

Trabajo Fin de Grado Ingeniería Aeroespacial

Análisis del efecto de un hueco toroidal en una unión eje-cubo bajo torsión

Autor: Justo Queipo de Llano Pérez

Tutor: Jesús Vázquez Valeo

Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2024



Trabajo Fin de Grado
Ingeniería Aeroespacial

Análisis del efecto de un hueco toroidal en una unión eje-cubo bajo torsión

Autor:

Justo Queipo de Llano Pérez

Tutor:

Jesús Vázquez Valeo

Catedrático de Universidad

Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2024

Trabajo Fin de Grado: Análisis del efecto de un hueco toroidal en una unión eje-cubo bajo torsión

Autor: Justo Queipo de Llano Pérez
Tutor: Jesús Vázquez Valeo

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

Agradecimientos

A mis familiares y amigos, por acompañarme en todos estos años de esfuerzo y alegría. A La Tribu, por tantos momentos de diversión y frustración compartida. Y especialmente, a Nisa, por aguantarme y soportarme todos los días de estos 4 años, por su paciencia, comprensión y apoyo incondicional que han sido esenciales para llegar hasta aquí.

Quisiera también expresar mi gratitud a todos los profesores del Grado en Ingeniería Aeroespacial, cuyo conocimiento y dedicación han sido una inspiración constante a lo largo de mi formación. Gracias por sus enseñanzas y por su compromiso con nuestra educación.

Finalmente, quiero agradecer de manera especial a mi tutor, Jesús, por su guía y apoyo durante el desarrollo de este proyecto. Su orientación y sus valiosos consejos han sido fundamentales para llevar a buen término este trabajo.

Gracias a todos.

Justo Queipo de Llano Pérez
Sevilla, 2024

Resumen

En la industria moderna, los ajustes a presión entre componentes, como el eje y el cubo, son ampliamente utilizados en aplicaciones mecánicas debido a su capacidad para transmitir grandes cargas sin necesidad de otros sistemas de fijación. Sin embargo, estas uniones están expuestas a fenómenos como el fretting, un tipo de fenómeno de daño que ocurre en la zona de contacto bajo cargas cíclicas. Este desgaste produce concentraciones de tensiones locales que, con el tiempo, pueden reducir de manera significativa la vida a fatiga de los componentes involucrados debido a la aparición de grietas superficiales.

La fatiga es uno de los principales modos de fallo en componentes mecánicos sometidos a cargas fluctuantes. Por ello, extender la vida útil de las uniones a presión es un aspecto crucial en el diseño de elementos mecánicos, sobre todo en sectores como el aeroespacial, automovilístico y de maquinaria pesada, donde la fiabilidad es un factor determinante. En este contexto, la investigación de medidas paliativas para mitigar los efectos del fretting resulta esencial para mejorar el rendimiento de estos sistemas y evitar fallos prematuros.

Una de las soluciones exploradas en este trabajo es la introducción de un hueco toroidal en el eje o el cubo de la unión a presión, con nº de patente: WO2018178418 (“*Procedimiento de fabricación de una pieza con resistencia aumentada a fatiga por contacto*”). Esta modificación geométrica busca reducir las tensiones tangenciales y normales en la interfaz de contacto, redistribuyendo las cargas y minimizando los efectos del fretting. El objetivo es comprobar si este tipo de geometría puede prolongar la vida a fatiga del sistema sin comprometer su funcionalidad estructural.

El estudio se lleva a cabo mediante la simulación numérica utilizando *ANSYS Mechanical APDL*, donde se analizan las tensiones en la unión tanto en configuraciones con como sin hueco toroidal, siempre sometidas a un par torsor. Los resultados obtenidos permitirán evaluar la eficacia de esta medida paliativa en la prolongación de la vida a fatiga de los ajustes a presión.

Abstract

In modern industry, press-fit connections between components, such as the shaft and hub, are widely used in mechanical applications due to their ability to transmit large loads without the need for additional fastening systems. However, these joints are prone to phenomena like torsional fretting, a type of wear that occurs in the contact zone under cyclic loads. This wear leads to local stress concentrations, which can significantly reduce the fatigue life of the involved components over time.

Fatigue is one of the main failure modes in mechanical components subjected to repeated load cycles. Therefore, extending the service life of press-fit joints is a crucial aspect in the design of mechanical elements, especially in sectors such as aerospace, automotive, and heavy machinery, where reliability is a key factor. In this context, investigating remedial measures to mitigate the effects of fretting is essential to improving the performance of these systems and preventing premature failures.

One of the solutions explored in this work is the introduction of a toroidal cavity in either the shaft or the hub of the press-fit connection [Patent No.:WO2018178418]. This geometric modification aims to reduce tangential and normal stresses at the contact interface, redistributing the loads and minimizing the effects of fretting. The goal is to assess whether this type of geometry can prolong the system's fatigue life without compromising its structural functionality.

The study is conducted through numerical simulation using *ANSYS Mechanical APDL*, where the stresses in the joint are analyzed in configurations both with and without the toroidal cavity, all subjected to a torsional moment. The results will allow us to evaluate the effectiveness of this remedial measure in extending the fatigue life of press-fit connections.

Índice Abreviado

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
<i>Índice Abreviado</i>	VII
1 Introducción	1
1.1 Descripción del trabajo	1
1.2 Reseña histórica	1
1.3 Fretting. Descripción del fenómeno	2
1.4 Fretting. Medidas paliativas	3
1.5 Justificación del uso de ANSYS	4
2 Modelo a estudiar	5
2.1 Geometría del modelo	5
2.2 Parámetros del problema	7
2.3 Mallado	8
2.4 Cargas aplicadas y condiciones de contorno	12
3 Resultados obtenidos	15
3.1 Evolución de la tensión normal al plano de contacto	15
3.2 Evolución de la tensión tangencial al plano de contacto	21
3.3 Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max}	27
4 Conclusiones	33
4.1 Revisión de los objetivos y enfoque metodológico	33
4.2 Principales resultados	33
4.3 Evaluación del cumplimiento de los objetivos iniciales	38
4.4 Limitaciones del Estudio	39
4.5 Líneas de investigación futuras	39
<i>Índice de Figuras</i>	41
<i>Índice de Tablas</i>	43
Bibliografía	45

Índice

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
<i>Índice Abreviado</i>	VII
1 Introducción	1
1.1 Descripción del trabajo	1
1.2 Reseña histórica	1
1.3 Fretting. Descripción del fenómeno	2
1.4 Fretting. Medidas paliativas	3
1.4.1 Recubrimientos Superficiales	3
1.4.2 Lubricación	3
1.4.3 Modificación de la Geometría de Contacto	3
1.4.4 Tratamientos Térmicos y Mecánicos	4
1.5 Justificación del uso de ANSYS	4
2 Modelo a estudiar	5
2.1 Geometría del modelo	5
2.1.1 Caso 1. Ajuste entre cilindros básico	5
2.1.2 Caso 2. Ajuste entre cilindros con hueco toroidal en cubo	6
2.1.3 Caso 3. Ajuste entre cilindros con hueco toroidal en eje	7
2.2 Parámetros del problema	7
2.3 Mallado	8
2.3.1 MESH - 200	8
2.3.2 SOLID - 186	8
2.3.3 MASS - 21	9
2.3.4 Mallado para el caso con hueco toroidal	11
2.4 Cargas aplicadas y condiciones de contorno	12
2.4.1 Condiciones de contorno	12
2.4.2 Creación del par de contacto	12
2.4.3 Aplicación de cargas	13
3 Resultados obtenidos	15
3.1 Evolución de la tensión normal al plano de contacto	15
3.1.1 Caso 1. Modelo sin hueco toroidal	16
Tensión normal media	17
3.1.2 Caso 2. Modelo con hueco toroidal en cubo	17
Tensión normal media	18
3.1.3 Caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje	18
Tensión normal media	20
3.2 Evolución de la tensión tangencial al plano de contacto	21

3.2.1	Caso 1. Modelo sin hueco toroidal	21
	Tensión tangencial media	22
3.2.2	Caso 2. Modelo con hueco toroidal en cubo	22
	Tensión tangencial media	23
3.2.3	Caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje	23
	Tensión tangencial media	25
	Anexo caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje. Barrido de parámetros.	26
3.3	Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max}	27
3.3.1	Caso 1. Modelo sin hueco toroidal	28
3.3.2	Caso 2. Modelo con hueco toroidal en cubo	28
3.3.3	Caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje	29
	Anexo caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje. Barrido de parámetros	31
4	Conclusiones	33
4.1	Revisión de los objetivos y enfoque metodológico	33
4.2	Principales resultados	33
4.2.1	Tensión normal en la zona de contacto	34
	Rol de la tensión normal	34
	Principales conclusiones	34
4.2.2	Tensión tangencial en la zona de contacto	35
	Rol de la tensión tangencial	35
	Principales conclusiones	35
4.2.3	Tensión tangencial máxima, τ_{max} , en la zona de contacto	37
	Rol de la tensión tangencial máxima	37
	Principales conclusiones	37
4.3	Evaluación del cumplimiento de los objetivos iniciales	38
4.4	Limitaciones del Estudio	39
4.5	Líneas de investigación futuras	39
	<i>Índice de Figuras</i>	41
	<i>Índice de Tablas</i>	43
	Bibliografía	45

1 Introducción

1.1 Descripción del trabajo

Este trabajo de fin de grado se centra en el análisis del efecto que produce la introducción de un hueco toroidal en uniones entre eje y cubo bajo condiciones de ajuste a presión, especialmente cuando estos elementos están sometidos a un par torsor. El fenómeno de fretting por torsión en estas uniones es una preocupación significativa en la ingeniería, ya que puede provocar un desgaste acelerado y reducir la vida a fatiga de los componentes involucrados.

La investigación se desarrollará a través de simulaciones numéricas utilizando ANSYS Mechanical APDL, donde se crearán diferentes modelos que reflejen tanto la configuración estándar del ajuste como aquella que incluye el hueco toroidal. Este enfoque permitirá observar y comparar el comportamiento tensional en la zona de contacto bajo diversas condiciones de carga.

Se evaluarán las tensiones normales y tangenciales en las interfaces de contacto para los modelos con y sin el hueco, analizando cómo la geometría del hueco afecta la distribución de estas tensiones. Además, se explorarán diferentes parámetros, como el coeficiente de rozamiento y la interferencia, para determinar su influencia en el rendimiento del sistema.

El objetivo final del trabajo es identificar configuraciones geométricas óptimas que puedan aliviar las tensiones concentradas y, por ende, mejorar la durabilidad de las uniones a presión. Esta investigación no solo contribuirá al entendimiento del fenómeno de fretting, sino que también proporcionará recomendaciones prácticas para el diseño de componentes mecánicos más resistentes a la fatiga, lo cual es especialmente relevante en la industria moderna donde la fiabilidad y la seguridad son primordiales.

1.2 Reseña histórica

El estudio del daño por fatiga, y específicamente del *fretting*, ha sido una de las áreas clave en la ingeniería de materiales y en el diseño de componentes mecánicos a lo largo de los últimos 120 años. El desarrollo de medidas paliativas para mitigar este fenómeno ha evolucionado desde el estudio básico de la fatiga de materiales hasta la implementación de soluciones tecnológicas avanzadas que buscan extender la vida útil de los componentes sometidos a cargas cíclicas. A continuación, se presenta una revisión histórica de los hitos clave en este campo [17].

1897: El concepto de fatiga fue formalizado por el ingeniero alemán August Wöhler [1.1], quien a través de sus experimentos desarrolló las primeras curvas de vida a fatiga para materiales metálicos. Este trabajo sentó las bases para la comprensión moderna del comportamiento de los materiales bajo cargas repetitivas.

1940: El término *fretting* comenzó a utilizarse para describir el desgaste y la iniciación de grietas en uniones mecánicas debido al deslizamiento de pequeñas amplitudes entre superficies en contacto. Este fenómeno fue identificado como un factor clave en la reducción de la vida útil de componentes sometidos a tensiones

repetitivas.

1960: Los primeros estudios sistemáticos sobre el *fretting* se centraron en su impacto sobre la vida a fatiga de componentes críticos en la industria aeroespacial y automotriz. Se desarrollaron ensayos experimentales y modelos teóricos para caracterizar los mecanismos de daño bajo diversas condiciones de carga.

1971: Se publicó la primera investigación que examinaba la influencia de las condiciones de contacto y los materiales en la resistencia al *fretting*, destacando el uso de tratamientos superficiales y la lubricación como medidas paliativas. Estos estudios abrieron el camino para el desarrollo de soluciones preventivas en componentes mecánicos.

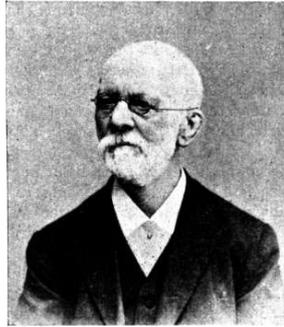


Figura 1.1 August Wöhler.

1980: El desarrollo de técnicas numéricas avanzadas, como el Método de Elementos Finitos (FEM), permitió la simulación precisa del comportamiento del *fretting* en uniones a presión. Estas simulaciones facilitaron el análisis de diferentes geometrías y configuraciones, mejorando la comprensión de las tensiones inducidas en las zonas de contacto.

1990: La atención de los investigadores se dirigió hacia el diseño de componentes con geometrías optimizadas para reducir el daño por *fretting*. Se exploraron soluciones como recubrimientos protectores, tratamientos térmicos y modificaciones geométricas específicas, como la introducción de huecos toroidales.

2000: El uso de técnicas avanzadas de microscopía, como la microscopía electrónica de barrido (SEM), permitió avances significativos en el estudio del daño por *fretting* a nivel microestructural. Se investigaron detalladamente la formación de microgrietas y la acumulación de tensiones residuales, lo que proporcionó nuevos conocimientos sobre los mecanismos de falla.

2010: Con el aumento de la demanda de componentes ligeros y de alto rendimiento, los estudios sobre la fatiga por *fretting* se extendieron a materiales compuestos y aleaciones avanzadas. Estos estudios exploraron nuevos enfoques para mejorar la resistencia a la fatiga en uniones a presión.

2020: La incorporación de herramientas de simulación más avanzadas, como análisis de elementos finitos no lineales, permitió estudiar el *fretting* en condiciones de carga complejas y en diseños innovadores. El uso de software como ANSYS facilitó la optimización del diseño de uniones a presión, mejorando su resistencia al *fretting*.

1.3 Fretting. Descripción del fenómeno

El fenómeno conocido como fatiga por fretting, del inglés *fretting fatigue*, es un tipo de fatiga por contacto que puede manifestarse en las superficies de dos elementos en interacción, entre los cuales existe un deslizamiento de pequeña amplitud. Este tipo de fatiga se distingue porque la iniciación y la primera etapa del crecimiento de las grietas son inducidas, en gran medida, por las tensiones derivadas del contacto entre los elementos. De esta manera, se generan tensiones locales en la zona de contacto que provocan un efecto similar al de un concentrador de tensiones. En la figura 1.2 se ilustra esquemáticamente la diferencia entre la fatiga simple y la fatiga por fretting.

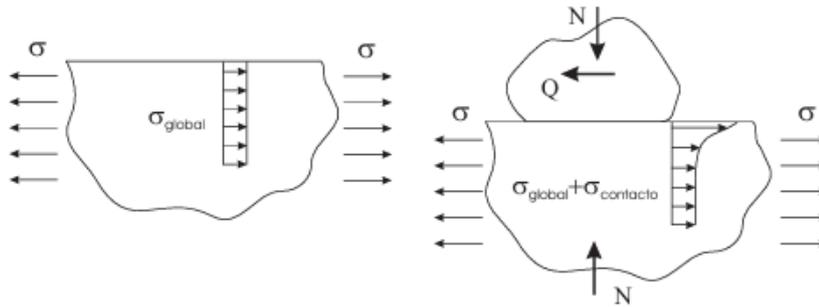


Figura 1.2 Diferencias entre la fatiga por fretting y la fatiga simple.

Mientras que en un problema de fatiga simple, el sólido se encuentra sometido a una tensión global, σ_{global} , en el caso de fatiga por fretting aparecen, además, una serie de tensiones locales derivadas del contacto, provocadas por la fuerza normal N , que mantiene a ambos sólidos unidos y una fuerza tangencial variable que provoca el deslizamiento entre sólidos [8].

Estas fuerzas provocan un gradiente de tensiones muy alto en la zona cercana a la superficie de contacto que a su vez, genera una prematura iniciación y crecimiento de grietas, es decir, se produce un efecto similar al de un concentrador de tensión. La consecuencia principal es que la vida esperada del componente puede verse seriamente reducida [11].

Una característica interesante del fretting es su capacidad de causar desgaste en las superficies en contacto. Este desgaste no solo contribuye al crecimiento de grietas, sino que también puede cambiar las condiciones de contacto y, en algunos casos, reducir las tensiones concentradas a través de la creación de un tercer cuerpo de partículas de desgaste. Este proceso puede, paradójicamente, retardar el crecimiento de grietas en ciertas condiciones.

Además, los materiales involucrados en el fretting juegan un papel crucial. Materiales con alta resistencia a la fatiga y buena capacidad de deformación plástica pueden mostrar mejor resistencia al fretting. Recubrimientos y tratamientos superficiales, como el anodizado, el niquelado y la aplicación de películas delgadas de materiales duros, se utilizan para mejorar la resistencia al fretting en componentes críticos.

Estudios recientes también han explorado el uso de técnicas avanzadas de caracterización, como la microscopía electrónica de barrido (SEM) y la espectroscopía de dispersión de energía (EDS), para analizar los mecanismos de daño en el fretting a nivel microestructural. Estos estudios han revelado la formación de microgrietas y la acumulación de tensiones residuales que aceleran la propagación de las grietas.

1.4 Fretting. Medidas paliativas

1.4.1 Recubrimientos Superficiales

Los recubrimientos superficiales pueden reducir significativamente el daño por fretting al mejorar la resistencia al desgaste y a la fatiga. Entre los recubrimientos más comunes se encuentran el anodizado, el niquelado y las películas delgadas de materiales duros como el carburo de tungsteno (WC).

1.4.2 Lubricación

La aplicación de lubricantes en las superficies en contacto puede reducir la fricción y el desgaste, como se ve en la figura 1.3. Los lubricantes sólidos, como el grafito y el disulfuro de molibdeno (MoS₂), son especialmente útiles en condiciones donde los lubricantes líquidos no son viables [9].

1.4.3 Modificación de la Geometría de Contacto

Modificar la geometría de las superficies en contacto puede ayudar a distribuir mejor las tensiones y reducir los puntos de concentración de tensiones. Un diseño adecuado puede incluir la introducción de radios de curvatura más grandes o la utilización de superficies esféricas [16].



Figura 1.3 Diferencias de daño entre el uso y no uso de lubricantes.

1.4.4 Tratamientos Térmicos y Mecánicos

Los tratamientos térmicos, como la nitruración y la cementación, pueden aumentar la dureza superficial de los materiales, mejorando su resistencia al desgaste y a la fatiga por fretting. Asimismo, los tratamientos mecánicos como el shot peening inducen tensiones residuales de compresión en la superficie, retardando la iniciación de grietas.

1.5 Justificación del uso de ANSYS

El software *ANSYS Mechanical APDL* ha sido elegido para este proyecto debido a sus avanzadas capacidades en simulación de elementos finitos, permitiendo un análisis detallado de distribuciones de tensiones y deformaciones en uniones a presión. Este software destaca por su precisión en el modelado de geometrías complejas y la posibilidad de aplicar condiciones de contorno y cargas de manera versátil, lo cual es fundamental en estudios donde los parámetros geométricos y las condiciones de contacto juegan un papel crucial.

Además, *ANSYS Mechanical APDL* permite un control exhaustivo sobre los elementos y parámetros del modelo mediante la programación en su propio lenguaje de comandos, ofreciendo así la flexibilidad necesaria para realizar estudios paramétricos y probar configuraciones avanzadas. Su capacidad para manejar mallados complejos en zonas de alta concentración de tensiones, así como su compatibilidad con análisis no lineales y de contacto, hace que sea una herramienta adecuada para abordar los objetivos del proyecto de manera precisa y eficiente.

En este contexto, *ANSYS Mechanical APDL* no solo proporciona herramientas robustas para realizar el análisis de tensiones necesario, sino que también permite ajustar y optimizar el modelo en función de los resultados obtenidos, facilitando así un proceso de diseño iterativo que contribuye a mejorar la comprensión del comportamiento mecánico de las uniones estudiadas.

2 Modelo a estudiar

En este capítulo se va definir como es la geometría del modelo a estudiar en sus diferentes casos, así como el mallado realizado en cada uno de ellos y la creación y aplicación del contacto para el ajuste, las condiciones de contorno y las fuerzas.

2.1 Geometría del modelo

La geometría considerada en este trabajo consiste en dos cilindros (eje-cubo) sometidos a un ajuste a presión, se van a estudiar diferentes casos de geometría que se detallan más adelante en esta sección.

Las dos geometrías que se van a utilizar en el estudio son:

1. Ajuste a presión entre dos cilindros (eje - cubo).
2. Ajuste a presión eje - cubo con hueco toroidal en el interior del cubo.
3. Ajuste a presión eje - cubo con hueco toroidal en el interior del eje.

Las geometrías se definirán a continuación.

2.1.1 Caso 1. Ajuste entre cilindros básico

Para que el ajuste a presión sea posible, el radio del eje debe ser mayor que el radio interior del cubo, generándose así una interferencia.

La geometría se define por los siguientes parámetros:

- R_2 : radio exterior del cubo.
- β : relación entre los radios R_1 y R_2 , es decir, $\beta = \frac{R_1}{R_2}$.
- R_1 : radio interior del cubo.
- l_a : longitud del cubo.
- R_i : radio interior del eje.
- L : longitud del eje.
- δ : parámetro que define la interferencia, siendo variable y definido como $\delta = \frac{R_c}{R_1}$.
- R_c : radio del eje.

Para garantizar un ajuste adecuado, es esencial que la interferencia generada sea suficiente para mantener el contacto y la fricción entre el eje y el cubo, pero no tan grande como para causar deformaciones excesivas o daños a los componentes.

La interferencia se define como:

$$\text{INTER} = R_1(\delta - 1)$$

Donde δ representa la relación entre el radio del eje y el radio interior del cubo. Un valor de δ mayor que 1 indica una interferencia positiva, lo cual, como ya se ha mencionado, es necesario para el ajuste a presión.

La geometría se define en ANSYS MAPDL a través de la generación de keypoints y áreas, de manera que se realiza medio modelo en 2D (simétrico) y se realiza una extrusión de revolución alrededor del eje de simetría para generar el volumen de estudio.

En las figuras 2.1 y 2.2 se puede observar el resultado obtenido en MAPDL y los parámetros que definen la geometría.

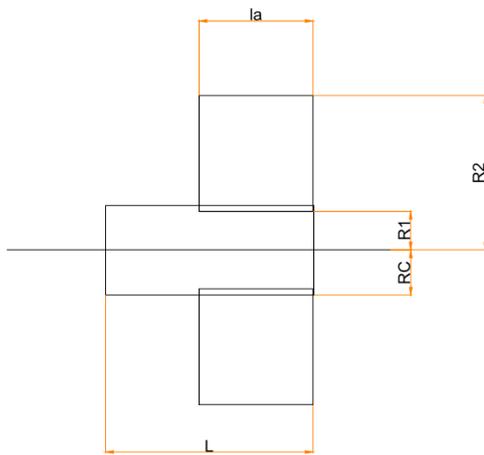


Figura 2.1 Geometría del ajuste sin hueco.

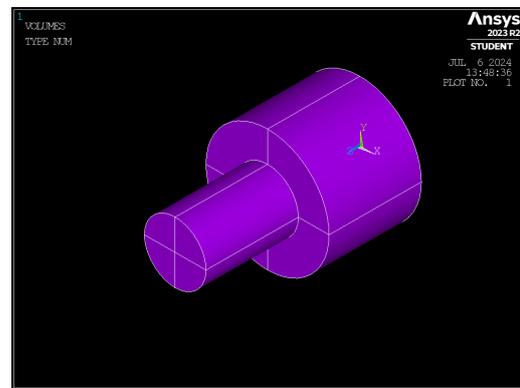


Figura 2.2 Modelo generado en MAPDL.

2.1.2 Caso 2. Ajuste entre cilindros con hueco toroidal en cubo

Finalmente, también se va a analizar el caso en el que el hueco se sitúa ahora en el cubo, es decir, en el cilindro exterior. El hueco toroidal se va a intentar colocar "simétrico" al caso anterior respecto al plano de contacto. Observando la figura 2.4, se observa que esto es imposible por las dimensiones del propio cubo, por tanto, se ha definido acercar el modelo lo máximo posible al caso que sería simétrico.

Así, definimos un agujero de un diámetro $D_g = 0.2R_1$ que se situará a la distancia $L_v = 1.4 \cdot R_1$ hacia el cubo y lo más cerca posible en la dirección horizontal al hueco del caso 2. Los parámetros que definen la geometría son los mismos que para el caso 2 (Figura 2.4).

El resultado obtenido a través de ANSYS tras modelar el plano generador se observa en la figura 2.3.

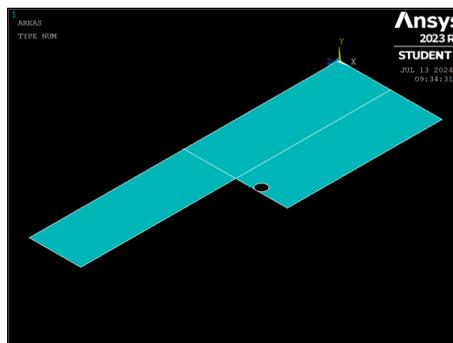


Figura 2.3 Modelo 2D para el caso con hueco toroidal en el cubo.

2.1.3 Caso 3. Ajuste entre cilindros con hueco toroidal en eje

En este caso, se analiza el mismo modelo, con la diferencia que incluye un hueco en forma de toroide en el eje. Para generar el hueco toroidal del que se habla, se va a introducir una circunferencia en el eje en el modelo 2D de la figura 2.1, justo debajo del borde de la superficie de contacto, de manera que al realizar la revolución se genera el hueco toroidal como se puede observar en la figura 2.4

Los parámetros que determinan la configuración final del modelo son los mismos que en el caso 1, añadiendo aquellos que tienen que ver con el posicionamiento y tamaño del hueco toroidal, éstos se definen como:

- D_g : diámetro de la circunferencia que genera el hueco toroidal.
- L_V : distancia entre el centro de la circunferencia que genera el hueco toroidal y la superficie de contacto eje - cubo.

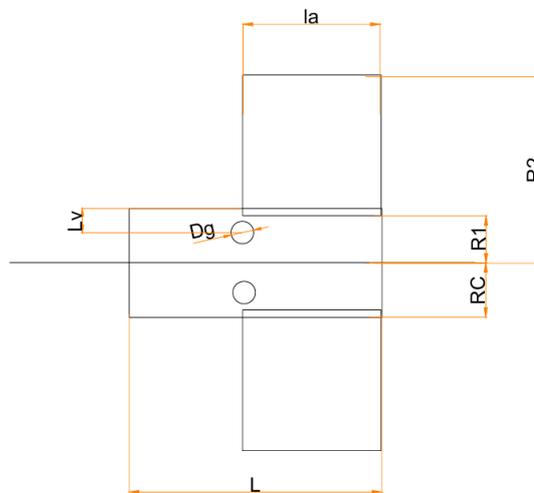


Figura 2.4 Parámetros que definen la geometría.

2.2 Parámetros del problema

A parte de los parámetros que definen la geometría, se han definido también otros, que permiten dar forma al problema, éstos son:

- Coeficiente de rozamiento entre superficies:
- Coeficiente de Poisson del material:
- Módulo de elasticidad del material:
- Presión de contacto generada por el ajuste:
- Momento torsor máximo aceptado por el ajuste:

Estos parámetros, así como los geométricos, se variarán en secciones posteriores en función de los resultados que se quieren presentar.

2.3 Mallado

El mallado de un modelo en análisis de elementos finitos (FEA) es crucial porque permite una representación precisa de geometrías complejas, facilitando la resolución numérica de ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento físico del sistema. Controla la precisión y exactitud de los resultados, especialmente en áreas con altos gradientes y variaciones locales. Un mallado bien hecho equilibra la precisión y la eficiencia computacional, asegurando resultados confiables sin un uso excesivo de recursos. Es por esto, que se está ante una de las partes más importantes de todo análisis de elementos finitos y se le debe prestar una especial atención.

El mallado se ha realizado lo más fino posible en términos generales, teniendo en cuenta que se está utilizando el *Mechanical APDL Student*, que limita el número de nodos y elementos que un modelo puede tener. De forma más concreta, se ha procurado refinar aquellas zonas más sensibles que son tanto la zona de contacto entre superficies, donde se obtendrán los resultados de interés y el borde de dicha superficie, donde el gradiente de tensiones es mayor.

En cuanto al tipo de elemento, se han escogido en función de las necesidades del proyecto, procurando asegurar que el comportamiento real del sistema se modele con precisión.

Los tipos de elemento que se han utilizado en para el mallado son:

2.3.1 MESH - 200

El elemento *MESH200*[4], es un tipo de elemento de "sólo mallado", de manera que no contribuye de forma directa a la solución. Su uso es especialmente bueno para el mallado en múltiples pasos (como es este caso, como veremos más adelante), que requiere el uso de una malla de menor dimensión para la creación de una malla de mayor dimensión.

En cuanto a la geometría escogida a través del comando *KEYOPT* para el elemento, se ha optado por una 3-D cuadrilátera con 4 nodos, como se puede ver en la figura 2.5

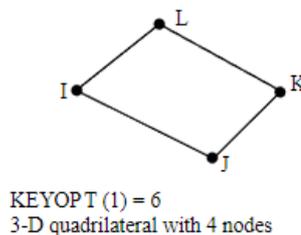


Figura 2.5 Geometría del elemento MESH200.

2.3.2 SOLID - 186

Como ya se ha mencionado, el mallado se va a realizar siguiendo una técnica de paso múltiple, de manera que se define una malla en 2D, para después extruir el plano y obtener la 3D. Para esto, se necesita definir el elemento *SOLID186*.

SOLID186[5] es un elemento sólido tridimensional de alto orden con 20 nodos que exhibe comportamiento de desplazamiento cuadrático. El elemento está definido por 20 nodos con tres grados de libertad por nodo: translaciones en las direcciones nodales x, y y z. El elemento soporta plasticidad, hiperelasticidad, fluencia, endurecimiento por tensión, grandes deflexiones y capacidades de grandes deformaciones. También tiene capacidad de formulación mixta para simular deformaciones de materiales elastoplásticos casi incompresibles y materiales hiperelásticos totalmente incompresibles.

En la figura 2.6, se muestran las distintas geometrías que puede tomar el elemento, se ha optado por la configuración por defecto.

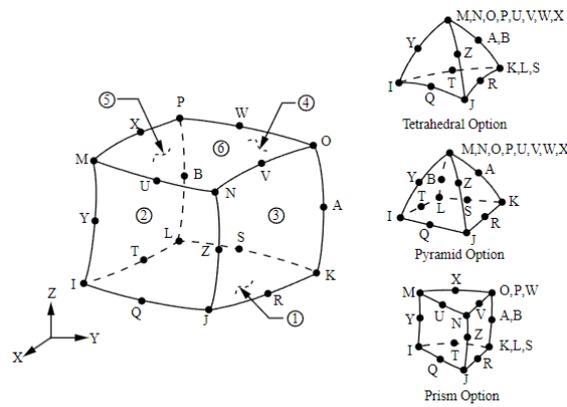


Figura 2.6 Geometría del elemento SOLID186.

2.3.3 MASS - 21

El elemento *MASS21*, es un elemento puntual, con hasta 6 grados de libertad: traslaciones nodales en las direcciones x , y y z , así como rotaciones alrededor de estos mismos ejes nodales. El elemento está definido por un solo nodo, componentes de masa concentrada en las direcciones coordenadas del elemento, e inercias rotativas alrededor de los ejes coordenados del elemento.

Una vez se han definido y descrito los elementos, se pasa al mallado en sí. El mallado se ha realizado teniendo en cuenta los siguientes factores:

- Técnica de mallado en múltiples pasos, definiéndose primero un mallado 2D para extruir posteriormente el plano y obtener el modelo 3D mallado.
- Refinamiento en las zonas más sensibles, a través de comandos específicos.
- Mallado mapeado, cuando sea posible.
- Número máximo de elementos y nodos según la versión de *ANSYS Mechanical APDL* utilizada.

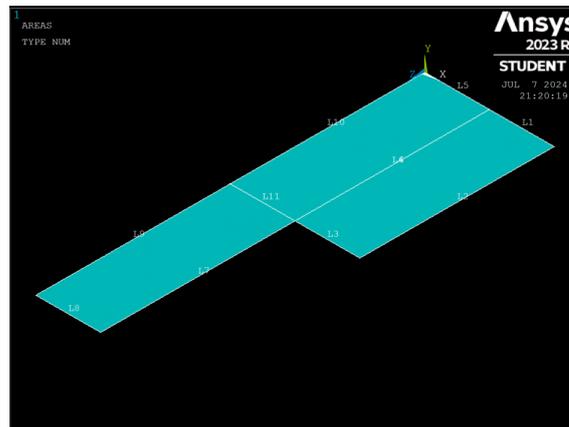


Figura 2.7 Superficie 2D a mallar.

De esta manera, el mallado se ha realizado partiendo de la superficie 2D de la figura 2.7, se han aplicado diferentes comandos para conseguir el mallado que se necesita, siguiendo los pasos que se definen en el documento de ayuda de ANSYS "*Modeling and Meshing Guide: Creating your solid model from the bottom up*" [2], donde se recomienda seguir los siguientes pasos:

1. Mallar el área que se va a extruir, arrastrar, desplazar o rotar (utilizando elementos MESH200).
2. Selecciona un tipo de elemento tridimensional adecuado (ET) (que coincida con la forma y el número de nodos del elemento MESH200). Activa la selección (TYPE).

3. Especifica el número deseado de divisiones de elementos en la dirección de extrusión, rotación o desplazamiento (argumento `NDIV` en el comando `ESIZE`).
4. Emite el comando `VROTAT`, `VEXT`, `VOFFST` o `VDRAG`.

Por tanto, se empieza por el mallado de la superficie 2D, haciendo uso del elemento *MESH200*, ya definido. Se ha utilizado el comando *LESIZE* para establecer el número de divisiones de cada línea, así como el ratio de espaciado para hacer los elementos más finos en las zonas que ya se ha mencionado, son de interés.

Una vez se han establecido las divisiones, se realiza el mallado mapeado, pudiéndose observar el resultado en la figura 2.8. Resalta especialmente como se ha conseguido afinar el mallado en la superficie de contacto entre eje y cubo y en el borde de dicha superficie, haciéndose los elementos más grandes cuanto más lejos de estas zonas se encuentran, esto es vital para aprovechar al máximo el número limitado de elementos que proporciona la versión de *ANSYS*.

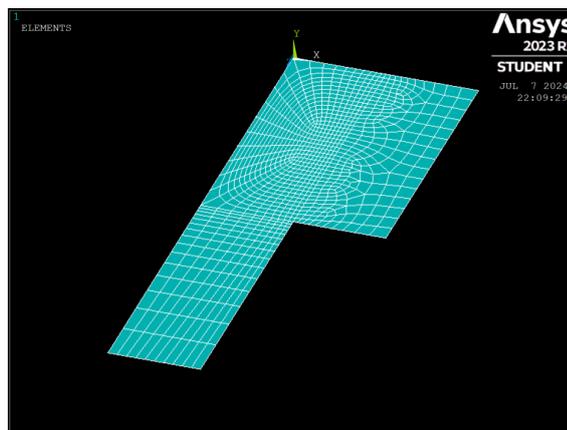


Figura 2.8 Mallado de la superficie a extruir.

Siguiendo los pasos que aconseja el documento de ayuda de *ANSYS*, se extruye el área mediante una revolución alrededor del eje *z* con el comando *VROTAT*, definiendo el número de divisiones en la dirección de extrusión (dirección azimutal en sistema de coordenadas cilíndrico) y manteniendo los atributos del área para el sólido generado, que queda modelado en la figura 2.9.

El tipo de elemento elegido para el modelo 3D es el *SOLID186*. Debido a su mayor cantidad de nodos en comparación con elementos más simples como el *SOLID45* (tetraédrico de 8 nodos), el *SOLID186* puede proporcionar una mejor representación de las distribuciones de esfuerzos y deformaciones en la región del ajuste a presión.

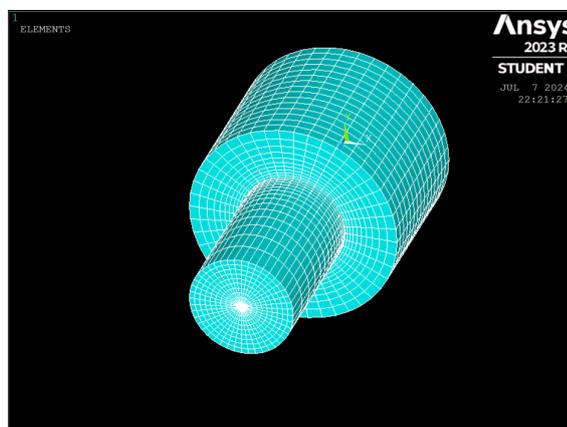


Figura 2.9 Mallado del modelo de estudio.

2.3.4 Mallado para el caso con hueco toroidal

Se va a hacer una pequeña mención al mallado del modelo en el caso en el que presenta un hueco toroidal en el eje/cubo. El mallado en este caso es más difícil de controlar debido al hueco circular que encontramos en la superficie 2D, como se puede ver en la figura 2.10, aún así se busca, como en el caso sin hueco, refinar el mallado en las zonas más sensibles que son la superficie de contacto y el borde de ésta, así como el entorno del círculo más cercano a la superficie de contacto. Es también importante mencionar que al cambiar el posicionamiento y el tamaño del hueco, el mallado no será siempre el mismo. Aún así, los resultados obtenidos son satisfactorios para el nivel de análisis al que se quiere llegar.

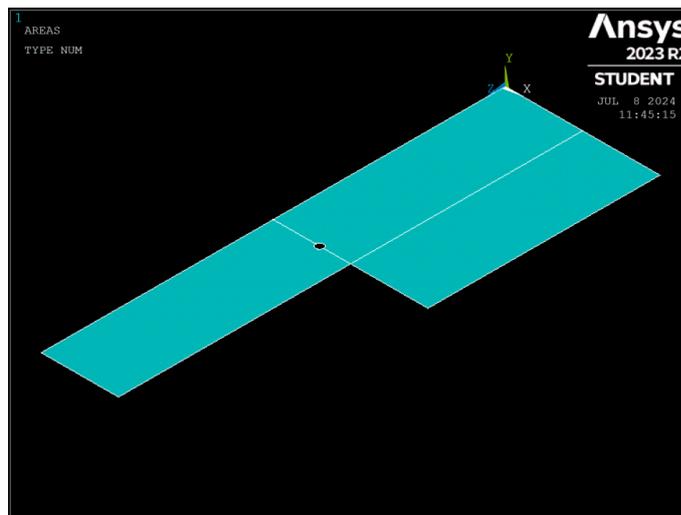


Figura 2.10 Superficie 2D a mallar.

Teniendo esto en cuenta, las instrucciones para el mallado apenas se han modificado, simplemente se ha intentado reducir aún más el tamaño de los elementos en la zona de interés a costa de aumentar el tamaño de los mismos en las zonas que no son tan importantes. Realizar un mallado mapeado ya no es posible, debido a la presencia del hueco.

En las figuras 2.11 y 2.12 se puede ver el resultado final, tanto del mallado 2D, como 3D.

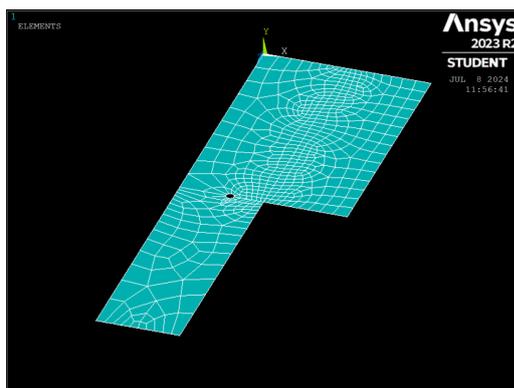


Figura 2.11 Mallado de la superficie 2D.

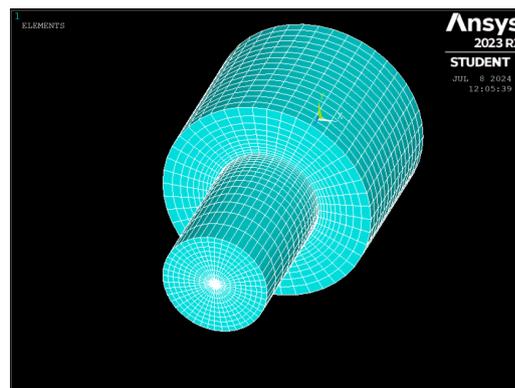


Figura 2.12 Modelo final mallado.

2.4 Cargas aplicadas y condiciones de contorno

Se procede ahora a aplicar tanto las condiciones de contorno necesarias para resolver el problema, como las cargas para el estudio. Es necesario, además, crear un par de contacto entre las superficies del eje y el cubo para aplicar la presión de contacto pertinente.

2.4.1 Condiciones de contorno

Para evitar el desplazamiento del sólido al aplicar las cargas, se aplican condiciones de contorno en desplazamientos a la cara externa del cubo, en concreto se van a restringir los desplazamientos y rotaciones de todos los nodos de dicha cara en las 3 direcciones definidas por el sistema de coordenadas.

El modelo 3D queda como se observa en las figuras 2.13 y 2.14

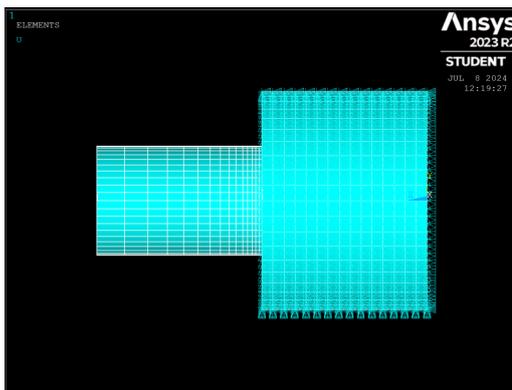


Figura 2.13 Vista lateral de las condiciones de contorno.

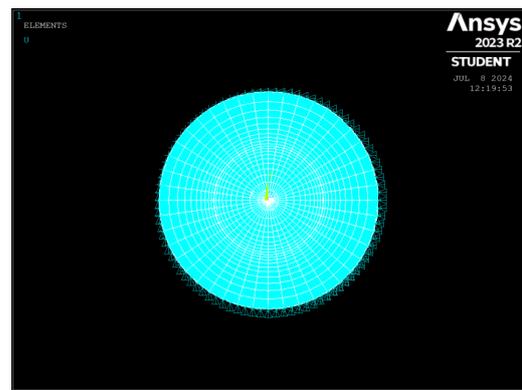


Figura 2.14 Vista frontal de las condiciones de contorno.

2.4.2 Creación del par de contacto

Este procedimiento se utiliza para crear un par de contacto en ANSYS Mechanical APDL, que consiste en una superficie objetivo y una superficie de contacto. El objetivo es modelar la interacción entre dos superficies que pueden experimentar contacto durante el análisis, como es el ajuste a presión del estudio.

Para generar el par de contacto, se define el sistema de coordenadas y se guardan las configuraciones ya existentes. Se especifican las propiedades de material y los elementos necesarios para el contacto. En este caso, se utilizan elementos de contacto y elementos objetivo específicos para un par de contacto superficie a superficie (*surface to surface*):

1. **Elemento de objetivo *TARGE170*.** Se utiliza para representar diversas superficies "objetivo" en 3D para los elementos de contacto asociados (*CONTA174*, *CONTA175* y *CONTA177*) [6]. Los elementos de contacto se superponen a los elementos *SOLID*, *SHELL* o *LINE* que describen el límite de un cuerpo deformable y potencialmente están en contacto con la superficie objetivo, definida por *TARGE170*. La geometría del elemento se puede observar en la figura 2.15
2. **Elemento de contacto *CONTA174*.** Se utiliza para representar el contacto y el deslizamiento entre superficies objetivo en 3D y una superficie deformable definida por este elemento. La geometría del elemento se puede observar en la figura 2.16 [1]. El elemento es aplicable a análisis de contacto estructural en 3D y de campos acoplados. Puede utilizarse tanto para contacto basado en pares como para contacto general. En el caso del contacto basado en pares, la superficie objetivo se define mediante el tipo de elemento objetivo 3D, *TARGE170*. En el caso del contacto general, la superficie objetivo puede definirse mediante elementos *CONTA174* (para superficies deformables) o elementos *TARGE170* (solo para cuerpos rígidos). El elemento tiene las mismas características geométricas que la cara del elemento sólido con la que está conectado.

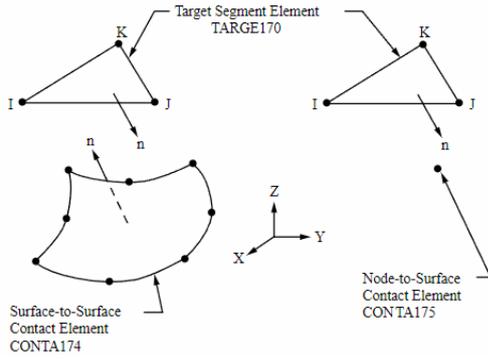


Figura 2.15 Geometría del elemento tipo TAR-GE170.

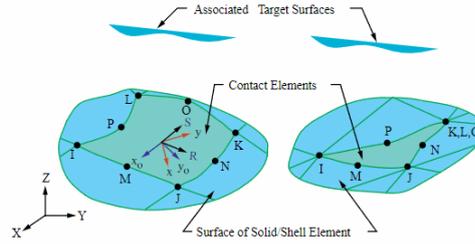


Figura 2.16 Geometría del elemento tipo CON-TA174.

Al generar el contacto, se establece una presión de contacto que se obtiene mediante la siguiente fórmula, descrita en el libro *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* [3]:

$$p = \frac{\delta}{\frac{d}{E_o} \left(\frac{d_o^2 + d^2}{d_o^2 - d^2} + \nu_o \right) + \frac{d}{E_i} \left(\frac{d_i^2 + d^2}{d^2 - d_i^2} - \nu_i \right)} \quad (2.1)$$

En el caso en que ambos elementos sean del mismo material, la fórmula se simplifica a:

$$p = \frac{E \delta}{2d^3} \left[\frac{(d_o^2 - d^2)(d^2 - d_i^2)}{d_o^2 - d_i^2} \right] \quad (2.2)$$

donde d es el diámetro nominal del eje, d_i es el diámetro interno (si hay alguno) del eje, d_o es el diámetro externo del cubo, E es el módulo de Young y ν es la relación de Poisson, con subíndices o e i para el elemento externo (cubo) e interno (eje), respectivamente. Por su parte, δ es la interferencia diametral entre el eje y el cubo, esto es, la diferencia entre el diámetro externo del eje y el diámetro interno del cubo.

$$\delta = d_{\text{eje}} - d_{\text{cubo}} \quad (2.3)$$

Para el caso de estudio, el eje no tiene diámetro interno, por lo que la ecuación para determinar la presión de contacto en la interferencia se reduce a:

$$p = \frac{E \delta}{2d^3} \left[\frac{(d_o^2 - d^2)d^2}{d_o^2} \right] \quad (2.4)$$

2.4.3 Aplicación de cargas

En cuanto a la aplicación de las cargas, se va a aplicar un par de torsión en el eje de revolución de un valor que será la mitad del máximo que puede soportar el ajuste.

El par de torsión que puede transmitirse a través de un ajuste por interferencia puede calcularse mediante un análisis básico de fricción en la interfaz entre ambas superficies como se describe en el libro *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* [3]. La fuerza de fricción es el resultado de multiplicar el coeficiente de fricción μ por la fuerza normal que actúa en la interfaz N . Dicha fuerza normal puede expresarse como el producto entre la presión de contacto generada p y el área de contacto A en la interfaz. De este modo, la fuerza de fricción F_f se determina como:

$$F_f = \mu N = \mu(pA) = \mu[p\pi 2R_c la] \quad (2.5)$$

donde la es la longitud del cubo y R_c el radio del eje, como se detalla en la figura 2.1. Esta fuerza de fricción genera un momento de torsión utilizando un brazo de palanca de R_c , lo que da lugar a la siguiente expresión para el par de torsión máximo:

$$T_{\text{max}} = F_f \cdot R_c = \mu[p\pi 2R_c la] \cdot R_c \quad (2.6)$$

Finalmente, podemos simplificar esta ecuación y obtener el par de torsión como:

$$T_{max} = \mu p \pi 2R_c^2 l a \quad (2.7)$$

Para aplicar el par de torsión en nuestro modelo, se han realizado los siguientes cálculos para obtener el par torsor máximo en cada casuística, dado que la presión de contacto generada varía en cada una de ellas. A continuación, se detallan los pasos seguidos:

1. Se genera el contacto a través del *Contact Wizard*.
2. Se aplica el comando SOLVE para generar el ajuste a presión.
3. Se rigidiza la sección en $z = 0$ respecto de un nodo (figura 2.17). Esto se hace para evitar cualquier movimiento no deseado en esa dirección, asegurando que el torsor se aplica en toda la sección a la vez, en lugar de sólo en el nodo correspondiente al eje. Al fijar una sección del modelo, logramos que el sistema se comporte de manera más controlada y realista al aplicar la torsión.
4. Se aplica la mitad del torsor máximo en el nodo.
5. Finalmente, se vuelve a aplicar el comando SOLVE para generar la solución final.

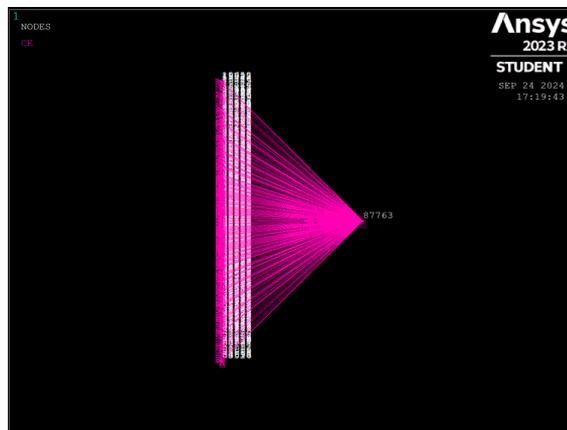


Figura 2.17 Sección rigidizada respecto al nodo 87763 en el eje de revolución.

3 Resultados obtenidos

En esta sección se presentan los resultados del análisis de tensiones realizado en el contacto entre el eje y el cubo del modelo, con el objetivo de evaluar el impacto de la presencia y ubicación de un hueco toroidal en la vida a fatiga del material.

Se han calculado tres tipos de tensiones fundamentales:

- **Tensiones normales**, que representan los esfuerzos perpendiculares a la superficie de contacto.
- **Tensiones tangenciales**, las cuales describen los esfuerzos en el plano de contacto.
- **Tensiones tangenciales máximas**, que corresponden a los planos inclinados a 45° , donde se alcanzan los mayores esfuerzos cortantes.

En concreto, se ha definido en ANSYS un *path* (camino), en el cual se obtienen los resultados que son de interés. Este *path* (camino), es una línea recta que recorre la cara exterior del eje, es decir, la superficie de contacto, de manera longitudinal. Al tratarse de un modelo axisimétrico, los resultados obtenidos en este camino en cuestión, son en verdad los resultados que obtendríamos para cualquier otro camino recto y longitudinal a lo largo de la superficie exterior del eje.

Mediante esta metodología, se busca entender cómo las variaciones en el posicionamiento y geometría del hueco afectan la distribución de tensiones y, en consecuencia, el comportamiento a fatiga del sólido. Los resultados obtenidos en diferentes configuraciones del hueco se presentan y comparan en las siguientes secciones.

3.1 Evolución de la tensión normal al plano de contacto

En el contexto del *fretting* por torsión en ajustes a presión, la *tensión normal* juega un papel fundamental en la determinación del comportamiento en la interfaz de contacto entre el eje y el cubo. Esta tensión, que actúa perpendicularmente a la superficie de contacto, influye directamente en la magnitud del desgaste y en la evolución del daño por fatiga. Es, por tanto, un parámetro clave a la hora de evaluar la efectividad de la medida paliativa propuesta.

La tensión normal es responsable de mantener el contacto entre las superficies, pero también contribuye al deslizamiento relativo que genera el *fretting*. En presencia de tensiones normales elevadas, la interacción entre las superficies de contacto puede volverse más agresiva, lo que incrementa el riesgo de daño y acorta la vida a fatiga de la unión. Un análisis detallado de la tensión normal permitirá identificar las regiones donde estas tensiones son más críticas y evaluar cómo las diferentes configuraciones geométricas y de interferencia afectan su magnitud.

En este bloque del trabajo se llevará a cabo un análisis exhaustivo de la tensión normal en distintas configuraciones de ajuste a presión, incluyendo variaciones en la interferencia, el coeficiente de rozamiento, y la geometría y posicionamiento del hueco toroidal.

El objetivo de este análisis es determinar de qué forma las distintas configuraciones afectan las tensiones normales en la interfaz de contacto, ya que esto podría reducir significativamente el daño por fatiga y aumentar la vida útil del ajuste. De este modo, se podrá determinar si las medidas paliativas, como la modificación geométrica del ajuste, son efectivas en la redistribución de las tensiones normales y, por tanto, en la mejora del comportamiento a fatiga del sistema.

3.1.1 Caso 1. Modelo sin hueco toroidal

En la figura 3.1, se observa la evolución de las tensiones normales para el caso 1, se han variado tanto la interferencia presente en el modelo como el coeficiente de rozamiento entre ambas superficies. Se pueden hacer una serie de observaciones de interés:

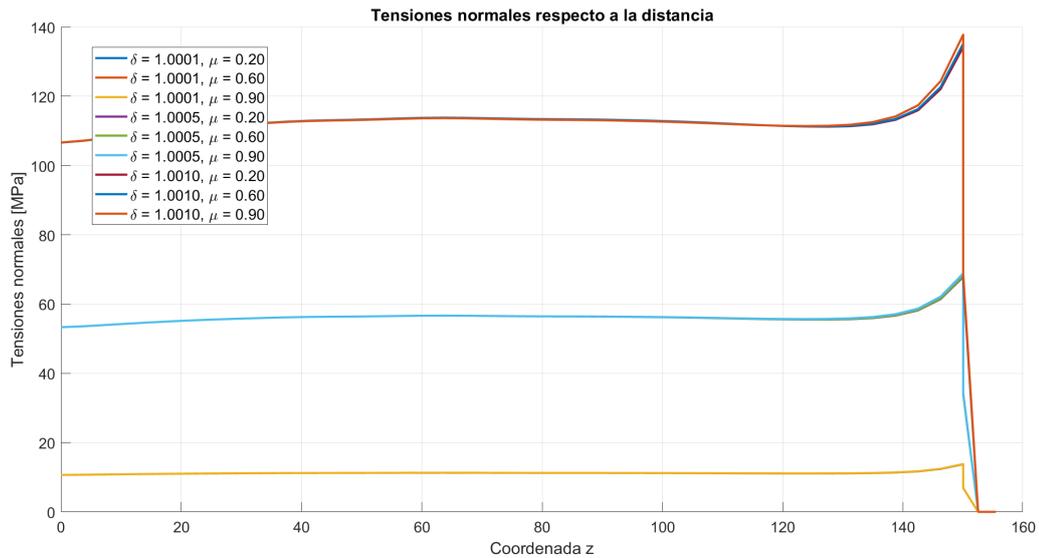


Figura 3.1 Tensiones normales en el modelo del caso 1.

1. La tensión normal máxima alcanzada es de 137.79 MPa.
2. El coeficiente de rozamiento, en comparación con la interferencia, tiene poca influencia en la evolución de las tensiones normales.
3. Como se observa en la figura 3.1, cuanto mayor es la interferencia, mayores son las tensiones normales para un coeficiente de rozamiento dado, como cabe esperar.
4. Como se observa en la figura 3.2, a mayor coeficiente de rozamiento, mayores son las tensiones normales, para una misma interferencia.

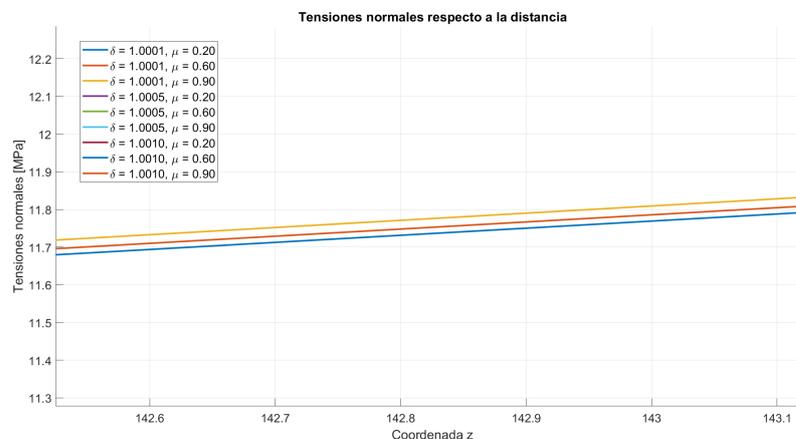


Figura 3.2 Zoom de la gráfica para $\delta = 1.001$.

Para facilitar el análisis y comparación con el resto de casos, se puede observar en la tabla 3.1, las tensiones máximas alcanzadas para cada combinación de factores (δ y μ).

Tabla 3.1 Tensiones normales máximas para el caso 1 ($z = 150$ mm).

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	13,741	13,765	13,7988
1,0005	67,851	69,069	68,821
1,0010	134,195	135,175	137,791

Se pueden extraer las mismas conclusiones que se obtuvieron observando las gráficas. Se observa como al aumentar el valor de la interferencia desde $\delta = 1.0001$ hasta $\delta = 1.0010$, las tensiones normales máximas alcanzan 10 veces su valor original, sin embargo, al aumentar el coeficiente de rozamiento, las tensiones apenas se ven aumentadas en torno a un 2% del valor inicial.

Tensión normal media

De cara a un análisis más exhaustivo del impacto que tiene la presencia de un hueco en las tensiones normales, se van a calcular las tensiones medias a lo largo del *path* definido para su posterior comparativa con el resto de casos.

La tabla 3.2 muestra dichas tensiones normales medias para el caso de estudio.

Tabla 3.2 Tensiones normales medias para caso 1: sin hueco toroidal.

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	10.889	10.895	10.902
1,0005	54.573	54.596	54.668
1,0010	109.37	109.42	109.51

3.1.2 Caso 2. Modelo con hueco toroidal en cubo

Se muestran ahora (fig. 3.3), los resultados obtenidos para el caso en que el hueco toroidal está situado en el cilindro exterior. De nuevo se muestra la evolución de las tensiones normales para distintas combinaciones de la interferencia y coeficiente de rozamiento entre ambas superficies.

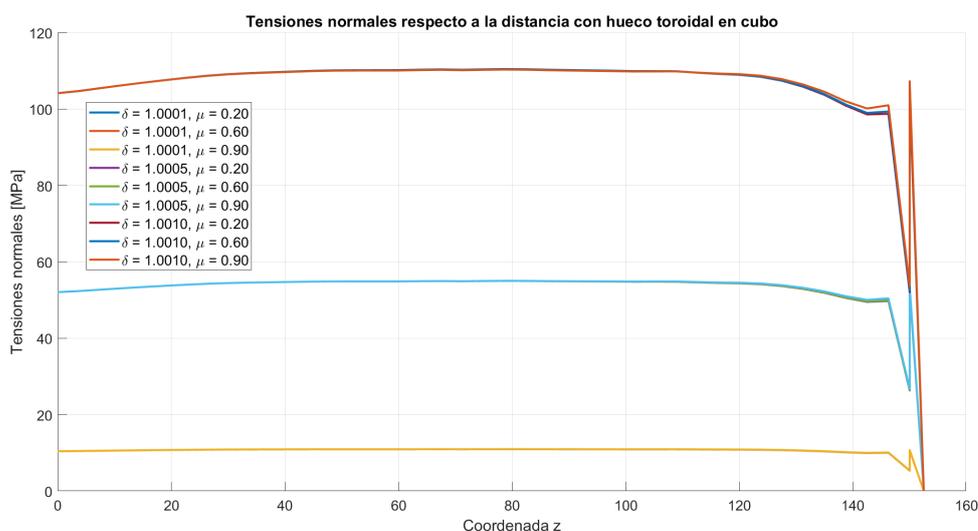


Figura 3.3 Tensiones normales en el modelo del caso 2.

La variación porcentual de las tensiones normales máximas alcanzadas respecto al caso sin hueco, se muestra en la tabla 3.3

Tabla 3.3 Variación porcentual de las tensiones normales máximas respecto al caso 1 ($z = 150$ mm).

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	-3,195	-3,175	-3,137
1,0005	-3,234	-4,545	-2,897
1,0010	-3,329	-3,063	-2,712

Se puede observar como para todos los casos, las tensiones máximas que se alcanzan se ven reducidas, se puede presuponer que existen ciertos valores de posicionamiento óptimos que reducen estas tensiones drásticamente, para el caso con hueco en el cubo, no se van a buscar dichos valores en este estudio. Para valores medios de δ y μ , la disminución de las tensiones máximas alcanzadas es óptima.

En la figura 3.3 se puede observar como la tendencia que siguen las tensiones normales son las mismas que en el caso 1, disminuyéndose las tensiones máximas que se alcanzan. Además se observa claramente como existen valles en las funciones en las zonas donde se ubica el hueco, reduciendo así la tensión normal media en el *path*.

Tensión normal media

A continuación, se muestra en la tabla 3.4 el valor de la tensión normal media para cada combinación de coeficiente de rozamiento e interferencia.

Tabla 3.4 Tensiones normales medias para caso 2: hueco toroidal en cubo.

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	10.568	10.575	10.585
1,0005	52.951	52.976	53.058
1,0010	106.09	106.14	106.27

Se observa una disminución de la tensión media respecto al caso 1 de en torno a un 2-3 %, debido a la presencia del hueco toroidal en el cubo. La variación de la posición y geometría del hueco permitiría reducir aún más estas tensiones, como se mencionó anteriormente.

3.1.3 Caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje

Finalmente, se va a mostrar en las figuras 3.4 y 3.5, como evolucionan las tensiones normales cuando situamos el hueco toroidal en el eje del modelo. Se va a estudiar dicha evolución para dos casuísticas: en primer lugar, como en los casos anteriores, se va a variar el coeficiente de rozamiento y la interferencia del ajuste y el segundo caso, variando el posicionamiento y tamaño del hueco toroidal.

Para el caso en el que se varía el coeficiente de rozamiento y la interferencia, fijamos la posición del hueco, los parámetros que la fijan son: $L_v = 0.4R_1$ y $D_g = 0.1R_1$.

La variación porcentual de las tensiones máximas alcanzadas respecto al caso sin hueco, se muestran en la siguiente tabla (tabla 3.5):

Tabla 3.5 Variación porcentual de las tensiones normales máximas respecto al caso 1 ($z = 150$ mm).

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	31.601	31.443	31.679
1,0005	31.257	29.639	31.152
1,0010	31.214	31.128	31.456

Se puede observar fácilmente como las tendencias que siguen los cambios en los valores de interferencia y coeficiente de rozamiento son los mismos que en los casos anteriores.

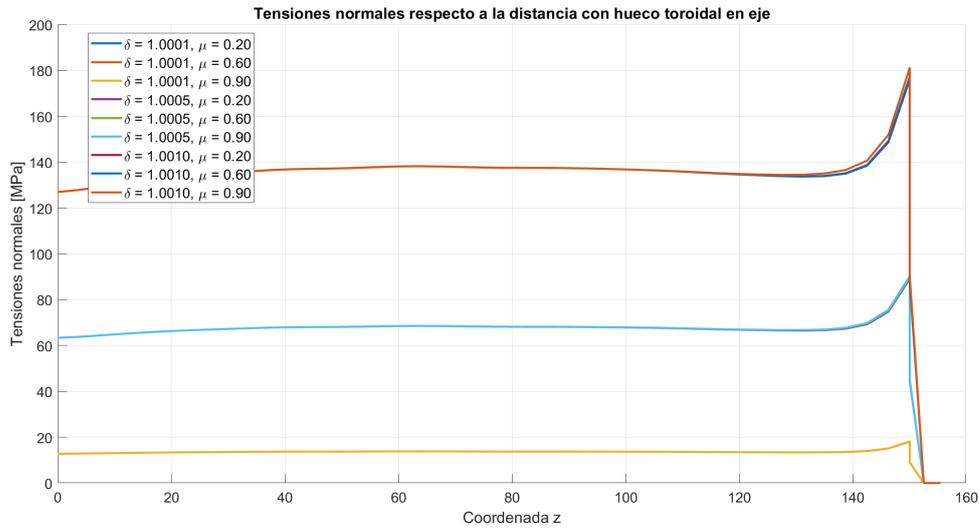


Figura 3.4 Tensiones normales en el modelo del caso 3.

La introducción de un hueco en el eje no parece reducir las tensiones normales máximas alcanzadas (al menos para el posicionamiento y tamaño escogidos, más adelante veremos que si se produce una reducción), sino que provoca un aumento de en torno el 30% en las mismas respecto del caso sin hueco.

Finalmente se muestra en la figura 3.5, la evolución de las tensiones normales respecto a la distancia, variando el posicionamiento y tamaño del hueco y fijando los valores de coeficiente de rozamiento e interferencia, que serán $\delta = 1.0005$ y $\mu = 0.6$. Se ve la reducción que hay en los valores de las tensiones a lo largo del *path* definido, a pesar de que las tensiones máximas no se ven reducidas en la mayoría de los casos (tabla 3.6).

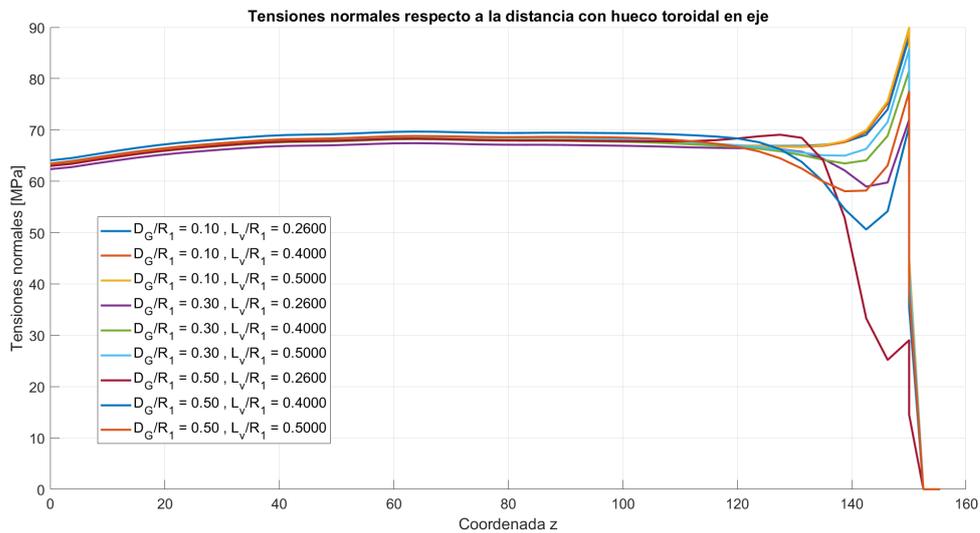


Figura 3.5 Tensiones normales en el modelo del caso 3, variando posición y tamaño del hueco toroidal.

Se puede observar en la tabla 3.6, la variación porcentual de las tensiones normales alcanzadas en $z = 150\text{mm}$ respecto de las alcanzadas para el caso 1 con $\delta = 1.0005$ y $\mu = 0.6$.

Tabla 3.6 Variación porcentual de las tensiones normales respecto al caso 1 ($z = 150$ mm).

$D_g/R_1 \backslash L_v/R_1$	0,26	0,4	0,5
0.1	27.457	29.639	30.219
0.3	4.200	18.024	24.075
0.5	-57.975	2.373	12.148

Como se ve, se produce una reducción drástica de las tensiones normales para el tamaño de agujero más grande y la menor distancia. No obstante, no se puede extrapolar este resultado a términos absolutos ("a mayor tamaño del agujero y menor distancia, menores serán las tensiones normales"), pues el número de valores escogido y los valores en sí son pocos y arbitrarios.

Tensión normal media

Finalmente se va a comparar como cambia la tensión normal media en el *path* respecto al caso de referencia (caso1: sin hueco toroidal).

Para ello se han calculado las tensiones normales medias para cada combinación de valores de coeficiente de rozamiento (μ) e interferencia (δ) manteniendo constante el posicionamiento y geometría del hueco ($L_v = 0.4R_1$ y $D_g = 0.1R_1$), presentes en la tabla 3.7 que se muestra a continuación:

Tabla 3.7 Tensiones normales medias para caso 3: hueco toroidal en eje..

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	13.259	13.260	13.261
1,0005	65.831	65.898	65.921
1,0010	132.40	132.44	132.72

Se observa un incremento en las tensiones medias de aproximadamente un 30%, fenómeno que puede atribuirse a que la ubicación y la geometría del hueco seleccionados no son óptimos para evidenciar una reducción de tensiones. No obstante, como se analizará en el caso siguiente, se observará dicha disminución al variar los parámetros de posición y geometría.

Se va entonces a calcular de igual forma la tensión media en el *path* variando ahora los parámetros de geometría y posición, D_g y L_v y manteniendo constantes los valores de interferencia y coeficiente de rozamiento ($\delta = 1.0005$ y $\mu = 0.6$).

Los valores de tensión media obtenidas se ven en la tabla que se muestra a continuación:

Tabla 3.8 Tensiones normales medias para caso 4: hueco toroidal en eje, variando posición y geometría del mismo..

$D_g/R_1 \backslash L_v/R_1$	0,26	0,4	0,5
0.1	65.748	65.898	66.008
0.3	63.925	64.991	65.686
0.5	62.391	64.963	64.772

Se puede observar en la tabla 3.8 como ahora sí se obtiene una reducción de la tensión media de en torno a un 2% con respecto al caso de referencia, en el que la tensión media era de 69.069 MPa.

3.2 Evolución de la tensión tangencial al plano de contacto

La tensión tangencial es un componente esencial, ya que actúa de forma paralela a la superficie de contacto y es la principal responsable del deslizamiento relativo entre el eje y el cubo. La combinación de estas tensiones tangenciales con las tensiones normales crea un estado de esfuerzo complejo que influye en la formación de grietas y en la reducción de la vida a fatiga de la unión.

La tensión tangencial tiene un impacto directo en el nivel de fricción y desgaste en la interfaz de contacto. Cuando estas tensiones alcanzan niveles críticos, pueden desencadenar la aparición de grietas y otros defectos estructurales que aceleran el fallo por fatiga. Un análisis detallado de la distribución de la tensión tangencial en las distintas configuraciones geométricas y de interferencia permitirá identificar las áreas más susceptibles al daño y evaluar cómo los cambios en las condiciones de contacto afectan su magnitud.

En este bloque del trabajo, se llevará a cabo un análisis detallado de la evolución de la tensión tangencial a lo largo de la superficie de contacto en diferentes escenarios, variando la interferencia y el coeficiente de rozamiento del ajuste, así como la geometría y posicionamiento del hueco toroidal.

El objetivo principal de este análisis es obtener aquellas configuraciones que minimizan las tensiones tangenciales en las zonas críticas de contacto, ya que una reducción en estas tensiones puede mitigar el desgaste por deslizamiento y aumentar la vida a fatiga del ajuste.

3.2.1 Caso 1. Modelo sin hueco toroidal

A continuación se analiza la evolución de las tensiones tangenciales a lo largo del *path* definido con anterioridad. Se puede observar en la figura 3.6 dicha evolución:

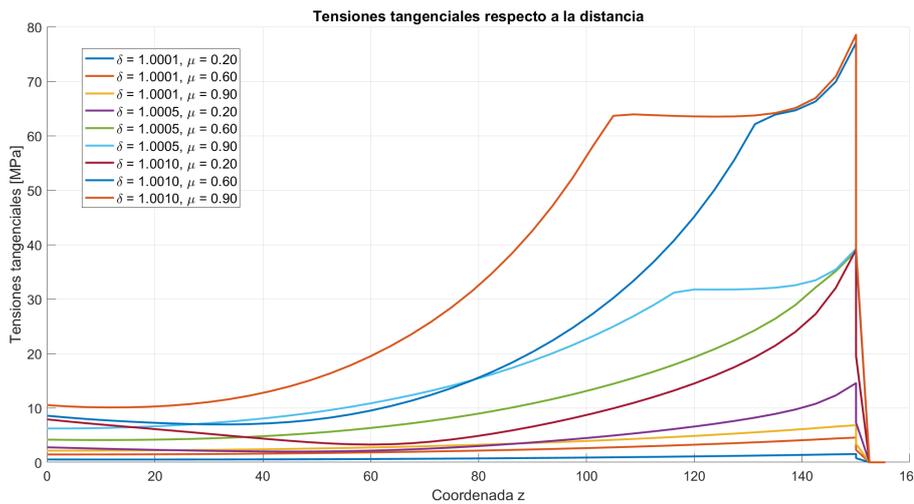


Figura 3.6 Tensiones tangenciales en el modelo del caso 1.

Se muestra, además, como varían las tensiones tangenciales máximas alcanzadas para las diferentes combinaciones de valores de interferencia y coeficiente de rozamiento:

Tabla 3.9 Variación porcentual de las tensiones tangenciales máximas respecto al caso 1 (z = 150 mm).

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	1.523	3.412	6.823
1,0005	14.5521	28.799	38.228
1,0010	39.024	77.049	78.541

Como se hizo para las tensiones normales, cabe destacar algunos datos de interés:

1. La tensión tangencial máxima alcanzada es de 78.541 MPa.

2. El coeficiente de rozamiento, en comparación con la interferencia ahora si tiene influencia en la evolución de las tensiones normales, como veremos más adelante.
3. Como se observa en la figura 3.6, a mayor coeficiente de rozamiento, mayores son las tensiones tangenciales, para una misma interferencia.
4. A pesar de la relevancia que toma el valor del coeficiente de rozamiento escogido, a mayor interferencia sigue produciéndose un aumento significativo de las tensiones tangenciales máximas alcanzadas, como cabe esperar.

Tensión tangencial media

De igual forma que se ha hecho para la tensión normal, se va a realizar un análisis de la tensión tangencial media que se obtiene al variar los parámetros de interés para obtener una conclusión más robusta.

Se muestra en la tabla a continuación (tabla 3.16) los valores de la tensión media alcanzada para el caso 1, en el que el ajuste a presión no presenta hueco toroidal, para las diferentes combinaciones escogidas de interferencia y coeficiente de rozamiento.

Tabla 3.10 Tensiones tangenciales medias para caso 1: sin hueco toroidal.

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	0.77506	2.2959	3.4407
1,0005	4.2305	11.645	17.038
1,0010	9.5014	23.815	34.573

Se observa, como ya se ha mencionado, la importancia que cobra ahora el valor de coeficiente de rozamiento escogido, multiplicándose hasta por 5 el valor de la tensión media al aumentar este parámetro. El valor de la interferencia también es de gran importancia, como es lógico, pudiendo aumentarse las tensiones en más de 10 veces al aumentar el parámetro δ (dentro de los valores escogidos).

3.2.2 Caso 2. Modelo con hueco toroidal en cubo

Al introducir un hueco toroidal en el cubo en la posición y con el tamaño descritos en el apartado 2.1.2, se obtiene la siguiente evolución de las tensiones tangenciales para diferentes combinaciones de coeficiente de rozamiento e interferencia.

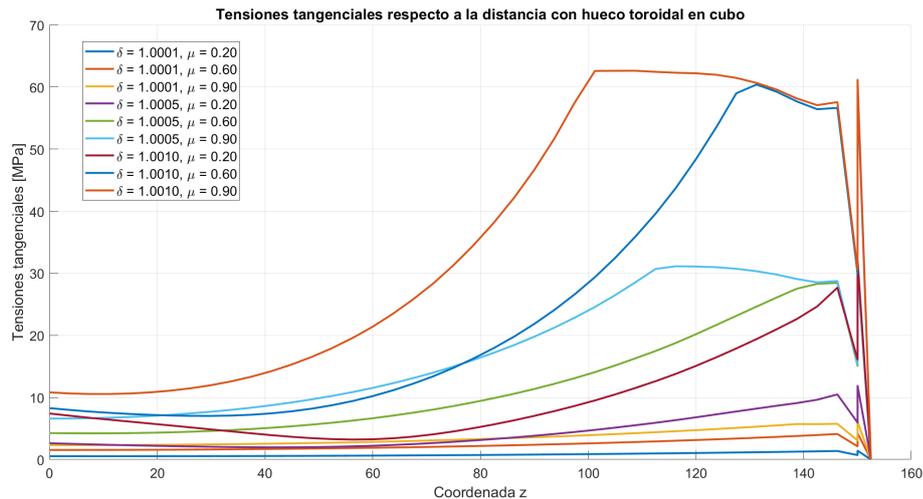


Figura 3.7 Tensiones tangenciales en el modelo del caso 2.

Se puede observar como se produce una reducción drástica de dichas tensiones en el entorno donde está situado el hueco toroidal, sin embargo las tensiones máximas alcanzadas parecen no sufrir grandes variaciones.

Se muestra también en la siguiente tabla la variación porcentual de las tensiones tangenciales alcanzadas en el punto $z=150$ mm respecto de las alcanzadas en el caso sin hueco toroidal:

Tabla 3.11 Variación porcentual de las tensiones tangenciales máximas respecto al caso 1 ($z = 150$ mm).

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	-4.005	27.814	-3.649
1,0005	2.838	30.491	-0.358
1,0010	2.942	-3.062	-2.713

Se puede observar en la tabla como las tensiones tangenciales máximas alcanzadas no siguen un patrón lineal con los valores de interferencia y rozamiento escogidos, obteniéndose disminuciones de las mismas sólo para algunos casos que en principio podrían no tener mucha lógica, esto se debe a haber hecho el análisis de las tensiones en $z=150$ mm en lugar de comparar las tensiones medias.

Al observar la gráfica 3.7, se puede uno hacer a la idea de la importancia que tendrán esas disminuciones de tensión (en forma de mínimo local de la función) a la hora de obtener una conclusión de nuestro estudio.

Tensión tangencial media

Por ese motivo, al igual que se ha hecho con el resto de casos, se va a hacer una comparación de la tensión media respecto al caso de referencia, para hacer un análisis más significativo.

Se muestran en la tabla a continuación (tabla 3.13) los valores de tensión media alcanzados para el caso 2. Se muestran también los datos del caso 1 (caso de referencia) para poder hacer la comparación más fácilmente.

Tabla 3.12 Tensiones tangenciales medias para caso 1: sin hueco toroidal.

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	0.77506	2.2959	3.4407
1,0005	4.2305	11.645	17.038
1,0010	9.5014	23.815	34.573

Tabla 3.13 Tensiones tangenciales medias para caso 2: hueco toroidal en cubo..

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	0.77983	2.3213	3.4751
1,0005	4.1978	11.699	17.178
1,0010	9.3375	23.819	34.850

Se observa como a medida que aumentamos el valor de la interferencia, el valor de la tensión tangencial media se ve reducido respecto al caso de referencia, mientras que, por el contrario, a medida que aumentamos el coeficiente de rozamiento la tensión tangencial media se ve aumentada respecto al caso 1. Así la máxima disminución la obtenemos para interferencias grandes y coeficiente de rozamiento pequeño.

3.2.3 Caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje

Finalmente, se obtienen los resultados referentes a la evolución de las tensiones tangenciales a lo largo del *path* definido para el caso en el que se coloca un hueco toroidal dentro del eje, según las características geométricas definidas en el apartado 2.1.3. Se va a estudiar dicha evolución para dos casuísticas: en primer lugar, como en los casos anteriores, se va a variar el coeficiente de rozamiento y la interferencia del ajuste, manteniendo las características geométricas del hueco de referencia ($L_v = 0.4R_1$ y $D_g = 0.1R_1$) y el segundo caso, variando el posicionamiento y tamaño del hueco toroidal, manteniendo el coeficiente de rozamiento y la interferencia del ajuste de referencia ($\delta = 1.005$ y $\mu = 0.6$).

Se puede observar en la figura 3.8, la evolución de la tensión tangencial para la primera de estas casuísticas.

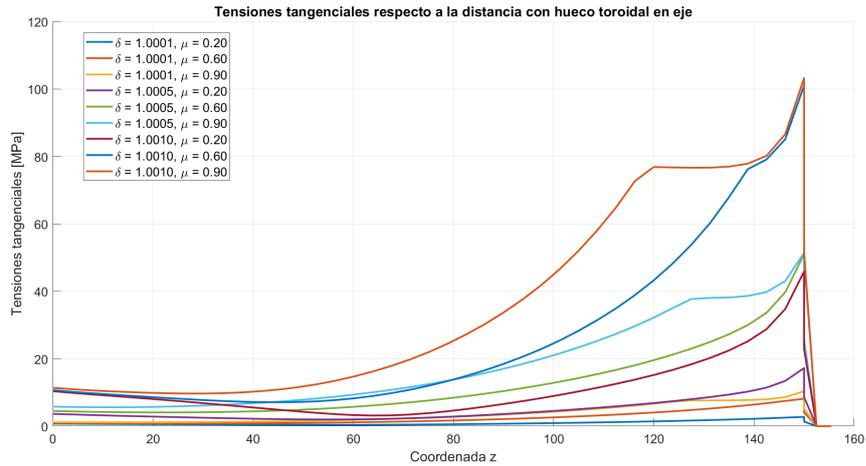


Figura 3.8 Tensiones tangenciales en el modelo del caso 3.

Se expone a continuación la tabla 3.15 referente a las variaciones porcentuales de las tensiones tangenciales alcanzadas en $z=150$ mm respecto del caso sin hueco toroidal.

Tabla 3.14 Variación porcentual de las tensiones tangenciales máximas respecto al caso 1 ($z = 150$ mm).

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	80.374	138.189	51.795
1,0005	18.451	77.221	34.582
1,0010	17.553	31.130	31.455

Como ya se ha comentado en varias ocasiones, para los valores de los parámetros escogidos no se ve reducción ninguna de las tensiones tangenciales, sino todo lo contrario, se observan aumentos desde un 18 hasta un 139% en los valores de las tensiones tangenciales máximas, esto es, sin duda, debido a que las características geométricas del hueco y su posicionamiento se han escogido de manera arbitraria, por lo que merece la pena estudiar como cambian las tensiones al modificar estas variables y si se puede disminuir las tensiones en la zona de interés.

En la siguiente figura, se puede observar la evolución de la tensión tangencial variando las características geométricas del hueco toroidal.

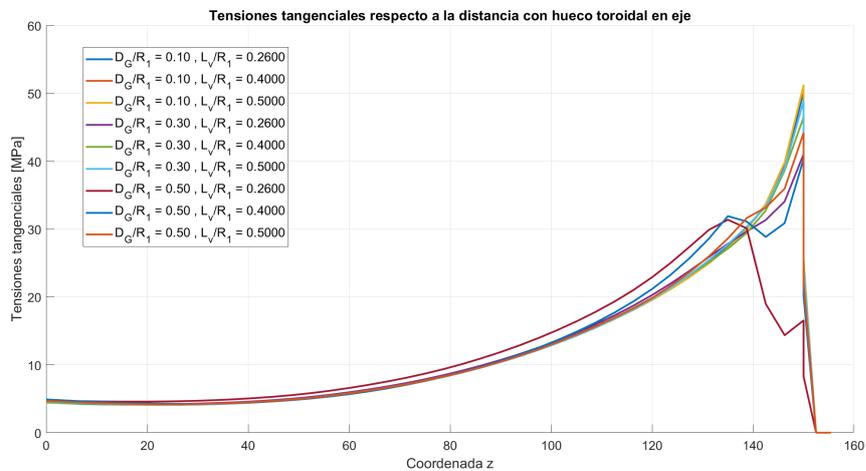


Figura 3.9 Tensiones tangenciales en el modelo del caso 3, variando posición y tamaño del hueco toroidal.

También se aporta la tabla con las variaciones porcentuales de las tensiones tangenciales en $z=150\text{mm}$.

Tabla 3.15 Variación porcentual de las tensiones tangenciales respecto al caso 1 ($z = 150\text{ mm}$).

$D_g/R_1 \backslash L_v/R_1$	0,26	0,4	0,5
0,1	74.238	77.221	77.801
0,3	42.446	61.342	69.617
0,5	-42.550	39.949	53.311

Como se ve, como para las tensiones normales, se produce una reducción drástica de las tangenciales para el tamaño de agujero más grande y la menor distancia. No obstante, no se puede extrapolar este resultado a términos absolutos ("a mayor tamaño del agujero y menor distancia, menores serán las tensiones tangenciales"), pues el número de valores escogido y los valores en sí son pocos y arbitrarios.

Tensión tangencial media

Finalmente, se han obtenido también la tensión media para cada una de las dos casuísticas de las que hablamos anteriormente, que nos podrán ofrecer una mejor perspectiva de como varían las tensiones a lo largo de todo el *path* al modificar los parámetros de rozamiento - interferencia (tabla 3.17) y geometría - posicionamiento (tabla 3.18).

Tabla 3.16 Tensiones tangenciales medias para caso 1: sin hueco toroidal.

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	0.77506	2.2959	3.4407
1,0005	4.2305	11.645	17.038
1,0010	9.5014	23.815	34.573

Tabla 3.17 Tensiones tangenciales medias para caso 3: hueco toroidal en eje.

$\delta \backslash \mu$	0,2	0,6	0,9
1,0001	0.90905	2.3759	3.4841
1,0005	4.5275	11.898	17.269
1,0010	10.469	24.725	34.676

Se puede observar en la tabla 3.17 como la tensión media para el caso con hueco toroidal en eje es siempre del orden de un 1-3% mayor que en el caso de referencia (3.16) para la geometría y posicionamiento escogidos ($L_v = 0.4R_1$ y $D_g = 0.1R_1$) que como ya hemos visto, no son ni mucho menos los deseados.

Al recorrer distintas posibilidades en cuanto a posición y geometría, los resultados son mucho más satisfactorios.

Tabla 3.18 Tensiones tangenciales medias para caso 4: hueco toroidal en eje, variando posición y geometría del mismo..

$D_g/R_1 \backslash L_v/R_1$	0,26	0,4	0,5
0,1	11.889	11.898	11.901
0,3	11.794	11.842	11.894
0,5	11.636	11.934	11.880

Se puede observar claramente en la tabla 3.18 como al aumentar progresivamente el diámetro del hueco toroidal y situarlo más cerca del plano de contacto, la tensión media se ve reducida respecto al caso de referencia, para el cual la tensión media es de 11.898 MPa.

Anexo caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje. Barrido de parámetros.

Como ya se ha comentado anteriormente, con el objetivo de obtener una conclusión más fiable respecto a cual es la posición y el diámetro del toroide más favorable, se debe hacer un barrido mayor entre los parámetros de estudio para observar su tendencia. De esta manera, se presenta a continuación los valores obtenidos para las tensiones normales y tangenciales en $z=150\text{mm}$ para diferentes combinaciones de los parámetros de estudio. Se recuerda al lector que $z=150\text{ mm}$ es el punto de máximas tensiones en la gran mayoría de los casos.

A continuación se muestra tanto la tabla con los valores de las tensiones normales máximas obtenidas tras realizar el barrido de valores, como la gráfica de la evolución de estos valores interpolados, además de el valor de la tensión máxima que se alcanza en el caso de referencia, caracterizado por los siguientes parámetros: $L_v = 0.4R_1$, $D_g = 0.1R_1$, $\delta = 1.005$ y $\mu = 0.6$.

Tabla 3.19 Tensiones normales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1 .

$D_g/R_1 \backslash L_v/R_1$	0,16	0,26	0,31	0,4	0,5	0,6	0,74	0,84
0,1	87.798	88.033	91.703	89.451	89.941	91.795	93.284	92.915
0,2	70.776	83.701	82.092	85.424	90.975	89.291	91.239	90.545
0,3	47.374	71.970	77.584	81.518	85.697	87.436	87.432	90.796
0,35		67.635	72.768	79.407	81.526	85.620	90.079	
0,4		58.949	67.377	76.134	80.804	84.980	85.470	
0,5		29.026	56.333	70.708	77.460	81.449	88.349	
0,6			23.230	58.739	68.376	78.083		

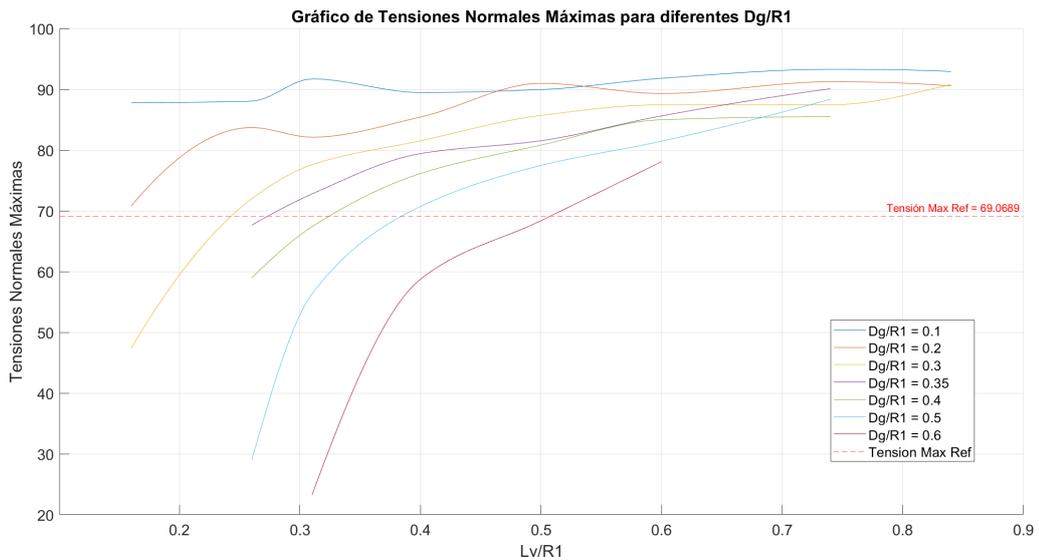


Figura 3.10 Tensiones normales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1 .

Por otro lado, se muestra la misma tabla (4.2) y gráfica (3.11) para las tensiones tangenciales máximas. Se pueden sacar algunas conclusiones interesantes respecto a las tendencias observadas:

- Como ya se había comentado antes, para un valor de D_g/R_1 constante, a mayor L_v/R_1 , mayores serán las tensiones obtenidas. Del mismo modo, para un valor de L_v/R_1 constante, a mayor D_g/R_1 , menores serán las tensiones obtenidas. Por tanto, interesará situar el hueco toroidal cerca de la zona de contacto y con el mayor diámetro posible.
- A cuenta de lo comentado en el punto anterior, es interesante observar cómo cuánto más cerca se sitúa el hueco toroidal, menos libertad tenemos para elegir el tamaño de dicho hueco, por tanto, ¿Conviene más que el hueco sea de gran diámetro o que su centro esté situado muy cerca de la zona de contacto?. A partir de los datos obtenidos, a mayor tamaño de hueco, mejor. Aunque siempre procurando que el perímetro del mismo esté lo más cerca posible de la zona de contacto.

- Prestándole ahora más atención a las gráficas, se observa como para distancias por debajo del ratio $L_v/R_1 = 0.5$, se observa claramente que a mayor diámetro del hueco, menores son las tensiones, sin embargo, esto no ocurre siempre para distancias mayores, dónde habría que alcanzar una solución de compromiso.

Tabla 3.20 Tensiones tangenciales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1 .

$D_g/R_1 \backslash L_v/R_1$	0,16	0,26	0,31	0,4	0,5	0,6	0,74	0,84
0,1	41.023	50.179	49.262	51.038	51.205	50.199	49.176	49.329
0,2	40.342	47.796	46.783	48.692	48.980	50.791	49.536	50.733
0,3	27.003	41.023	43.604	46.465	48.848	49.838	49.837	48.585
0,35		38.552	41.478	45.262	46.469	48.803	49.645	
0,4		33.601	33.481	43.396	46.058	48.439	48.718	
0,5		16.545	30.014	40.304	44.152	46.447	48.949	
0,6			13.242	38.419	38.974	44.507		

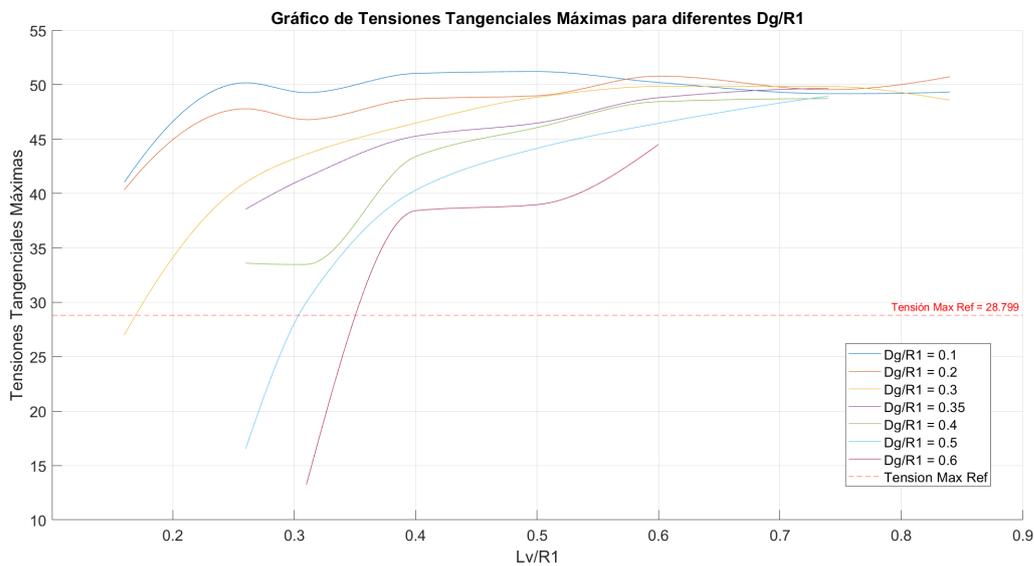


Figura 3.11 Tensiones tangenciales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1 .

3.3 Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max}

Las tensiones normales y tangenciales en la interfaz de contacto (dadas por el ajuste y la fricción entre el eje y el cubo) determinan el estado de esfuerzo en el punto de contacto. Estas tensiones son relevantes para entender la distribución de carga en la interfaz y el nivel de daño superficial que puede inducirse en la zona de contacto. Menores tensiones normales y tangenciales en el contacto ayudan a reducir el desgaste y la deformación en el área de contacto, lo cual es favorable para la vida útil general de la unión. Sin embargo, esto no siempre se traduce en una vida a fatiga significativamente mayor en términos de nucleación de grietas en planos de esfuerzo máximo, especialmente en condiciones de torsión.

Es por eso que evaluar las tensiones tangenciales máximas es de vital importancia. Según el libro *Fatigue of Materials* de Suresh[13], la tensión tangencial máxima $\tau_{max} = \frac{S_1 - S_3}{2}$ representa el esfuerzo de cizalla máximo y tiene una influencia directa en la iniciación de grietas por fatiga en condiciones de torsión. En este tipo de carga, los planos a $\pm 45^\circ$ al eje del cilindro son donde se concentra la mayor cizalla (debido a la estructura interna del material), facilitando la aparición de microgrietas que, bajo un esfuerzo cíclico, podrían crecer hasta causar fallos.

A continuación, se va a evaluar, como ya se ha hecho en las secciones anteriores, cómo la introducción de un hueco toroidal tanto en el eje como en el cubo del modelo puede disminuir o aumentar dichas tensiones

tangenciales máximas, afectando de forma directa a la vida a fatiga de la pieza.

3.3.1 Caso 1. Modelo sin hueco toroidal

En primer lugar, en la figura 3.12, se presenta la evolución de la tensión tangencial máxima a lo largo de la superficie del eje. Esta visualización facilita una comparación exhaustiva con los casos en los que se incorpora el hueco toroidal, permitiendo así evaluar el impacto de esta modificación en las tensiones tangenciales en los planos a ± 45 grados del sistema.

A continuación, en la siguiente gráfica, se muestra la evolución observada:

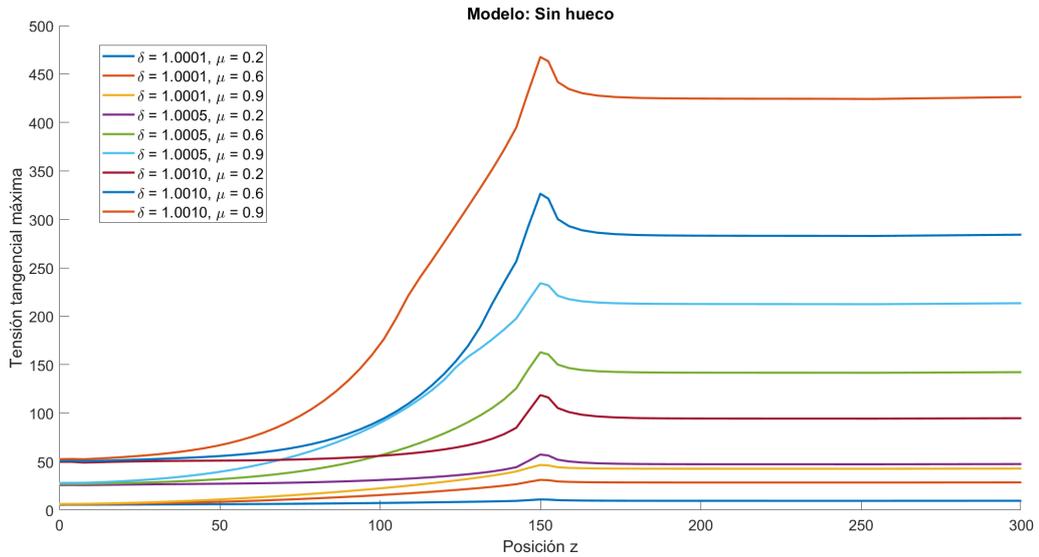


Figura 3.12 Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max} a lo largo de la superficie del eje para el caso 1.

Tal como se anticipaba en secciones anteriores, y acorde con el comportamiento esperado, se observa que un incremento tanto en la interferencia del ajuste como en el coeficiente de rozamiento genera un aumento notable en la tensión tangencial máxima. Este fenómeno puede explicarse por la mayor compresión que genera una mayor interferencia y la mayor resistencia al deslizamiento derivada de un mayor coeficiente de rozamiento.

En la Tabla 3.21, se presentan los valores máximos de las tensiones tangenciales máximas (las de los planos a ± 45 grados) alcanzadas en la superficie del eje. Estos valores tienden a localizarse en la posición donde comienza el ajuste, aproximadamente en $z = 150$ mm, dado que dicha posición constituye una "discontinuidad geométrica" que actúa como concentrador de tensiones, favoreciendo el desarrollo de valores máximos de la tensión tangencial.

Tabla 3.21 Valores máximos de la tensión τ_{max} en el caso 1.

$\delta \backslash \mu$	1,0001	1,0005	1,001
0,2	10,91	57,251	118,628
0,6	31,095	162,817	326,458
0,9	46,469	234,087	467,583

Se observan en la tabala las tendencias descritas anteriormente de las tensiones con el coeficiente de rozamiento y la interferencia, se puede ver como existe un aumento de hasta un 4000% entre extremos.

3.3.2 Caso 2. Modelo con hueco toroidal en cubo

Tras obtener los resultados correspondientes al modelo sin hueco, se procede a introducir un hueco toroidal en el cubo del ajuste. Este nuevo escenario permite evaluar el impacto de dicha modificación en las tensiones

generadas y, en consecuencia, en la vida a fatiga del material. Para este análisis, se vuelven a considerar diversas combinaciones de interferencia y coeficiente de rozamiento, permitiendo una comparación detallada de cada caso con el modelo sin hueco. De este modo, se pueden extraer conclusiones significativas sobre el efecto del hueco toroidal en el comportamiento tensional de la unión.

En la figura 3.13 se muestra la evolución de la tensión tangencial máxima a lo largo de la superficie del eje, considerando la presencia del hueco toroidal.

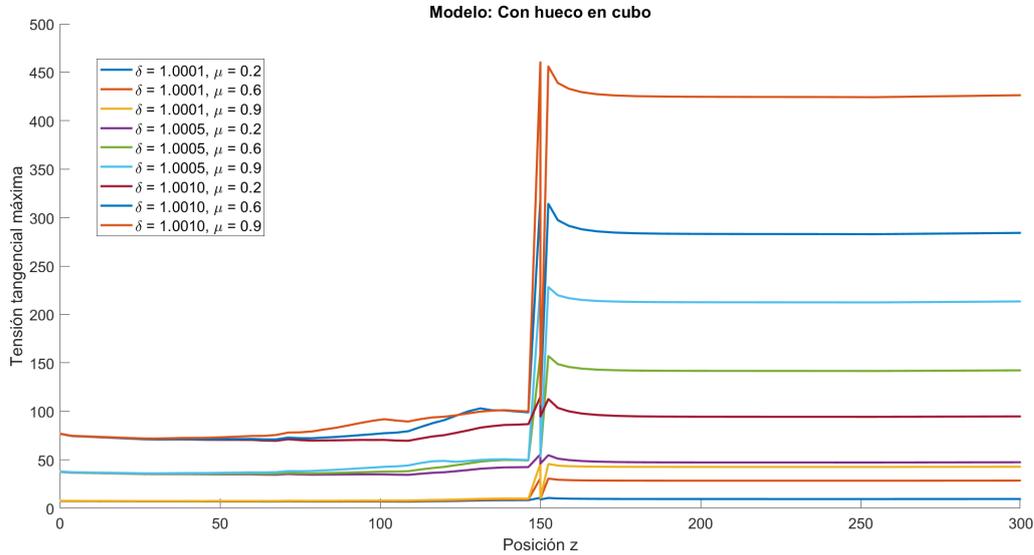


Figura 3.13 Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max} a lo largo de la superficie del eje para el caso 2.

Se observa que las tendencias de las tensiones en relación con los cambios en la interferencia y el coeficiente de rozamiento mantienen un comportamiento similar al ya descrito para el modelo sin hueco. Sin embargo, la presencia del hueco introduce una disminución en la tensión tangencial, que se manifiesta en la gráfica como una "zona de valle" localizada en la posición del hueco. Este descenso en la tensión podría traducirse en una ventaja en términos de mitigación del crecimiento de grietas, lo cual favorecería la vida a fatiga del material.

Para realizar un análisis más exhaustivo, se han determinado nuevamente los puntos en los que estas tensiones tangenciales máximas son más elevadas. Estos valores máximos se comparan con los correspondientes al modelo sin hueco, y en la tabla 3.22 se presenta la variación porcentual observada respecto a dicho modelo.

Tabla 3.22 Variación porcentual de los máximos de τ_{max} respecto al caso sin hueco.

$\delta \backslash \mu$	1,0001	1,0005	1,001
0,2	-1,6856	-2,7800	-3,0634
0,6	-0,6339	-2,1269	-2,2919
0,9	-0,8548	-1,5456	-1,5437

La información recopilada en la Tabla 3.22 permite extraer conclusiones significativas sobre el efecto de la introducción del hueco toroidal en el cubo sobre las tensiones tangenciales máximas, τ_{max} . Se observa que esta modificación resulta en una mayor reducción de τ_{max} a medida que aumenta la interferencia y disminuye el coeficiente de rozamiento en la unión. En condiciones óptimas (dentro de los valores seleccionados), se alcanza una disminución de τ_{max} de hasta un 3%.

3.3.3 Caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje

Otra de las configuraciones analizadas en este estudio consiste en la introducción de un hueco toroidal en el eje de la unión ajustada. Para esta situación, se evaluarán dos variantes del problema. En primer lugar, se

analizará cómo varía la tensión tangencial máxima, τ_{max} , cuando se modifican los parámetros de interferencia y coeficiente de rozamiento. En este caso, se utilizará un hueco de referencia situado a una distancia $L_V = 0.4R_1$ de la zona de contacto y con un diámetro $D_G = 0.1R_1$.

En la segunda variante, se investigará cómo afectan los cambios en la posición y geometría del hueco a τ_{max} , manteniendo constantes los valores de interferencia, $\delta = 1.0005$, y coeficiente de rozamiento, $\mu = 0.6$.

En las Figuras 3.14 y 3.15 se muestra la evolución de τ_{max} para ambos escenarios:

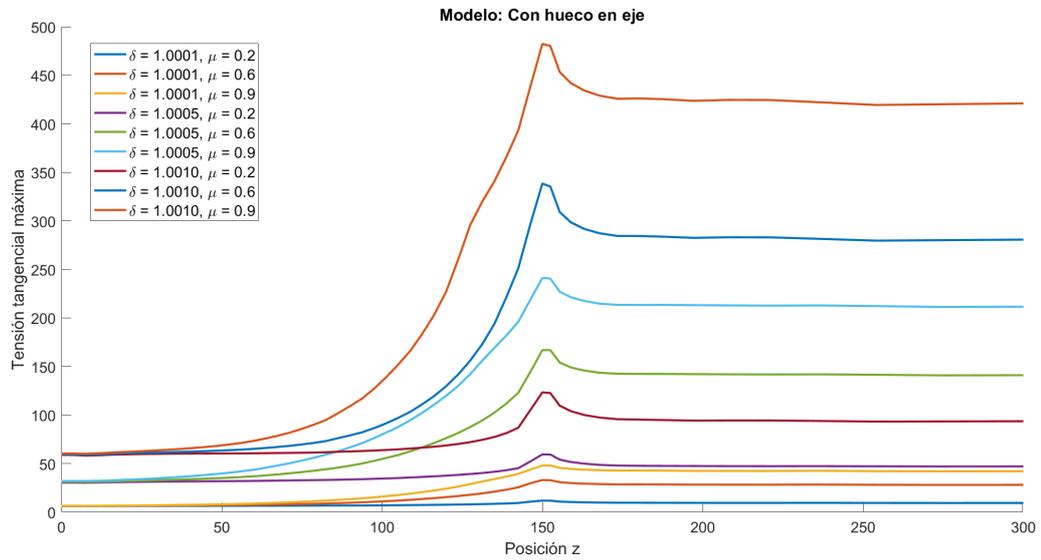


Figura 3.14 Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max} a lo largo de la superficie del eje para el caso 3.

Como era de esperar, al variar el coeficiente de rozamiento o la interferencia, las tendencias de la tensión tangencial máxima, τ_{max} , mantienen un comportamiento similar al observado en configuraciones anteriores. El efecto específico de la introducción del hueco en el eje se comentará en mayor detalle en las siguientes secciones, junto con la tabla de datos, para facilitar una mejor comprensión del impacto de esta modificación.

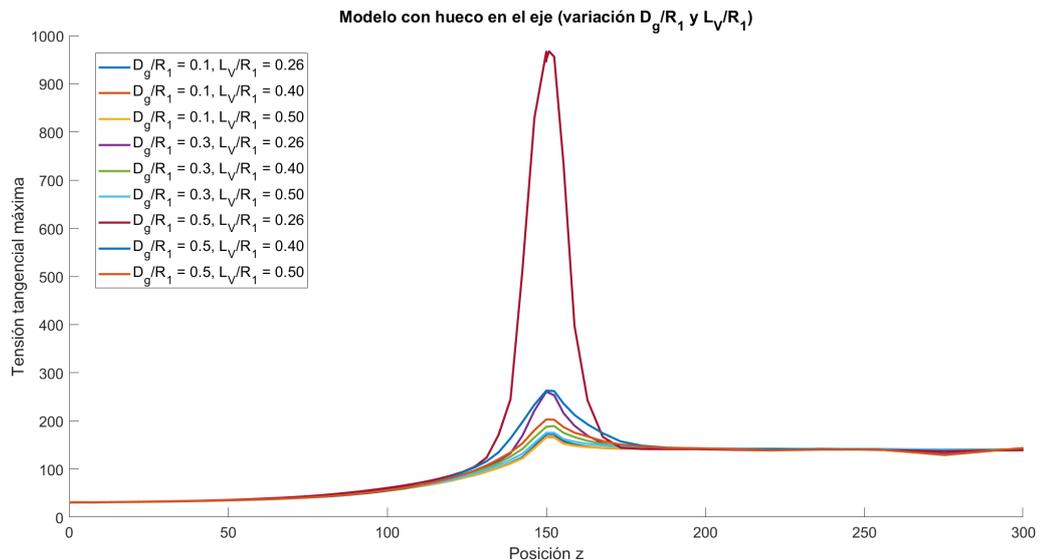


Figura 3.15 Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max} a lo largo de la superficie del eje para el caso 3 variando posicionamiento y geometría del hueco.

En el caso de la variación en el posicionamiento y tamaño del hueco, se observa una tendencia clara en τ_{max} : esta disminuye de manera significativa a medida que el hueco se sitúa más lejos de la zona de contacto

y su diámetro es menor. Sin embargo, es importante señalar que, en las combinaciones de posición y tamaño evaluadas, no se evidencia una reducción destacable de las tensiones en el eje.

Dado que ninguna de estas configuraciones proporciona una disminución clara de τ_{max} , se propone realizar un estudio más exhaustivo de estos parámetros en el anexo de esta sección para determinar la ubicación óptima del hueco, que minimice efectivamente las tensiones tangenciales en la unión.

Para observar mejor el efecto de la introducción del hueco en el eje, se determinan nuevamente los valores máximos alcanzados por τ_{max} en cada caso para compararlos con los valores obtenidos en el caso de referencia. En la tabla 3.24 se presenta la variación porcentual respecto a dicho caso.

Tabla 3.24 Variación porcentual respecto al caso de referencia (caso 1) de los valores máximos de τ_{max} .

δ	1,0001	1,0005	1,001
μ 0,2	7,8680	3,7131	3,9527
0,6	6,0518	2,4819	3,6522
0,9	3,3106	3,0566	3,1509

L_v/R_1	0,26	0,4	0,5
D_g/R_1 0,1	6,0221	2,4819	1,8106
0,3	60,0717	24,8131	7,7062
0,5	494,2586	61,4113	16,3017

Al analizar las tablas 3.24, se observa que la introducción de un hueco en el eje no genera el mismo efecto que en el caso de su colocación en el cubo. Si el objetivo es disminuir las tensiones tangenciales máximas, τ_{max} , el comportamiento indica que la reducción es más pronunciada a medida que aumenta el coeficiente de rozamiento y la interferencia en la unión, manteniendo constante el posicionamiento y geometría del hueco. Sin embargo, es relevante destacar que, no se observa una disminución significativa de τ_{max} en ninguna de las combinaciones evaluadas.

Este fenómeno podría atribuirse a que ni el posicionamiento ni la geometría del hueco empleados en esta configuración resultan ideales para reducir eficazmente las tensiones τ_{max} . En consecuencia, se procederá, al igual que en las secciones anteriores, a realizar un estudio más exhaustivo mediante un barrido de los parámetros de posicionamiento y geometría del hueco. Este análisis tiene como objetivo identificar aquellos valores que permitan minimizar las tensiones tangenciales máximas de forma efectiva.

Además, se ha identificado un efecto interesante en este caso de estudio: la introducción de un hueco toroidal en el eje realiza una función de mitigación de las tensiones tangenciales máximas mejor, cuanto mayores sean los valores de la interferencia y el coeficiente de rozamiento, lo cual nos da una idea de que configuración de parámetros tomar a la hora de reducir dichas τ_{max} .

Anexo caso 3. Modelo con hueco toroidal en eje. Barrido de parámetros

Para poner punto final a la obtención de resultados, se ha realizado, como se comentó anteriormente, un barrido detallado en los parámetros de geometría y posicionamiento del hueco, representados mediante las relaciones D_G/R_1 (diámetro del hueco respecto al radio del cubo) y L_V/R_1 (distancia del hueco respecto a la zona de contacto en términos del radio del cubo). Este estudio incluye un mayor número de combinaciones de estos parámetros, con el fin de alcanzar los siguientes objetivos:

- Obtener una tendencia más precisa y confiable de la evolución de τ_{max} en función de los parámetros de geometría y posicionamiento del hueco.
- Evaluar la capacidad real del hueco para reducir τ_{max} , identificando las condiciones bajo las cuales su presencia puede contribuir a una disminución efectiva de las tensiones tangenciales máximas.
- Realizar una comparación más efectiva con el modelo de referencia (sin hueco), estableciendo una base sólida para evaluar el impacto de los ajustes geométricos en el comportamiento de la unión y su potencial para mejorar la vida a fatiga del material.

En la Figura 3.16 y en la Tabla 3.25 se presentan los resultados obtenidos:

1. En primer lugar, resulta llamativo observar que no se logra reducir τ_{max} por debajo del valor de referencia (caso sin hueco) en ninguna de las combinaciones de parámetros estudiadas.

- Se observa una tendencia clara en τ_{max} en función del posicionamiento y la geometría del hueco: cuanto más lejos se encuentra el hueco de la zona de contacto, menores son las tensiones tangenciales máximas. Además, cuanto más pequeño es el diámetro del hueco, menores son las tensiones obtenidas.
- En los casos en que el diámetro del hueco es pequeño, la influencia del posicionamiento es limitada, observándose variaciones en τ_{max} de aproximadamente $\pm 10\%$. Sin embargo, a medida que el diámetro del hueco aumenta, el posicionamiento adquiere mayor importancia, con variaciones de hasta un 500% entre los valores extremos.

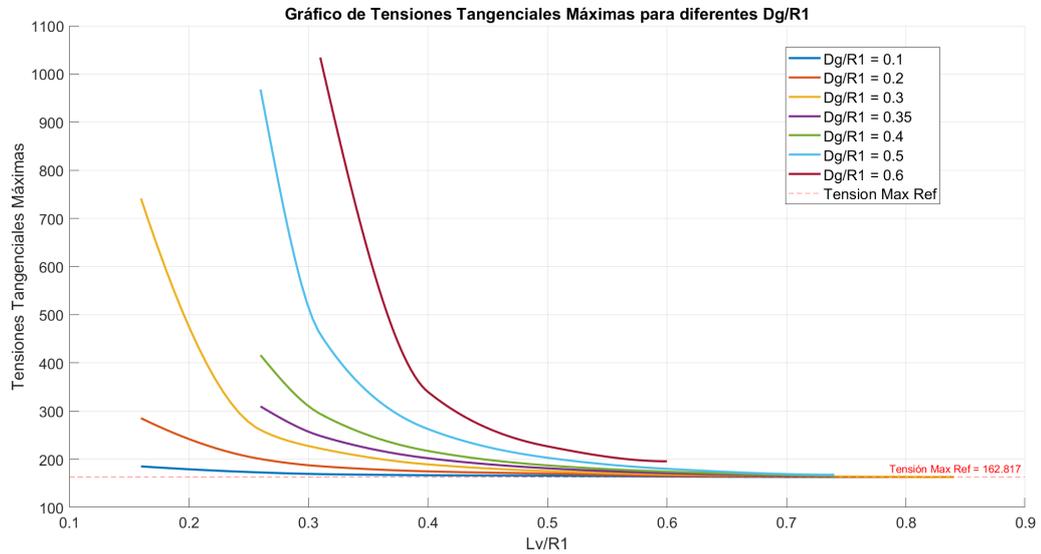


Figura 3.16 Máximo de las tensiones máximas alcanzadas al variar posicionamiento y geometría del hueco.

Tabla 3.25 Valor máximo de la tensión tangencial máxima, τ_{max} , para diferentes combinaciones de D_g/R_1 y L_v/R_1 .

$D_g/R_1 \backslash L_v/R_1$	0,16	0,26	0,31	0,4	0,5	0,6	0,74	0,84
0,1	185,201	172,622	169,168	166,858	165,765	164,249	163,167	163,363
0,2	285,239	200,62	185,583	174,839	170,276	166,14	163,609	162,952
0,3	741,296	260,624	222,213	203,217	175,364	168,776	164,576	163,154
0,35		309,743	248,493	202,234	181,271	171,131	164,884	
0,4		416,067	294,099	217,323	187,264	174,352	165,374	
0,5		967,554	459,495	262,805	189,359	180,149	167,774	
0,6			1033,9	339,967	226,89	195,78		

4 Conclusiones

En este capítulo se concluye el estudio realizado: “Análisis del efecto de un hueco toroidal en una unión eje-cubo bajo torsión”. En primer lugar, se revisará el objetivo inicial del proyecto, seguido de una recopilación de los principales resultados obtenidos durante el análisis. A continuación, se evaluará si los objetivos planteados han sido alcanzados, permitiendo así extraer las conclusiones fundamentales del estudio.

Por último, se discutirán algunas implicaciones prácticas derivadas de los resultados obtenidos, así como las limitaciones encontradas a lo largo del trabajo. Además, se propondrán posibles líneas futuras de investigación que podrían ampliarse a partir de este estudio, proporcionando una base para desarrollos y mejoras en investigaciones posteriores.

4.1 Revisión de los objetivos y enfoque metodológico

Merece la pena recordar que el objetivo principal de este proyecto ha sido analizar cómo la introducción de un hueco toroidal, tanto en el eje como en el cubo de un ajuste a presión sometido a un par torsor en su eje, puede afectar al estado tensional del sólido. Este análisis no solo responde a un propósito investigativo, sino que también busca entender cómo las modificaciones en el estado tensional podrían retrasar la aparición y el crecimiento de grietas, contribuyendo así a una mayor vida a fatiga de la pieza.

Para alcanzar estos objetivos, se han evaluado tanto las tensiones normales como las tangenciales en la superficie del sólido, prestando especial atención a la zona de contacto. Asimismo, se han calculado las tensiones tangenciales máximas, τ_{\max} , en los planos a $\pm 45^\circ$ respecto al eje de revolución, debido a la relevancia de estas tensiones en la evaluación de la resistencia a la fatiga.

Para el desarrollo de estos análisis, se ha empleado el software *ANSYS Mechanical APDL*, que ha proporcionado una plataforma adecuada para realizar estudios de elementos finitos con alta fiabilidad. Su versatilidad ha permitido ajustar y reestructurar el código según las necesidades específicas que han surgido a lo largo del proyecto.

4.2 Principales resultados

A continuación, se van a recopilar todos los resultados obtenidos en los análisis anteriores de forma esquemática, con el objetivo de entender mejor el efecto de la introducción del hueco toroidal en las tensiones estudiadas y, por tanto, en la vida a fatiga del ajuste sometido a torsión. Es importante recalcar que el estado tensional que se genera en la zona de contacto es complejo, y resulta difícil definir una solución óptima en cuanto a posicionamiento y geometría del hueco en un estudio como el que se presenta.

Por ello, este apartado se estructurará en tres subapartados, dedicados a la tensión normal, la tensión tangencial y, finalmente, la tensión tangencial máxima. Cada subapartado permitirá observar cómo cada tipo

de tensión influye de manera individual en el inicio y crecimiento de grietas en el material, facilitando así la identificación del posicionamiento y geometría que podrían optimizar la resistencia a fatiga del ajuste.

4.2.1 Tensión normal en la zona de contacto

Rol de la tensión normal

La tensión normal o presión de contacto es un factor fundamental en los ajustes a presión sometidos a un par torsor, ya que afecta directamente el nivel de fricción y el deslizamiento relativo en la interfaz de contacto. En el contexto del fretting por torsión, esta presión de contacto regula el nivel de rigidez entre las superficies en contacto. En numerosos estudios, se muestra que un aumento en la presión de contacto puede ayudar a reducir la amplitud de deslizamiento en la interfaz, lo que a su vez minimiza la nucleación de grietas debida a la fatiga por fricción y reduce la cantidad de partículas de desgaste en la interfaz. Sin embargo, si la presión es demasiado alta, se pueden generar zonas de alta concentración de tensiones en puntos críticos, promoviendo la aparición de grietas a partir de irregularidades superficiales y microsoldaduras que se forman y rompen repetidamente bajo cargas cíclicas. En este sentido, el ajuste de la presión de contacto es crucial para mitigar el daño por fretting sin comprometer la integridad estructural del ensamblaje.

Principales conclusiones

A partir de los análisis realizados, es posible extraer una serie de conclusiones sobre el comportamiento de las tensiones normales en la superficie de contacto y el impacto que genera la introducción de un hueco toroidal en dichas tensiones.

En cuanto a las simulaciones realizadas sin la presencia de un hueco toroidal en el modelo, se identificaron varias tendencias consistentes a lo largo de todo el proyecto:

1. A mayor interferencia, se observan mayores tensiones normales en la superficie de contacto.
2. A mayor coeficiente de rozamiento, se generan mayores tensiones normales en la superficie.
3. Como se puede observar en las figuras 4.1 y 4.2, las variaciones en el coeficiente de rozamiento tienen un impacto menor en las tensiones normales en comparación con las variaciones en la interferencia, para los valores seleccionados en este estudio.

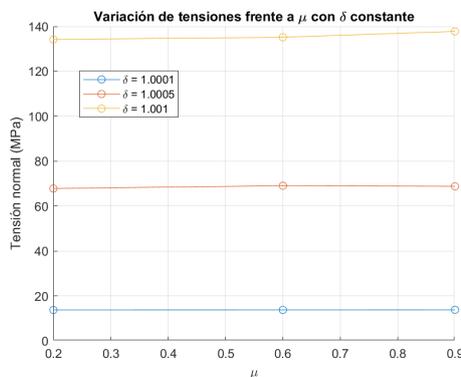


Figura 4.1 Variación de las tensiones normales frente a μ .

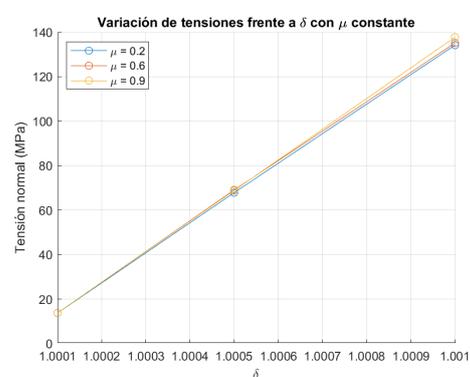


Figura 4.2 Variación de las tensiones normales frente a δ .

Por otro lado, al introducir un hueco toroidal en el modelo, se observan los siguientes efectos:

1. Al incorporar el hueco toroidal en el cubo:
 - Se observa la formación de un "valle" en la función de tensión en la zona donde se ha ubicado el hueco.
 - La introducción del hueco provoca una reducción en las tensiones normales máximas alcanzadas en la superficie de contacto de aproximadamente un 3-5 %.
 - La tensión media, calculada a partir de todas las tensiones en la superficie de contacto, también disminuye en un rango aproximado de 2-3 %.

2. Al incorporar el hueco toroidal en el eje:

- Nuevamente, se genera un "valle" en la región donde se ubica el hueco, el cual se hace más prominente a medida que aumenta el tamaño del hueco y este se sitúa más próximo a la zona de contacto.
- Esta configuración también produce una disminución en la tensión media en la superficie de contacto, aproximadamente entre un 2-3%.
- Como se observa en la tabla ??, cuando $D_g/R_1 < 0.3$, no se observan reducciones en las tensiones normales; sin embargo, cuando $D_g/R_1 \geq 0.3$, la reducción dependerá de la distancia a la que se encuentre el hueco de la zona de contacto. En la tabla se indican las combinaciones de parámetros para las cuales se evidencia una reducción en las tensiones normales, siendo el valor de referencia de las mismas para el caso sin hueco igual a 69.0689 MPa.

Tabla 4.1 Tensiones normales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1 .

$D_g/R_1 \backslash L_v/R_1$	0,16	0,26	0,31	0,4	0,5	0,6	0,74	0,84
0,1	87.798	88.033	91.703	89.451	89.941	91.795	93.284	92.915
0,2	70.776	83.701	82.092	85.424	90.975	89.291	91.239	90.545
0,3	47.374	71.970	77.584	81.518	85.697	87.436	87.432	90.796
0,35		67.635	72.768	79.407	81.526	85.620	90.079	
0,4		58.949	67.377	76.134	80.804	84.980	85.470	
0,5		29.026	56.333	70.708	77.460	81.449	88.349	
0,6			23.230	58.739	68.376	78.083		

4.2.2 Tensión tangencial en la zona de contacto

Rol de la tensión tangencial

La tensión tangencial en la superficie de contacto influye significativamente en el mecanismo de deslizamiento y fricción, que son responsables directos de la nucleación y propagación de grietas por fretting. Durante el proceso de torsión, las tensiones tangenciales inducen un microdeslizamiento entre las superficies en contacto, que provoca daño acumulativo en la superficie debido a la interacción continua de fuerzas cíclicas. Esta fricción constante causa la formación de microgrietas, que con el tiempo se extienden bajo la influencia de las tensiones tangenciales y normales.

A veces, un nivel de tensión tangencial alta (en comparación con la tensión normal) da lugar a deslizamientos relativos importantes, especialmente bajo condiciones de deslizamiento global. Este deslizamiento relativo entre superficies genera un desgaste, el cual puede llegar a ser beneficioso, ya que elimina las grietas incipientes que se van formando en la superficie de contacto. Sin embargo, el deslizamiento amplificado en la interfaz, que es inevitable bajo ciertas condiciones de tensión tangencial, favorece también la formación de grietas tipo "grieta de contacto" en la zona de interferencia y contribuye a la pérdida de vida en fatiga del material. La modulación de las tensiones tangenciales es, por lo tanto, esencial para reducir los efectos de fretting.

Principales conclusiones

Una vez realizadas todas las simulaciones para obtener las tensiones tangenciales y analizados los resultados, se pueden esclarecer algunas conclusiones útiles para nuestro objetivo:

1. Partiendo del caso sin hueco toroidal:

- A mayor interferencia, se observan mayores tensiones tangenciales.
- A mayor coeficiente de rozamiento, se generan mayores tensiones tangenciales.
- Como se puede apreciar en las figuras 4.3 y 4.4, en el estudio de las tensiones tangenciales, el coeficiente de rozamiento adquiere una importancia considerable, produciendo variaciones significativas en la tensión tangencial en la superficie de contacto.

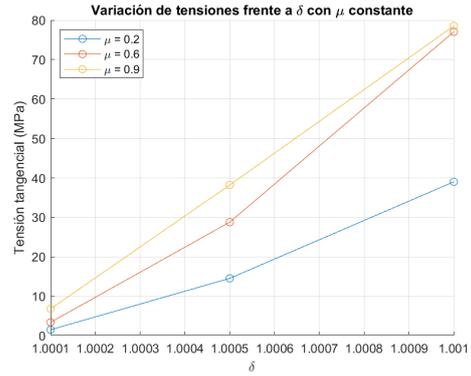
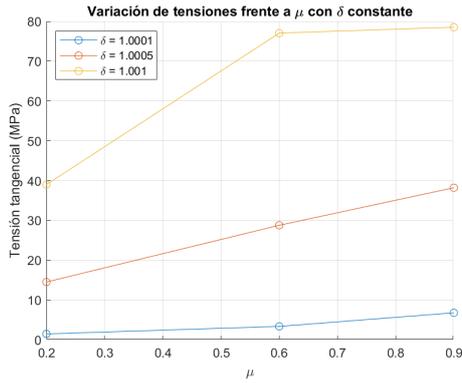


Figura 4.3 Variación de las tensiones tangenciales frente a μ .

Figura 4.4 Variación de las tensiones tangenciales frente a δ .

2. Al introducir un hueco toroidal en el cubo:

- Se observa la formación de un "valle" en la función de la tensión tangencial en la región donde se ubica el hueco.
- No se aprecia una disminución en el máximo de las tensiones tangenciales alcanzadas, lo cual podría estar relacionado con la posición o geometría del hueco seleccionados; por lo tanto, no se pueden extraer conclusiones satisfactorias al respecto (solo se ha probado un posicionamiento y geometría).
- Al analizar la media de las tensiones tangenciales en la superficie de contacto, se puede concluir que: "La introducción de un hueco toroidal en el cubo permite una mayor reducción de la tensión tangencial media (evaluada en la superficie de contacto) cuanto mayor sea la interferencia del ajuste y menor el coeficiente de rozamiento".

3. Al introducir el hueco toroidal en el eje:

- Se genera un "valle" en la función en la región donde se ubica el hueco, el cual será más prominente cuanto mayor sea el hueco y más cerca se encuentre de la zona de contacto.
- Tras realizar un barrido en los parámetros de posicionamiento y geometría, se puede obtener la siguiente conclusión: "A mayor diámetro del hueco toroidal y cuanto más cerca se ubique este de la zona de contacto, menores serán las tensiones tangenciales en la interferencia".
- Para los valores estudiados de los parámetros de posicionamiento y geometría, como se observa en la tabla 4.1, no se puede reducir la tensión tangencial si $D_G/R_1 < 0.3$. Para $D_G/R_1 \geq 0.3$, se muestran en verde las combinaciones que permiten reducir las tensiones, siendo el valor de referencia para el caso sin hueco igual a 28.799 MPa.

Tabla 4.2 Tensiones tangenciales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1 .

$D_g/R_1 \backslash L_v/R_1$	0,16	0,26	0,31	0,4	0,5	0,6	0,74	0,84
0,1	41.023	50.179	49.262	51.038	51.205	50.199	49.176	49.329
0,2	40.342	47.796	46.783	48.692	48.980	50.791	49.536	50.733
0,3	27.003	41.023	43.604	46.465	48.848	49.838	49.837	48.585
0,35		38.552	41.478	45.262	46.469	48.803	49.645	
0,4		33.601	33.481	43.396	46.058	48.439	48.718	
0,5		16.545	30.014	40.304	44.152	46.447	48.949	
0,6			13.242	38.419	38.974	44.507		

4.2.3 Tensión tangencial máxima, τ_{max} , en la zona de contacto

Rol de la tensión tangencial máxima

La tensión tangencial máxima, particularmente en planos a 45 grados en relación con el eje de carga, juega un papel crítico en el proceso de nucleación y crecimiento de grietas en un ajuste a presión. Este tipo de tensión provoca un esfuerzo cortante significativo en los planos inclinados, donde es más probable que ocurran los primeros deslizamientos y daños. Los estudios muestran que bajo condiciones de torsión, las tensiones máximas en estos planos generan una concentración de tensiones y favorecen la iniciación de grietas en puntos de máxima distorsión plástica. En el fretting por torsión, estos planos de 45 grados concentran el esfuerzo cortante y promueven el crecimiento de grietas desde las intrusiones y extrusiones que se forman en la superficie de contacto, acelerando el proceso de fatiga debido a la alta localización de tensiones en estos puntos. Este fenómeno es especialmente relevante en componentes que deben soportar altos niveles de torsión, donde el control de la tensión tangencial máxima puede ser clave para mejorar la resistencia al fretting.

Principales conclusiones

Finalmente, se presentan las principales conclusiones obtenidas del estudio de las tensiones tangenciales máximas, τ_{max} . Siguiendo la estructura de los apartados anteriores, las conclusiones que se pueden adoptar son las siguientes:

- Al analizar el modelo sin hueco:
 - A mayor interferencia, se observan mayores valores de τ_{max} .
 - A mayor coeficiente de rozamiento, se generan mayores valores de τ_{max} .
 - Como se puede observar en las figuras 4.5 y 4.6, el coeficiente de rozamiento mantiene su importancia en el efecto que tiene sobre las tensiones tangenciales.

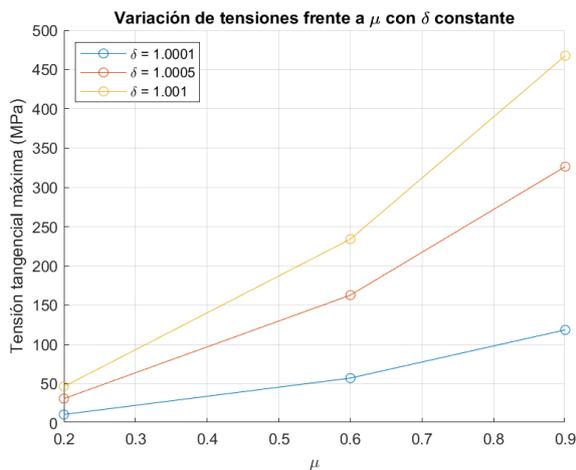


Figura 4.5 Variación de τ_{max} frente a μ .

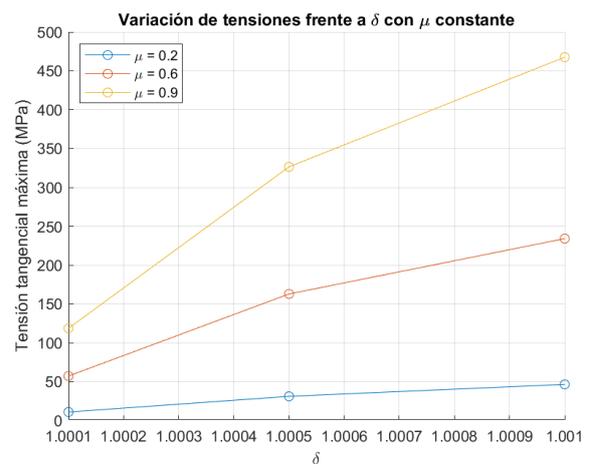


Figura 4.6 Variación de τ_{max} frente a δ .

- Tras obtener los resultados correspondientes al modelo con hueco toroidal en el cubo:
 - Se genera un "valle" en las funciones de tensión como consecuencia de la presencia del hueco.
 - Esto se traduce en una disminución de aproximadamente un 1-3 % respecto al caso sin hueco en los valores máximos de τ_{max} alcanzados.
- Al introducir el hueco toroidal en el eje:
 - La introducción del hueco en el eje no genera los mismos resultados que al hacerlo en el cubo.
 - Se observa un crecimiento en las tensiones tangenciales evaluadas en los planos a $\pm 45^\circ$ del eje; este crecimiento varía entre un 1 % y un 500 %, dependiendo del posicionamiento y la geometría del hueco, respecto al caso de referencia.
 - Menores diámetros del hueco y posicionamientos más alejados de la zona de contacto generan valores de τ_{max} menores, a diferencia de lo que ocurre con el resto de tensiones.

- Como se muestra en la figura 4.7, no es posible reducir la tensión tangencial evaluada en estos planos mediante la introducción de un hueco toroidal en el eje, al menos para los parámetros estudiados.

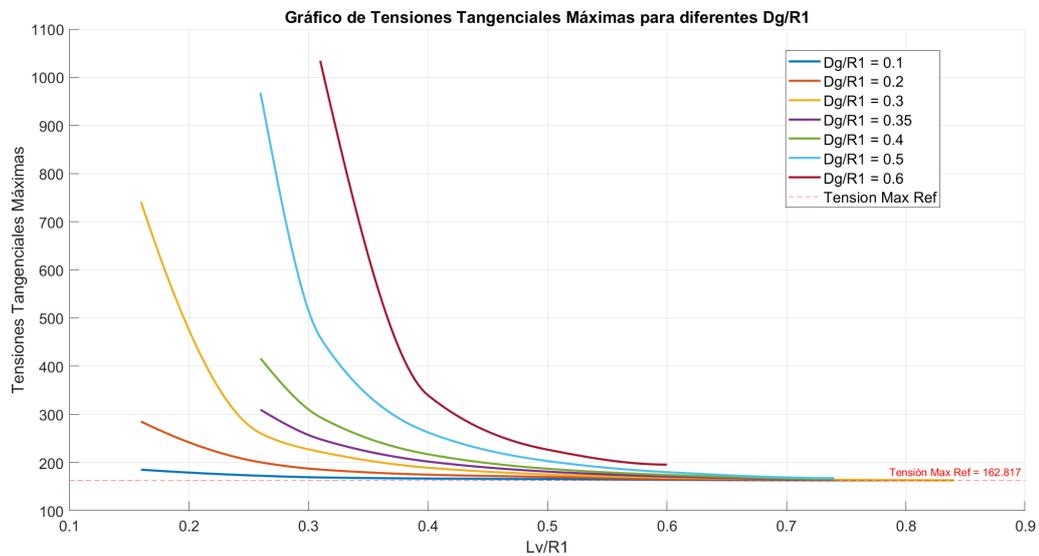


Figura 4.7 Máximo de las tensiones máximas alcanzadas al variar posicionamiento y geometría del hueco.

4.3 Evaluación del cumplimiento de los objetivos iniciales

En relación con el cumplimiento de los objetivos inicialmente planteados, se puede concluir que el estudio realizado ha sido satisfactorio, ya que los resultados obtenidos son coherentes y presentan un nivel de fiabilidad adecuado para el alcance previsto en el proyecto. Tal y como se indica en el título de este trabajo, se ha logrado alcanzar el objetivo principal: analizar cómo la incorporación de un hueco toroidal en el eje o en el cubo de una unión a presión sometida a un momento torsor puede influir en las tensiones principales en la superficie de contacto, tensiones que son determinantes en el daño por fatiga de la pieza.

El análisis desarrollado ha permitido identificar las tendencias en la distribución de cada tipo de tensión en los diferentes modelos analizados, contribuyendo a esclarecer cómo estas tensiones pueden favorecer la nucleación y crecimiento de grietas. Estos resultados ofrecen al lector una visión resumida de cómo la incorporación de un hueco toroidal puede afectar de manera positiva o negativa la durabilidad de la unión a presión en términos de vida a fatiga.

Un segundo objetivo del estudio era determinar la posición y el tamaño óptimos del hueco toroidal para maximizar la vida útil de la pieza. Sin embargo, la complejidad de esta investigación excede el alcance de este proyecto debido a la gran cantidad de factores que afectan la distribución de tensiones en el modelo completo, incluyendo el método de aplicación del ajuste y el momento torsor aplicado. Así, aunque se han obtenido resultados que muestran una tendencia general, un estudio más profundo sería necesario para identificar configuraciones geométricas optimizadas.

En conclusión, los resultados obtenidos cumplen satisfactoriamente con los objetivos iniciales del proyecto. Este trabajo proporciona una base sólida para futuros estudios que busquen optimizar las configuraciones geométricas en uniones a presión y sugiere posibles líneas de investigación, como el análisis detallado del efecto de parámetros adicionales y de la variabilidad en la geometría del hueco toroidal para mejorar la resistencia a la fatiga.

4.4 Limitaciones del Estudio

Existen varias limitaciones en este estudio que han supuesto una dificultad adicional para la obtención de conclusiones definitivas. En primer lugar, la versión de *ANSYS Mechanical APDL* utilizada es la versión *Student*, que restringe el número máximo de elementos y nodos que se pueden emplear en los modelos. Aunque este límite ha sido adecuado para los objetivos del proyecto, contar con una versión sin restricciones permitiría crear modelos más detallados y robustos, incrementando así la precisión y fiabilidad de los resultados.

Otra limitación significativa es la dificultad para determinar con precisión la posición y geometría óptimas del hueco toroidal que maximicen la vida a fatiga de la pieza. Aunque se han observado las tendencias generales en la distribución de tensiones en la superficie de contacto, el análisis detallado y la optimización de estos parámetros requiere de un estudio más profundo y complejo. La determinación exacta de las configuraciones geométricas ideales implicaría no solo una mayor cantidad de simulaciones, sino también la consideración de otros factores adicionales, lo cual excede el alcance de este proyecto.

En tercer lugar, cabe mencionar que el análisis del daño por *fretting* y de la vida a fatiga debería realizarse mediante una simulación con carga cíclica aplicada, con la dificultad añadida que supone. Este tipo de análisis permitiría obtener resultados más fiables en cuanto a la resistencia a la fatiga del componente. No obstante, en este estudio se ha optado por aplicar un momento torsor constante con el fin de observar las tendencias en la distribución de tensiones inducidas por la presencia del hueco toroidal.

En conjunto, estas limitaciones reflejan tanto los desafíos técnicos inherentes a la modelización en sistemas complejos de contacto como la necesidad de herramientas avanzadas para obtener conclusiones más concluyentes y precisas.

4.5 Líneas de investigación futuras

Este estudio presenta una base sólida para continuar investigando el efecto de modificaciones geométricas en uniones a presión, en particular, la introducción de un hueco toroidal en la unión eje-cubo. A continuación, se proponen algunas líneas de investigación que podrían ampliar y profundizar los resultados obtenidos en este proyecto:

- **Optimización de la geometría del hueco toroidal:** La determinación de un posicionamiento y tamaño óptimos para el hueco toroidal que minimicen las tensiones en la interfaz y prolonguen la vida a fatiga del componente es un objetivo aún por alcanzar. Esto podría abordarse mediante estudios paramétricos avanzados que exploren variaciones en el tamaño y la localización del hueco, utilizando técnicas de optimización numérica.
- **Análisis de fretting con cargas cíclicas:** Un enfoque más realista para evaluar el daño a fatiga implicaría el uso de cargas cíclicas aplicadas en la simulación. Este análisis permitiría estudiar con mayor precisión el comportamiento del material frente al desgaste por *fretting* y prever la aparición de grietas de fatiga en condiciones de operación más cercanas a la realidad.
- **Impacto de materiales alternativos:** Otro campo de estudio relevante sería evaluar el efecto del hueco toroidal en uniones de diferentes materiales. La variabilidad en propiedades como el módulo de elasticidad y el coeficiente de rozamiento podría influir notablemente en la distribución de tensiones y, por ende, en la efectividad de la modificación geométrica.
- **Simulación de condiciones de operación complejas:** La incorporación de factores adicionales, como fluctuaciones de temperatura y cargas combinadas (por ejemplo, torsión y flexión), podría proporcionar una visión más integral del rendimiento de la unión con hueco toroidal bajo diversas condiciones operativas.
- **Estudios experimentales de validación:** Complementar las simulaciones numéricas con ensayos experimentales permitiría validar los resultados obtenidos y mejorar la fiabilidad de las conclusiones. Para ello, se podrían emplear técnicas como la fotoelasticidad o la interferometría para analizar las tensiones en la interfaz de contacto en modelos físicos.

Estas líneas de investigación futuras contribuirían a un entendimiento más profundo del efecto de huecos geométricos en uniones a presión, facilitando la creación de diseños más eficientes y con mayor durabilidad en aplicaciones críticas.

Índice de Figuras

1.1	August Wöhler	2
1.2	Diferencias entre la fatiga por fretting y la fatiga simple	3
1.3	Diferencias de daño entre el uso y no uso de lubricantes	4
2.1	Geometría del ajuste sin hueco	6
2.2	Modelo generado en MAPDL	6
2.3	Modelo 2D para el caso con hueco toroidal en el cubo	6
2.4	Parámetros que definen la geometría	7
2.5	Geometría del elemento MESH200	8
2.6	Geometría del elemento SOLID186	9
2.7	Superficie 2D a mallar	9
2.8	Mallado de la superficie a extraer	10
2.9	Mallado del modelo de estudio	10
2.10	Superficie 2D a mallar	11
2.11	Mallado de la superficie 2D	11
2.12	Modelo final mallado	11
2.13	Vista lateral de las condiciones de contorno	12
2.14	Vista frontal de las condiciones de contorno	12
2.15	Geometría del elemento tipo <i>TARGE170</i>	13
2.16	Geometría del elemento tipo <i>CONTA174</i>	13
2.17	Sección rigidizada respecto al nodo 87763 en el eje de revolución	14
3.1	Tensiones normales en el modelo del caso 1	16
3.2	Zoom de la gráfica para $\delta = 1.001$	16
3.3	Tensiones normales en el modelo del caso 2	17
3.4	Tensiones normales en el modelo del caso 3	19
3.5	Tensiones normales en el modelo del caso 3, variando posición y tamaño del hueco toroidal	19
3.6	Tensiones tangenciales en el modelo del caso 1	21
3.7	Tensiones tangenciales en el modelo del caso 2	22
3.8	Tensiones tangenciales en el modelo del caso 3	24
3.9	Tensiones tangenciales en el modelo del caso 3, variando posición y tamaño del hueco toroidal	24
3.10	Tensiones normales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1	26
3.11	Tensiones tangenciales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1	27
3.12	Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max} a lo largo de la superficie del eje para el caso 1	28
3.13	Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max} a lo largo de la superficie del eje para el caso 2	29
3.14	Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max} a lo largo de la superficie del eje para el caso 3	30
3.15	Evolución de la tensión tangencial máxima, τ_{max} a lo largo de la superficie del eje para el caso 3 variando posicionamiento y geometría del hueco	30
3.16	Máximo de las tensiones máximas alcanzadas al variar posicionamiento y geometría del hueco	32
4.1	Variación de las tensiones normales frente a μ	34
4.2	Variación de las tensiones normales frente a δ	34

4.3	Variación de las tensiones tangenciales frente a μ	36
4.4	Variación de las tensiones tangenciales frente a δ	36
4.5	Variación de τ_{max} frente a μ	37
4.6	Variación de τ_{max} frente a δ	37
4.7	Máximo de las tensiones máximas alcanzadas al variar posicionamiento y geometría del hueco	38

Índice de Tablas

3.1	Tensiones normales máximas para el caso 1 ($z = 150$ mm)	17
3.2	Tensiones normales medias para caso 1: sin hueco toroidal	17
3.3	Variación porcentual de las tensiones normales máximas respecto al caso 1 ($z = 150$ mm)	18
3.4	Tensiones normales medias para caso 2: hueco toroidal en cubo	18
3.5	Variación porcentual de las tensiones normales máximas respecto al caso 1 ($z = 150$ mm)	18
3.6	Variación porcentual de las tensiones normales respecto al caso 1 ($z = 150$ mm)	20
3.7	Tensiones normales medias para caso 3: hueco toroidal en eje.	20
3.8	Tensiones normales medias para caso 4: hueco toroidal en eje, variando posición y geometría del mismo.	20
3.9	Variación porcentual de las tensiones tangenciales máximas respecto al caso 1 ($z = 150$ mm)	21
3.10	Tensiones tangenciales medias para caso 1: sin hueco toroidal	22
3.11	Variación porcentual de las tensiones tangenciales máximas respecto al caso 1 ($z = 150$ mm)	23
3.12	Tensiones tangenciales medias para caso 1: sin hueco toroidal	23
3.13	Tensiones tangenciales medias para caso 2: hueco toroidal en cubo.	23
3.14	Variación porcentual de las tensiones tangenciales máximas respecto al caso 1 ($z = 150$ mm)	24
3.15	Variación porcentual de las tensiones tangenciales respecto al caso 1 ($z = 150$ mm)	25
3.16	Tensiones tangenciales medias para caso 1: sin hueco toroidal	25
3.17	Tensiones tangenciales medias para caso 3: hueco toroidal en eje	25
3.18	Tensiones tangenciales medias para caso 4: hueco toroidal en eje, variando posición y geometría del mismo.	25
3.19	Tensiones normales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1	26
3.20	Tensiones tangenciales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1	27
3.21	Valores máximos de la tensión τ_{max} en el caso 1	28
3.22	Variación porcentual de los máximos de τ_{max} respecto al caso sin hueco	29
3.23	Hueco en el eje (variaciones porcentuales respecto al caso sin hueco)	31
3.24	Variación porcentual respecto al caso de referencia (caso 1) de los valores máximos de τ_{max}	31
3.25	Valor máximo de la tensión tangencial máxima, τ_{max} , para diferentes combinaciones de D_g/R_1 y L_v/R_1	32
4.1	Tensiones normales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1	35
4.2	Tensiones tangenciales máximas para diferentes valores de D_g/R_1 y L_v/R_1	36

Bibliografía

- [1] *Conta174*, (Septiembre, 2024).
- [2] *Creating your solid model from the bottom up*, (Septiembre, 2024).
- [3] *Diseño en ingeniería mecánica de shigley, 10ª edición*, (Septiembre, 2024).
- [4] *Mesh200*, (Septiembre, 2024).
- [5] *Solid186*, (Septiembre, 2024).
- [6] *Targe170*, (Septiembre, 2024).
- [7] Toshio Hattori, *Fretting wear, fretting fatigue and damping of structures*, Solid Mechanics and Its Applications, vol. 276, Springer Nature Switzerland AG, Cham, Switzerland, 2024, Comprehensive guide with case studies.
- [8] D. A. Hills, D. Nowell, and A. Sackfield, *Mechanics of fretting fatigue*, International Journal of Mechanical Sciences **36** (1994), no. 10, 979–992.
- [9] O. Jin and S. Mall, *Effects of slip on fretting behavior: experiments and analyses*, Wear **256** (2004), no. 7–8, 671–684.
- [10] Teuvo Juuma, *Torsional fretting fatigue strength of a shrink-fitted shaft with a grooved hub*, Tribology International **33** (2000), 537–543.
- [11] C. Navarro and J. Domínguez, *Fatiga por fretting*, Revista de Metalurgia **40** (2004), no. 3, 204–215.
- [12] Danlong Song, Yuanhao Wang, Zhenchao Yang, and Keyi Hua, *Stress analysis around the interference-fit joint of CFRP/metal stacks*, Journal of Physics: Conference Series **2468** (2023), 012115.
- [13] S. Suresh, *Fatigue of materials*, 2nd ed., Cambridge University Press, Cambridge, UK, 1998, Revised and updated with new content.
- [14] M. P. Szolwinski and T. N. Farris, *Observation, analysis and prediction of fretting fatigue in 2024-T351 aluminum alloy*, Wear **221** (1998), no. 1, 24–36.
- [15] L. Vincent and Y. Berthier, *Tribological behavior of frictional dynamic contacts: Fretting*, Elsevier Science, 1991.
- [16] O. Vingsbo and S. Söderberg, *On fretting maps*, Wear **126** (1988), no. 2, 131–147.
- [17] R. B. Waterhouse, *Fretting fatigue*, Applied Science Publishers, 1981.
- [18] Jun Xie, Hui Li, Pengpeng Shi, and Fengjun Li, *Analytical solution for the interference fit problem of functionally graded materials hollow cylinder/spherical shell*, Acta Mechanica (2023), Received: 10 June 2023 / Revised: 11 September 2023 / Accepted: 18 September 2023.