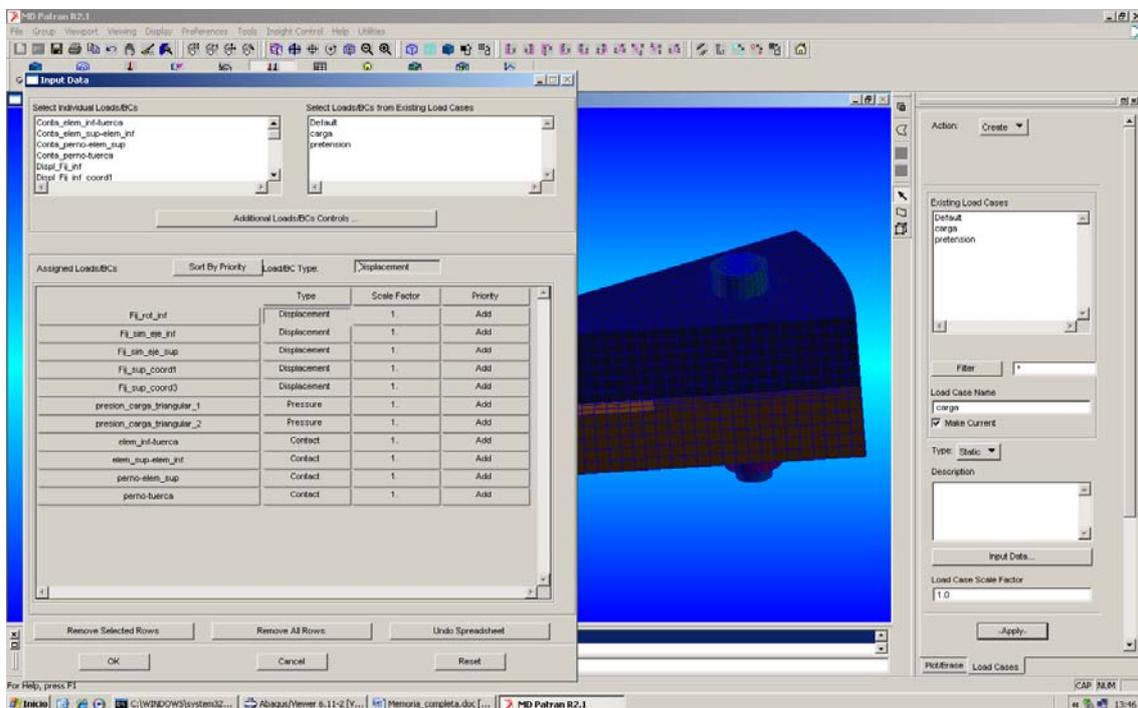


Figura B.22. Pantalla de MD PATRAN.

B.2.6 Análisis

Para finalizar se seleccionan los casos que se han creado en el apartado anterior en el orden que se tiene prevista su simulación, es decir, primero el caso de pretensión y después el caso de carga.

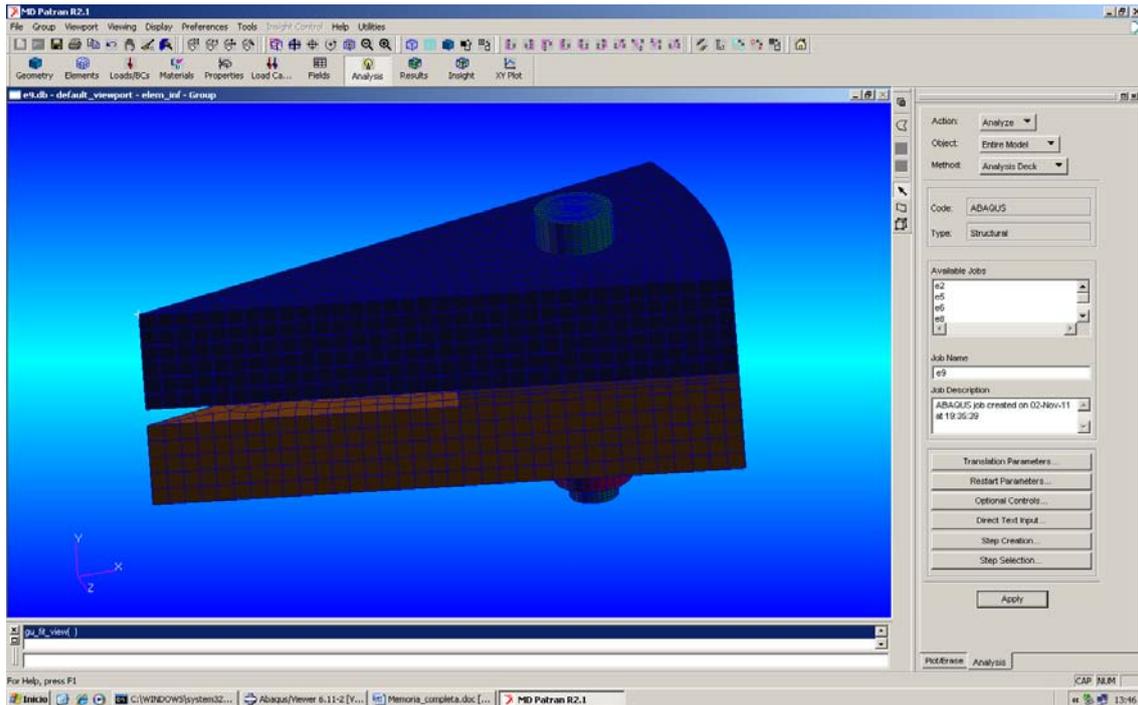


Figura B.23 Pantalla de MD PATRAN.