

Trabajo Fin de Grado

Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales

Diseño de un montaje para ensayos con puente de fretting

Autor: Alejandro Gómez Soriano

Tutor: Carlos Navarro Pintado

Jesús Vázquez Valeo

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

Sevilla, 2020



Trabajo Fin de Grado
Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales

Diseño de un montaje para ensayos con puente de fretting

Autor:

Alejandro Gómez Soriano

Tutor:

Carlos Navarro Pintado

Jesús Vázquez Valeo

Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020

Trabajo Fin de Grado: Diseño de un montaje para ensayos con puente de fretting

Autor: Alejandro Gómez Soriano

Tutor: Carlos Navarro Pintado
Jesús Vázquez Valeo

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

A mis padres

*Todo lo que soy es gracias a
ustedes*

Agradecimientos

En primer lugar, agradecer a mi familia, por apoyarme siempre, por soportarme y aguantar mi exigente forma de ser durante estos años de sacrificio. Sin ustedes nada de esto habría sido posible, os estaré siempre agradecidos.

Agradecer por otro lado a mis compañeros, por amenizar un poco esta etapa, por vuestra confianza y apoyo. Estoy muy orgulloso de todos ustedes y de la familia que hemos formado. Estoy seguro que algún día echaremos de menos esas duras jornadas en la sala de estudio. Nuestra casa. Sin duda, lo mejor que me llevo de esta etapa sois ustedes.

Por último, agradecer a mis profesores Carlos Navarro y Jesús Vázquez, por proponerme este trabajo y confiar en mí, por dedicarme vuestro valioso tiempo. Para mí ha sido un honor, un orgullo y un placer trabajar con ustedes.

Alejandro Gómez Soriano

Sevilla, 2020

Resumen

Se va a estudiar el comportamiento de una probeta ante un ensayo de fretting a alta temperatura. El ensayo se llevará a cabo gracias a dos puentes de fretting situados a cada lado de la probeta. El proyecto consiste en el diseño de un montaje el cual se encarga de conectar la probeta a las mordazas de una máquina hidráulica. El programa utilizado para el diseño de cada uno de los elementos del montaje es Solid Edge. Una vez diseñado cada uno de los elementos que conformen el útil de conexión se procederá a realizar un análisis mediante elementos finitos a través del programa ANSYS Workbench al conjunto completo para estudiar el comportamiento de este ante las cargas cíclicas llevadas a cabo en el ensayo de fretting.

Una vez diseñado y estudiado el conjunto que conecta las mordazas de la máquina con la probeta, se analizará el comportamiento de esta en el laboratorio del departamento de ingeniería mecánica y fabricación de la E.T.S.I. El análisis del comportamiento físico tanto de la probeta como de los puentes de fretting será posible gracias a la implantación de una serie de bandas extensiométricas. Este proyecto no incluirá dicho análisis en el laboratorio pero sí un estudio sobre las bandas que se van a utilizar.

Además de la máquina hidráulica, se necesitará de un horno el cual se encargue de aportar la temperatura a la que queremos realizar el ensayo (en torno a 650°C).

Abstract

The behavior of a specimen will be studied with a high temperature fretting test. The test will be carried out thanks to two fretting bridges located on each side of the specimen. The project consists of the design of an assembly which is responsible for connecting the specimen to the jaws of a hydraulic machine. The program used to design each of the assembly elements is Solid Edge. Once each of the elements that make up the connection tool has been designed, an analysis will be carried out using finite elements through the ANSYS Workbench program for the complete set to study its behavior in the face of the cyclical loads carried out in the fretting test.

Once the assembly that connects the machine jaws with the specimen has been designed and studied, its behavior will be analyzed in the laboratory of the mechanical engineering and manufacturing department of the E.T.S.I. The analysis of the physical behavior of both the specimen and the fretting bridges will be possible thanks to the implantation of a series of strain gages. This project will not include such analysis in the laboratory but will include a study on the bands that will be used.

In addition to the hydraulic machine, an oven will be needed which is responsible for providing the temperature at which we want to carry out the test (around 650°C).

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xvii
Índice de Figuras	xix
Notación	xxiii
1 Ensayo de Fretting	1
2 Elementos de Ensayo	7
2.1. <i>Diseño de elementos de conexión mordazas-probeta</i>	7
2.2. <i>Anillo y puentes de fretting</i>	13
2.3. <i>Bandas extensiométricas</i>	15
2.3.1. Tipos de bandas extensiométricas según las características del ensayo	16
2.3.2. Configuraciones de conexión de bandas extensiométricas para alta temperatura	18
2.3.3. Selección de bandas para el ensayo de fretting a 650 °C	19
2.3.4. Diseño de extensómetro	21
3 Análisis mediante Elementos Finitos	24
3.1. <i>Análisis Modelo 1</i>	26
3.1.1. Descripción del modelo 1 y condiciones de contorno	26
3.1.2. Resultados obtenidos mediante MEF	31
3.2. <i>Análisis Modelo 2</i>	36
3.2.1. Primer prototipo de extensómetro	36
3.2.2. Segundo prototipo de extensómetro	43
3.2.3. Descripción del modelo 2 y condiciones de contorno	47
3.2.4. Resultados obtenidos mediante MEF	51
4 Análisis de Pandeo	59
4.1. <i>Análisis de barra de sección constante</i>	59
4.2. <i>Análisis de la probeta</i>	61
Referencias	67
Anexos	69
<i>ANEXO I. Planos de los elementos del montaje</i>	69

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1.- <i>Composición química del Inconel 718</i>	3
Tabla 1-2.- <i>Principales propiedades del Inconel 718</i>	3
Tabla 2-1.- <i>Características geométricas de tornillos y tuercas</i>	10
Tabla 2-2.- <i>Pretensiones de tornillos en relación con el grado, métrica y coeficiente de fricción</i>	11
Tabla 2-3.- <i>Pretensiones aportadas por los tornillos utilizados en el montaje</i>	11
Tabla 3-1.- <i>Valor de las pretensiones aplicadas en el modelo</i>	29
Tabla 3-2.- <i>Resultados de fuerza aplicada y desplazamientos dependiendo de las deformaciones y de los parámetros geométricos</i>	41
Tabla 3-3.- <i>Resultados de fuerza aplicada y desplazamientos dependiendo de las deformaciones y de los parámetros geométricos</i>	45
Tabla 4-1.- <i>Coefficientes parciales para la resistencia, para estados límite últimos</i>	63
Tabla 4-2.- <i>Relación de los tipos de secciones transversales con los coeficientes de la curva de pandeo</i>	64
Tabla 4-3.- <i>Valor del coeficiente de imperfección para cada coeficiente de la curva de pandeo</i>	65

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1.- <i>Turbina dañada por fretting</i>	1
Figura 1-2.- <i>Representación de la fatiga por fretting</i>	2
Figura 1-3.- <i>Representación del Módulo de Young (Pa) frente a la Temperatura (°C)</i>	4
Figura 1-4.- <i>Representación del ensayo de Fretting</i>	4
Figura 2-1.- <i>Representación en Solid Edge del diseño de las probetas</i>	7
Figura 2-2.- <i>Diseño en Solid Edge del primer prototipo del cilindro de conexión</i>	8
Figura 2-3.- <i>Diseño en Solid Edge del segundo prototipo del cilindro de conexión</i>	8
Figura 2-4.- <i>Diseño en Solid Edge de la placa, tornillo y tuerca de conexión</i>	9
Figura 2-5.- <i>Diseño en Solid Edge del conjunto completo del modelo</i>	12
Figura 2-6.- <i>Aumento del diseño en Solid Edge del ensamble completo</i>	13
Figura 2-7.- <i>Representación en Solid Edge del anillo y puente de fretting</i>	14
Figura 2-8.- <i>Representación en Solid Edge del conjunto completo</i>	14
Figura 2-9.- <i>Representación de las fuerzas en la zona central del conjunto</i>	15
Figura 2-10.- <i>Diferentes patrones de rejillas de galgas</i>	16
Figura 2-11.- <i>Guía de selección de galgas extensométricas para ensayos experimentales.</i>	18
Figura 2-12.- <i>Banda con superficies de soldadura</i>	19
Figura 2-13.- <i>Bandas extensométricas pegadas en el conjunto</i>	20
Figura 2-14.- <i>Modelos de bandas G1275, G1272, G1265 y G1263</i>	21
Figura 2-15.- <i>Representación en Solid Edge del diseño del extensómetro</i>	22
Figura 2-16.- <i>Representación en Solid Edge del conjunto final completo</i>	22
Figura 3-1.- <i>Representación de la interfaz principal de ANSYS Workbench</i>	25
Figura 3-2.- <i>Representación en ANSYS del modelo 1 a analizar</i>	26
Figura 3-3.- <i>Panel para la definición del material</i>	27
Figura 3-4.- <i>Diferentes capturas del mallado del modelo</i>	27
Figura 3-5.- <i>Superficies donde quedan impedidos los desplazamientos en la dirección u_z</i>	28
Figura 3-6.- <i>Superficie donde queda impedido el desplazamiento en la dirección u_x</i>	28
Figura 3-7.- <i>Panel para la definición de la temperatura ambiente</i>	29
Figura 3-8.- <i>Representación de la fuerza aplicada en el cilindro</i>	30
Figura 3-9.- <i>Definición de todos los contactos en ANSYS</i>	31

Figura 3-10.- <i>Representación en ANSYS del estado de los contactos</i>	31
Figura 3-11.- <i>Desplazamientos en la dirección axial (m)</i>	32
Figura 3-12.- <i>Desplazamientos en la dirección z (m)</i>	33
Figura 3-13.- <i>Desplazamientos en la dirección vertical (m)</i>	33
Figura 3-14.- <i>Módulo de los desplazamientos (m)</i>	34
Figura 3-15.- <i>Deformaciones en la dirección axial</i>	35
Figura 3-16.- <i>Tensiones equivalentes de von Mises (Pa)</i>	36
Figura 3-17.- <i>Representación del primer prototipo de extensómetro</i>	37
Figura 3-18.- <i>Ensamble del primer prototipo de extensómetro con el puente de fretting</i>	37
Figura 3-19.- <i>Marcado, en color rojo, del lugar donde se tenía pensado pegar la banda</i>	38
Figura 3-20.- <i>Panel para la definición del tipo de elemento</i>	38
Figura 3-21.- <i>Panel para la definición del material y espesor del modelo</i>	39
Figura 3-22.- <i>Aspecto del mallado del modelo</i>	39
Figura 3-23.- <i>Panel para definición de las restricciones de desplazamientos y giros</i>	40
Figura 3-24.- <i>Panel para definición de las restricciones de desplazamientos y giros</i>	40
Figura 3-25.- <i>Deformaciones en la dirección axial del arco</i>	42
Figura 3-26.- <i>Desplazamientos en la dirección axial del arco</i>	42
Figura 3-27.- <i>Deformación final del arco mirado desde el alzado</i>	42
Figura 3-28.- <i>Representación del segundo prototipo de extensómetro</i>	43
Figura 3-29.- <i>Ensamble del segundo prototipo de extensómetro con el puente de fretting</i>	44
Figura 3-30.- <i>Marcado, en color rojo, del lugar donde iría situada la banda extensiométrica</i>	44
Figura 3-31.- <i>Deformaciones en la dirección axial del arco</i>	46
Figura 3-32.- <i>Desplazamientos en la dirección axial del arco</i>	46
Figura 3-33.- <i>Conjunto de probeta, puentes de fretting y extensómetro</i>	47
Figura 3-34.- <i>Representación del modelo 2 a analizar</i>	48
Figura 3-35.- <i>Aspecto del mallado del modelo 2</i>	48
Figura 3-36.- <i>Superficies donde quedan impedidos los desplazamientos en la dirección u_z</i>	49
Figura 3-37.- <i>Superficie donde queda impedido el desplazamiento en la dirección u_x</i>	49
Figura 3-38.- <i>Representación de las fuerzas aplicadas del modelo 2</i>	50
Figura 3-39.- <i>Representación en ANSYS de los contactos del conjunto</i>	51
Figura 3-40.- <i>Estado de los contactos aportado por ANSYS</i>	51
Figura 3-41.- <i>Deformaciones producidas en el centro del extensómetro</i>	52
Figura 3-42.- <i>Deformaciones producidas en la zona de contacto entre puente y extensómetro</i>	53

Figura 3-43.- <i>Representación de la fuerza de reacción producida en el extensómetro</i>	53
Figura 3-44.- <i>Representación de la fuerza de reacción producida en el puente de fretting</i>	54
Figura 3-45.- <i>Deformaciones producidas en el centro del extensómetro</i>	55
Figura 3-46.- <i>Deformaciones producidas en la zona de contacto entre puente y extensómetro</i>	55
Figura 3-47.- <i>Representación de la fuerza de reacción producida en el extensómetro</i>	56
Figura 3-48.- <i>Representación de la fuerza de reacción producida en el puente de fretting</i>	56
Figura 4-1.- <i>Representación en ANSYS de la deformada de la barra de sección constant</i>	60
Figura 4-2.- <i>Representación de las últimas zonas de contacto placas-probeta</i>	61
Figura 4-3.- <i>Representación en ANSYS de la deformada de la probeta</i>	62

Notación

μ	Coefficiente de rozamiento
$^{\circ}\text{C}$	Grados centígrados
ϵ	Deformación
ΔL	Incremento de longitud
L_0	Longitud inicial
u_x	Desplazamiento en la dirección x
σ	Tensión global
P_{crit}	Carga crítica de pandeo
π	Número pi
E	Módulo de elasticidad
I	Momento de inercia
β	Coefficiente de esbeltez
$N_{b,Rd}$	Resistencia de cálculo a pandeo
χ	Coefficiente de reducción
f_y	Límite elástico
γ_{M1}	Coefficiente parcial para resistencia
α	Coefficiente de imperfección

1 ENSAYO DE FRETTING

El fretting es un problema de desgaste provocado por cargas cíclicas, vibraciones, movimientos oscilatorios, corrosión, etc.

Este fenómeno ocurre cuando existen desplazamientos oscilatorios relativos entre elementos que se encuentran en contacto bajo presión. Esto puede producir cambios metalúrgicos en los elementos de contacto. Además, se puede producir la iniciación y posterior propagación de grietas debido a fatiga.

Hay situaciones en las que uno de los componentes se encuentra sometido a una tensión global oscilatoria, la cual incita al crecimiento de grietas y posterior fallo del componente. Cuando existe esta tensión global oscilatoria, se habla de fatiga por fretting, la cual es un caso particular de fretting.

En las superficies de los elementos que sufren daño por fretting suelen aparecer partículas de óxido o huellas de desgaste fácilmente apreciables [1].



Figura 1-1.- Turbina dañada por fretting [2].

A día de hoy, se dispone de paliativos como los recubrimientos y lubricantes, que ayudan a atenuar los efectos del fretting, ya que se encargan de disminuir la fricción entre los elementos de contacto y de mejorar el comportamiento frente al desgaste [3]. Para combatir los efectos del fretting existen también técnicas basadas en la introducción de tensiones residuales de compresión y en la modificación de la rugosidad superficial del elemento en riesgo. Estas técnicas se llevan a cabo mediante tratamientos superficiales como el *Shot Peening* y el *Laser Peening* [3].

La fatiga por fretting consta de una distribución de tensiones local (producida por la fuerza normal de contacto N , y por la fuerza tangencial Q) y de una distribución de tensiones global (producida por la tensión aplicada).

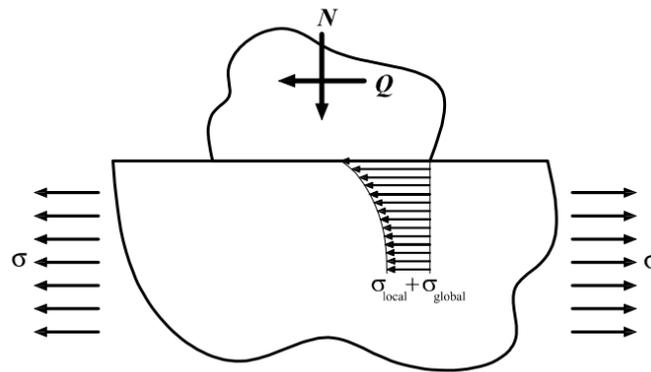


Figura 1-2.- Representación de la fatiga por fretting [1].

Dependiendo de los valores de Q y N , se estará en situación de deslizamiento global, $Q/N = \mu$, o en situación de deslizamiento parcial, $Q/N \leq \mu$, donde μ es el coeficiente de rozamiento global de los elementos en contacto.

Son innumerables los casos en los que ocurre el fenómeno de fretting; entre ellos, cabe mencionar la aparición del fenómeno en escaleras mecánicas, ascensores, ejes de transmisión en trenes, uniones atornilladas, rotores de generadores, álabes de turbinas...

Cabe destacar este último caso, debido a que es muy habitual la aparición de este fenómeno en las conexiones de cola de milano de las cuchillas de disco en turbinas de gas [5]. Estas conexiones suelen estar expuestas a altas temperaturas, de ahí el interés de querer realizar los ensayos a una temperatura de 650°C . Ante estas circunstancias, es necesario que cada uno de los elementos que conformen el ensayo, ya sea el útil de conexión mordazas-probeta, como la probeta, se fabriquen con un material resistente a altas temperaturas.

Es el caso del Inconel 718, aleación de níquel-cromo-molibdeno diseñado para resistir a ambientes extremos (picaduras, altas temperaturas, corrosión...). Se puede apreciar el uso de este material en el mundo de la Fórmula 1 y de los cohetes espaciales, por ejemplo. Como característica de este material, cabe destacar la buena resistencia a la rotura por fluencia. A continuación, se muestra una tabla con la composición química y otra tabla con las principales propiedades de esta aleación:

Elemento	Min %	Máx %
C	-	0,08
Mn	-	0,35
Si	-	0,35
Cr	17,00	21,00
Ni	50,00	55,00

Mo	2,80	3,30
Nb/Cb	4,75	5,50
Ti	0,65	1,15
Al	0,20	0,80
Co	-	1,00
Cu	-	0,30

Tabla 1-1.- *Composición química del Inconel 718* [6].

Módulo de elasticidad (T. Ambiente)	204,9 GPa
Módulo de cizalladura	77,2 GPa
Densidad	8,19 g/mm ³
Punto de fusión	1336 °C
Coefficiente de expansión	13 µm/m °C (20-100 °C)
Resistencia a tracción	800-1360 MPa
Calor específico a T. Ambiente	435 JK ⁻¹ kg ⁻¹
Alargamiento	<15 %

Tabla 1-2.- *Principales propiedades del Inconel 718* [6].

A la hora de analizar el comportamiento del montaje en ANSYS, además de imponer una temperatura ambiente de 650 °C, se definen cada uno de los elementos con dicho material (Inconel 718). Entre las características predefinidas por ANSYS para este material, cabe destacar que la curva que relaciona el módulo de elasticidad con la temperatura es la siguiente:

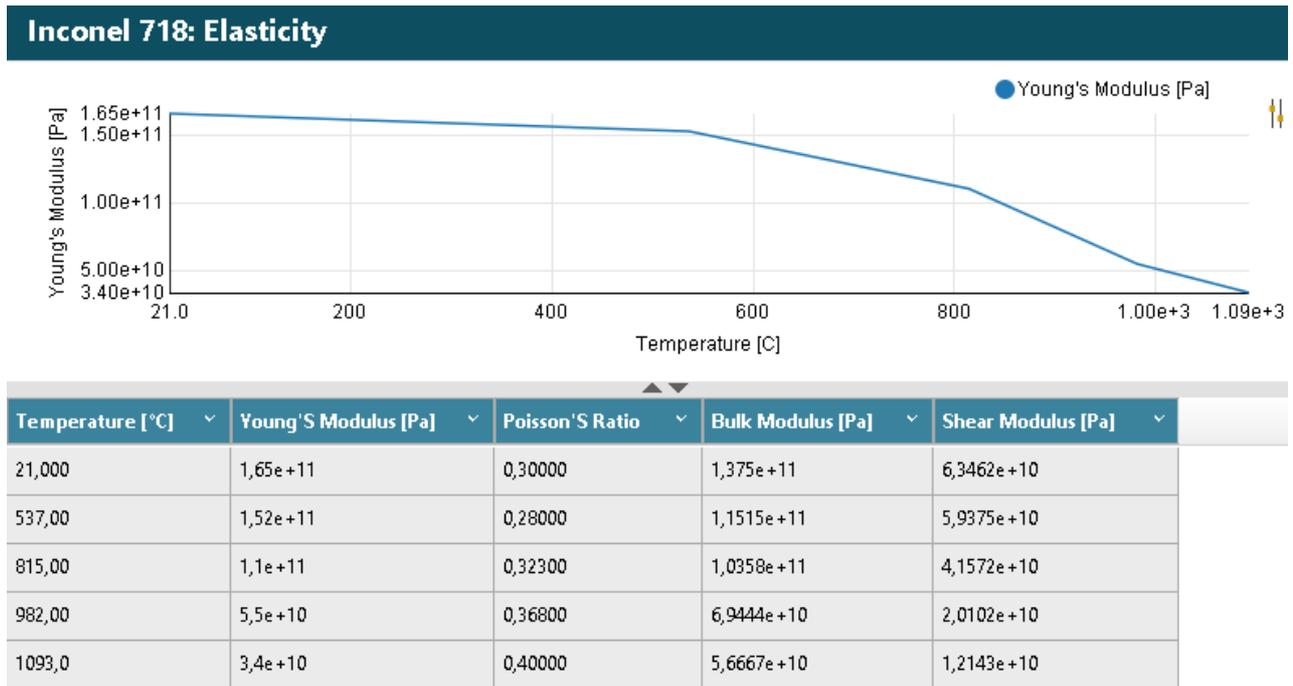


Figura 1-3.- Representación del Módulo de Young (Pa) frente a la Temperatura (°C).

Por lo tanto, el módulo de elasticidad que se corresponde con la temperatura a la cual se van a llevar a cabo los ensayos (650 °C) es $1,349e11$ Pa.

Para analizar el comportamiento de fatiga por fricción en la probeta, se va a utilizar un anillo de fretting, el cuál, a través de unos tornillos va a aplicar una carga normal a cada puente de fretting, para que posteriormente estos trasladen la carga a la probeta. Se profundizará más sobre el anillo y el puente de fretting en el punto 2.2. La probeta, además, se somete a una carga axial, la cual produce una carga de contacto tangencial debido a la fricción presente entre las diferentes superficies de contacto.

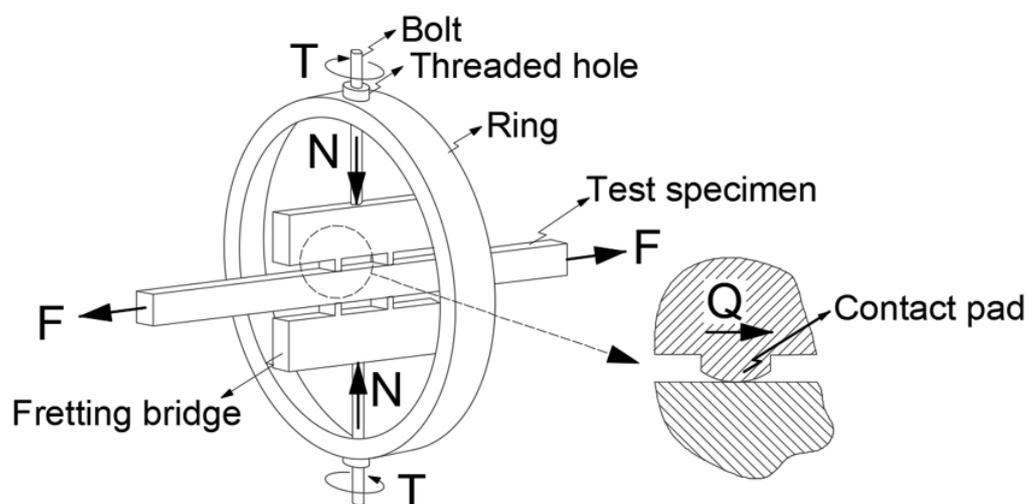


Figura 1-4.- Representación del ensayo de Fretting [5].

Debido a que el ensayo se realiza a altas temperaturas, todo el conjunto (anillo, puentes, probeta...) se introduce dentro de un horno. Este horno se encarga de aplicar uniformemente dicha temperatura. El análisis del comportamiento del conjunto se realizará a través de la implantación de unas bandas extensiométricas tanto en la probeta, como en el puente, como en el anillo.

2 ELEMENTOS DEL ENSAYO

Para llevar a cabo el ensayo de la probeta se necesita de un montaje el cual se encargue de conectar esta a las mordazas de la máquina hidráulica que se va a utilizar. Este montaje está compuesto por una serie de elementos conectados mediante tornillos. Como se ha comentado anteriormente, el conjunto completo consta también de dos puentes de fretting y de un anillo, el cual se encarga de aplicar una carga normal a los puentes, para que estos, a la vez, permanezcan en contacto con la probeta.

Para el análisis del comportamiento físico en el laboratorio, se necesitará además de unas bandas extensiométricas, las cuales irán situadas en la probeta, en los puentes y en el anillo.

En este punto se va a hablar tanto de los elementos que conforman el útil de conexión entre las mordazas y la probeta, como de los puentes de fretting y anillo, como de las bandas extensiométricas.

2.1. Diseño de elementos de conexión mordazas-probeta

El diseño de los elementos que se van a encargar de conectar la probeta a estudiar con la máquina hidráulica, se ha realizado de acuerdo a la geometría de dicha probeta y de las mordazas y tamaño de la máquina con la que se va a llevar a cabo el ensayo.

Se llevó a cabo el diseño de dos conjuntos diferentes, cada uno de ellos con un prototipo de probeta diferente.

A continuación, se muestra una imagen en 3D de las probetas de cada uno de los prototipos diseñados:

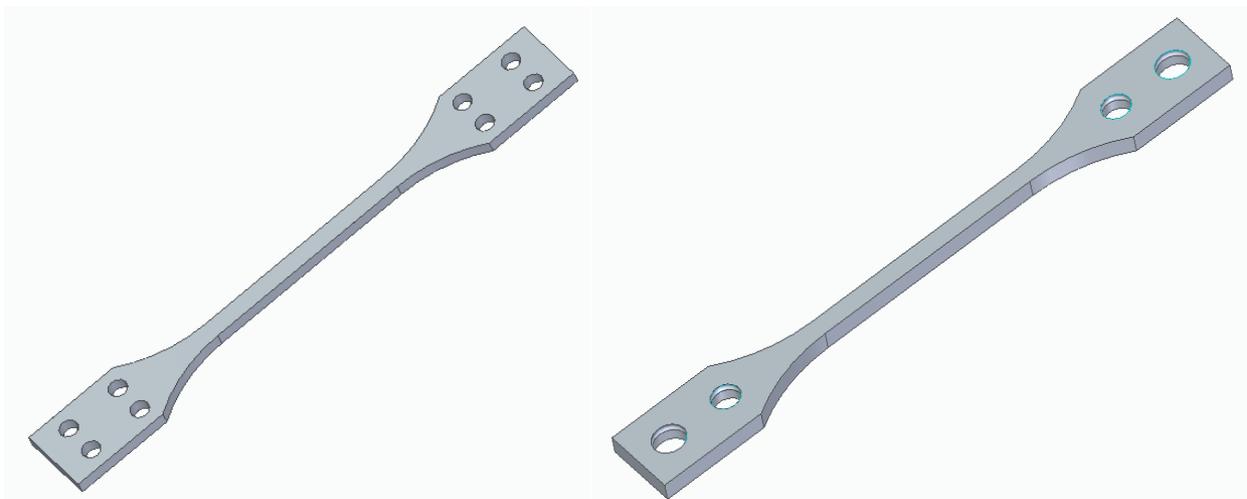


Figura 2-1.- Representación en Solid Edge del diseño de las probetas.

Como se puede apreciar, esta probeta va atomillada a los elementos de conexión con las mordazas de la máquina. La primera se conectaría a través de cuatro tornillos y la segunda a través de dos.

Cabe destacar que los orificios de entrada al horno son cilíndricos, al igual que las mordazas de la máquina con la que se va a realizar el ensaño. Por esta razón, el elemento principal de conexión entre probeta y mordazas tiene una importante parte cilíndrica.

Al tener, cada prototipo de probeta, diferentes distribuciones de rosca, se ha tenido que realizar diferentes prototipos de elementos de conexión.

El diseño del elemento de conexión para el primer prototipo de probeta se muestra a continuación:

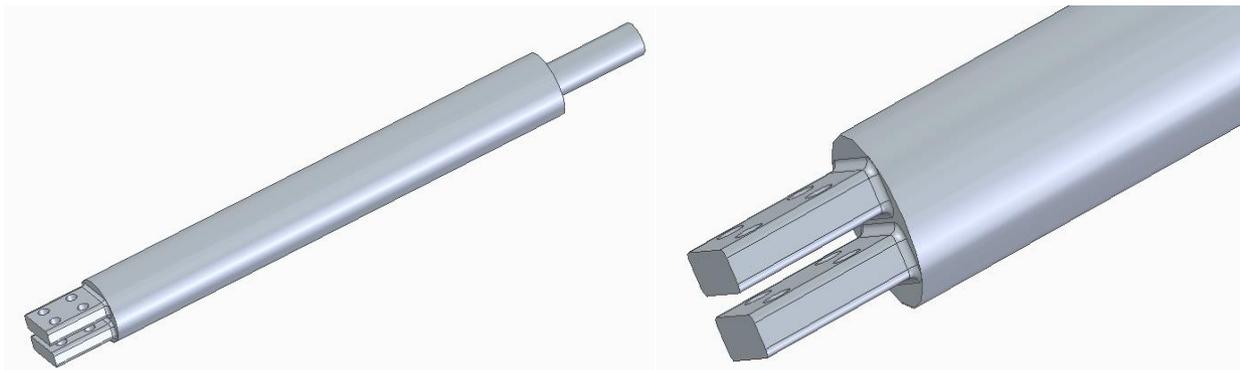


Figura 2-2.- *Diseño en Solid Edge del primer prototipo del cilindro de conexión.*

Se puede apreciar en este diseño que la probeta iría situada entre cada una de las placas del cilindro (forma de horquilla), y atomillada a estas a través de cuatro tornillos. En este caso, las fuerzas se transmiten por rozamiento, por lo que se necesitaría de una fuerza de apriete importante para que la probeta se mantuviese correctamente entre la horquilla. Gran parte de esta fuerza normal aplicada, se la llevaría la deformación de las placas, o sea, se malgastaría fuerza en la deformación de la horquilla.

Se decide, por tanto, incluir unos elementos sueltos de transición entre la probeta y el cilindro, simplificando el diseño de este.

El diseño del segundo y definitivo elemento de conexión, el cual se corresponde con el segundo prototipo de probeta, se muestra a continuación:

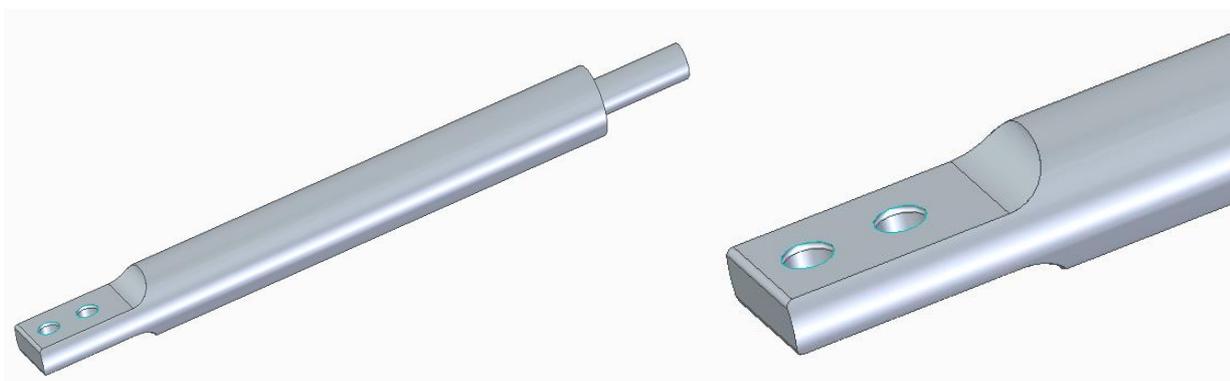


Figura 2-3.- *Diseño en Solid Edge del segundo prototipo del cilindro de conexión.*

Se puede apreciar en este diseño, que la placa del cilindro tiene dos roscas, las cuales se corresponden con cada una de las roscas del segundo prototipo de probeta. Por otro lado, este cilindro no consta de dos placas como el primer prototipo, sino solo de un muñón. Como se ha comentado anteriormente, se necesita de un elemento de transición entre muñón y probeta. Más concretamente, se necesita de dos elementos de transición; dos placas, cada una de las cuales conecta una cara del extremo de la probeta con una cara del muñón del cilindro, a través de tornillos.

A continuación, se muestra una representación del diseño de la placa, del tornillo y tuerca. Estos elementos culminan el diseño del conjunto de conexión entre probeta y mordazas:

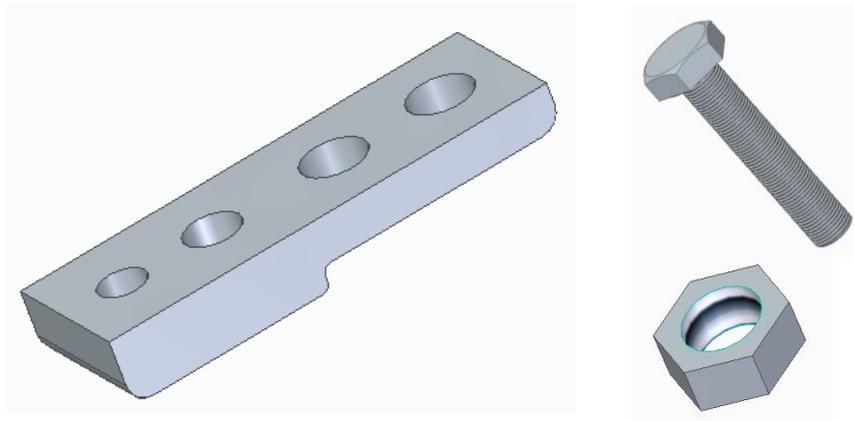


Figura 2-4.- *Diseño en Solid Edge de la placa, tornillo y tuerca de conexión.*

El conjunto completo consta, por tanto, de cuatro tornillos: un tornillo de métrica M10 y otro de métrica M12 que conectan la probeta con las placas, y dos tornillos de métrica M14, que conectan las placas con el muñón del cilindro.

Las dimensiones de los tornillos de métricas mencionadas anteriormente y las dimensiones de sus respectivas tuercas, que se han tenido en cuenta para los posteriores análisis por elementos finitos, se han obtenido de la siguiente tabla:

DIN EN ISO	4014, 4032 etc.	4014	4014	4017	4014	4014	4032	4035		1234	
DIN EN											
DIN	475, ISO 272								935		
Thread	Width across flats A/F	Width across corners	Height of head	Nominal length range	Nominal length range	Length of thread for $l \leq 125$ mm	Length of thread for $l > 125 \dots 200$ mm	Height of nut Type 1	Height of nut Low type	Hexagon castle nut	Splint
d	s	e	k	⁽¹⁾	⁽¹⁾	b	b	⁽²⁾ m	m	h	$d_1 \times l_1$
M3	5,5	6,01	2	20 ... 30	6 ... 30	12	18	2,4	1,8	-	-
M4	7	7,66	2,8	25 ... 40	8 ... 40	14	20	3,2	2,2	5	1 × 10
M5	8	8,79	3,5	25 ... 50	10 ... 50	16	22	4,7	2,7	6	1,2 × 12
M6	10	11,05	4	30 ... 60	12 ... 60	18	24	5,2	3,2	7,5	1,6 × 14
M8	13	14,38	5,3	40 ... 80	16 ... 80	22	28	6,8	4	9,5	2 × 16
M10	16	17,77	6,4	45 ... 100	20 ... 100	26	32	8,4	5	12	2,5 × 20
M12	18	20,03	7,5	50 ... 120	25 ... 120	30	36	10,8	6	15	3,2 × 22
M14	21	23,38	8,8	60 ... 140	30 ... 140	34	40	12,8	7	16	3,2 × 25
M16	24	26,75	10	65 ... 160	30 ... 200	38	44	14,8	8	19	4 × 28
M20	30	33,53	12,5	80 ... 200	40 ... 200	46	52	18	10	22	4 × 36
M24	36	39,98	15	90 ... 240	50 ... 200	54	60	21,5	12	27	5 × 40
M30	46	51,28	18,7	110 ... 300	60 ... 200	66	72	25,6	15	33	6,3 × 50

Tabla 2-1.- Características geométricas de tornillos y tuercas [7].

Cada tornillo aporta cierta pretensión al ensamble a analizar. Dichas pretensiones dependen tanto de la métrica de los tornillos, como del grado de resistencia, como del coeficiente de fricción entre los elementos en contacto. A continuación, se muestra una tabla, la cual representa la relación entre estos parámetros:

Size	Grade	Assembly preload F_M in N for $\mu_G =$							Tightening torque M_A in Nm for $\mu_K =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M 4	8.8	4400	4200	4050	3900	3700	3400	3150	2,2	2,5	2,8	3,1	3,3	3,7	4,0
	10.9	6400	6200	6000	5700	5500	5000	4600	3,2	3,7	4,1	4,5	4,9	5,4	5,9
	12.9	7500	7300	7000	6700	6400	5900	5400	3,8	4,3	4,8	5,3	5,7	6,4	6,9
M 5	8.8	7200	6900	6600	6400	6100	5600	5100	4,3	4,9	5,5	6,1	6,5	7,3	7,9
	10.9	10500	10100	9700	9300	9000	8200	7500	6,3	7,3	8,1	8,9	9,6	10,7	11,6
	12.9	12300	11900	11400	10900	10500	9600	8800	7,4	8,5	9,5	10,4	11,2	12,5	13,5
M 6	8.8	10100	9700	9400	9000	8600	7900	7200	7,4	8,5	9,5	10,4	11,2	12,5	13,5
	10.9	14900	14300	13700	13200	12600	11600	10600	10,9	12,5	14,0	15,5	16,5	18,5	20,0
	12.9	17400	16700	16100	15400	14800	13500	12400	12,5	14,5	16,5	18,0	19,5	21,5	23,5
M 7	8.8	14800	14200	13700	13100	12600	11600	10600	12,0	14,0	15,5	17,0	18,5	21,0	22,5
	10.9	21700	20900	20100	19300	18500	17000	15600	17,5	20,5	23,0	25	27	31	33
	12.9	25500	24500	23500	22600	21700	19900	18300	20,5	24,0	27	30	32	36	39
M 8	8.8	18500	17900	17200	16500	15800	14500	13300	18	20,5	23	25	27	31	33
	10.9	27000	26000	25000	24200	23200	21300	19500	26	30	34	37	40	45	49
	12.9	32000	30500	29500	28500	27000	24900	22800	31	35	40	43	47	53	57
M 10	8.8	29500	28500	27500	26000	25000	23100	21200	36	41	46	51	55	62	67
	10.9	43500	42000	40000	38500	37000	34000	31000	52	60	68	75	80	90	98
	12.9	50000	49000	47000	45000	43000	40000	36500	61	71	79	87	94	106	115
M 12	8.8	43000	41500	40000	38500	36500	33500	31000	61	71	79	87	94	106	115
	10.9	63000	61000	59000	56000	54000	49500	45500	90	104	117	130	140	155	170
	12.9	74000	71000	69000	66000	63000	58000	53000	105	121	135	150	160	180	195
M 14	8.8	59000	57000	55000	53000	50000	46500	42500	97	113	125	140	150	170	185
	10.9	87000	84000	80000	77000	74000	68000	62000	145	165	185	205	220	250	270
	12.9	101000	98000	94000	90000	87000	80000	73000	165	195	215	240	260	290	320
M 16	8.8	81000	78000	75000	72000	70000	64000	59000	145	170	195	215	230	260	280
	10.9	119000	115000	111000	106000	102000	94000	86000	215	250	280	310	340	380	420
	12.9	139000	134000	130000	124000	119000	110000	101000	250	300	330	370	400	450	490
M 18	8.8	102000	98000	94000	91000	87000	80000	73000	210	245	280	300	330	370	400
	10.9	145000	140000	135000	129000	124000	114000	104000	300	350	390	430	470	530	570
	12.9	170000	164000	157000	151000	145000	133000	122000	350	410	460	510	550	620	670

Tabla 2-2.- Pretensiones de tornillos en relación con el grado, métrica y coeficiente de fricción [8].

En el análisis del conjunto se va a tener en cuenta un coeficiente de fricción de 0,14 y un grado de resistencia de 8.8. Por tanto, las pretensiones aportadas por cada uno de los tornillos utilizados en el montaje son las siguientes:

Métrica	Grado	Coeficiente de fricción	Pretensiones (N)	Par aplicado (Nm)
M10	8.8	0,14	26000	51
M12	8.8	0,14	38500	87
M14	8.8	0,14	53000	140

Tabla 2-3.- Pretensiones aportadas por los tornillos utilizados en el montaje.

Una vez que se tienen los diseños de los elementos por separado, se procede al ensamble de cada uno de ellos, llegando al diseño final del modelo.

Se representa a continuación el conjunto completo:

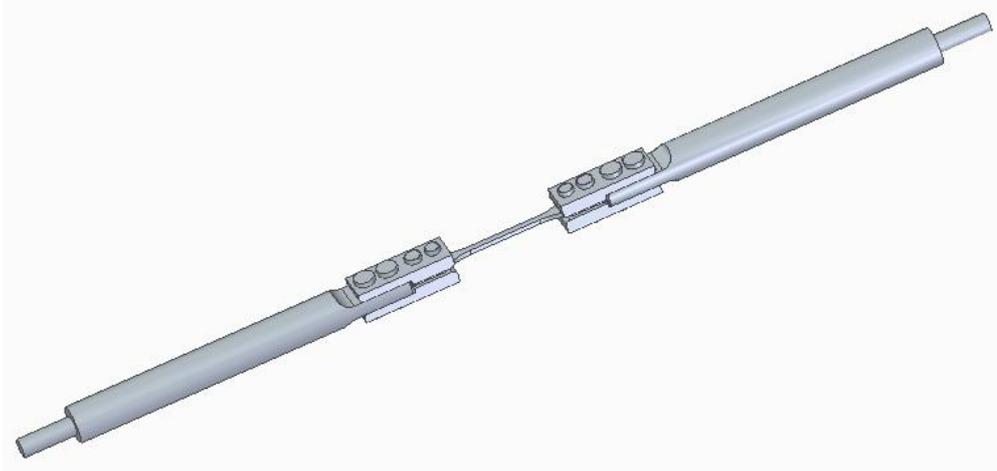


Figura 2-5.- *Diseño en Solid Edge del conjunto completo del modelo.*

Se puede apreciar en el montaje los dos grandes elementos cilíndricos. La longitud de estos se debe a la distancia existente entre las mordazas de la máquina hidráulica y la probeta.

Como se ha comentado anteriormente, dichos elementos son de forma cilíndrica debido a que los orificios del horno (aportará una temperatura de unos 650 °C), dentro del cuál se situará el conjunto completo, son cilíndricos. Los pequeños resaltes cilíndricos se situarán dentro de las mordazas de la máquina (dichos resaltes son también cilíndricos, ya que las mordazas de la máquina son cilíndricas).

Se aprecia también en el montaje las cuatro placas, cada una de las cuales conectan los extremos de la probeta al cilindro mediante tornillos.

A continuación, se representa un aumento del modelo para la mejor apreciación del ensamble central:

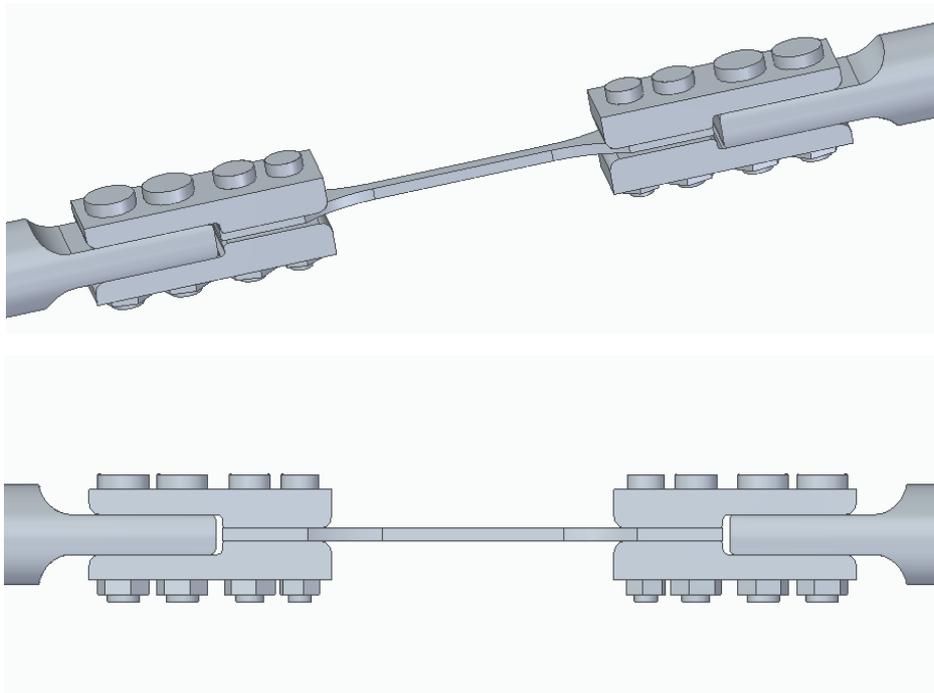


Figura 2-6.- Aumento del diseño en Solid Edge del ensamble completo.

Tanto las cotas de los diferentes elementos que conforman el modelo completo como cada una de las vistas de estos, se muestran en los planos, los cuales se encuentran en el ANEXO 1.

2.2. Anillo y Puentes de Fretting

La fatiga por fretting consta de una distribución de tensiones local. Esta distribución de tensiones es producida por una fuerza normal de contacto N y por una fuerza tangencial Q .

Se necesita, por tanto, de dos puentes de fretting, cada uno de ellos situado a un lado de la probeta a ensayar. Estos puentes se encargan de aportar dicha fuerza normal y tangencial a la probeta.

Se necesita, además, de un anillo, el cual, a través de tornillos, se encarga de aportar dicha carga normal a los puentes.

A continuación, se muestra una representación del puente y del anillo por separado:

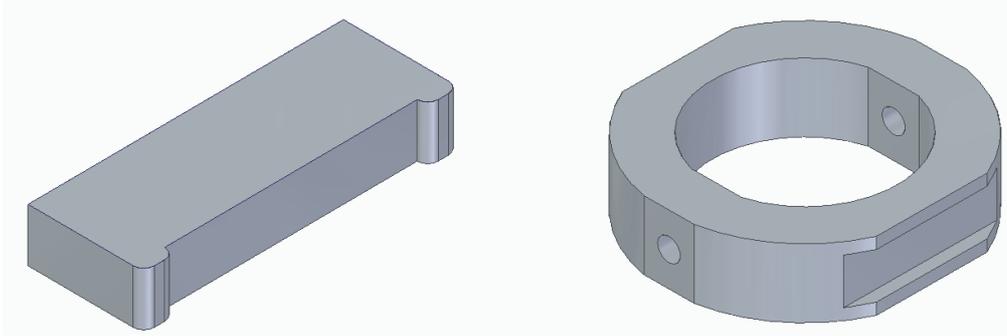


Figura 2-7.- *Representación en Solid Edge del anillo y puente de fretting.*

El montaje completo (elementos de conexión mordazas-probeta, puentes y anillo), quedaría, por tanto, de la siguiente manera:

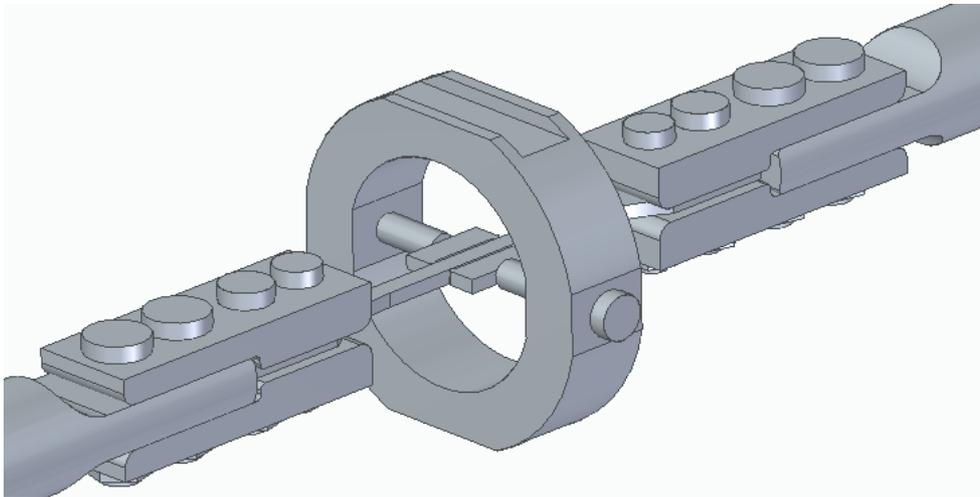


Figura 2-8.- *Representación en Solid Edge del conjunto completo.*

Se ha comentado anteriormente, que el anillo aportará a cada puente de fretting una carga normal, para producir posteriormente, en el contacto de estos puentes con la probeta, una distribución de tensiones local. Más concretamente la carga normal aportada por el anillo a través de los tornillos será de 10000 N.

La fatiga por fretting, además, consta de una distribución de tensiones global, producida por una tensión aplicada. La máquina hidráulica será la encargada de aportar dicha tensión al conjunto. En este trabajo se ha considerado un valor de la tensión de 700 MPa.

A continuación, se muestra una representación de dichas cargas, donde σ es la tensión global:

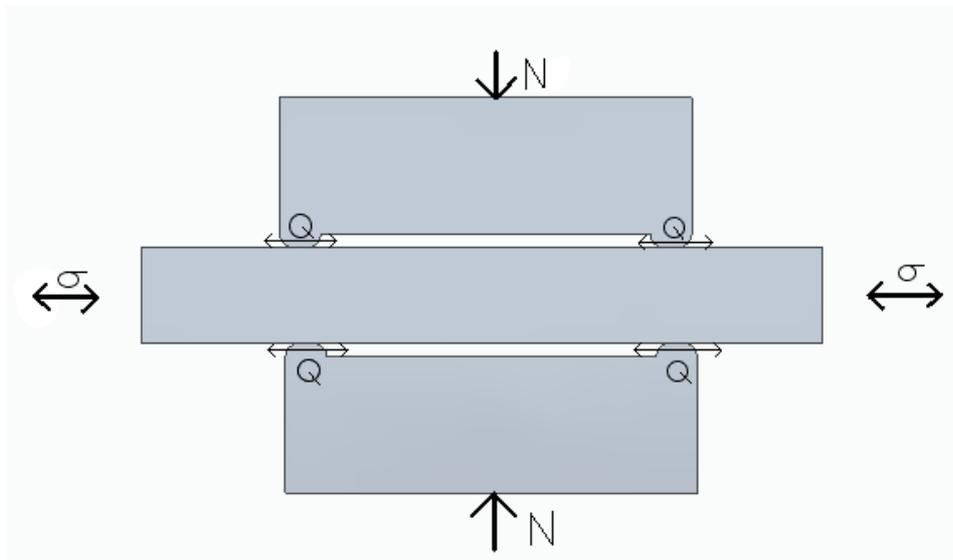


Figura 2-9.- Representación de las fuerzas en la zona central del conjunto.

Los planos, tanto del anillo como del puente, se encuentran en el ANEXO I.

2.3. Bandas Extensiométricas

Una banda o galga extensométrica no es más que un sensor capaz de medir diferentes magnitudes, desde la presión, carga, posición hasta la deformación del objeto al cual está adherido. En este proyecto se va a hablar más concretamente de las galgas extensométricas de lámina, las cuales se encargan de medir la deformación como resultado de las cargas cíclicas aplicadas a la probeta. Estas galgas reciben las deformaciones como compresiones (deformaciones negativas) o extensiones (deformaciones positivas).

Las bandas extensiométricas forman parte de un puente de wheatstone y la función de estas consiste en transformar la deformación del modelo, al cual está adherida, en una variación de la resistencia. Esta variación de resistencia modifica el voltaje en el puente.

Estas galgas extensiométricas cuentan con una rejilla, hoja de metal con un patrón determinado el cuál variará dependiendo de las características del ensayo que se quiere realizar (número de direcciones en las que se quiere medir la deformación, direcciones principales de las tensiones conocidas o desconocidas, medida en barras de torsión o flexión...).

A continuación, se muestra una representación de los diferentes patrones de rejillas:

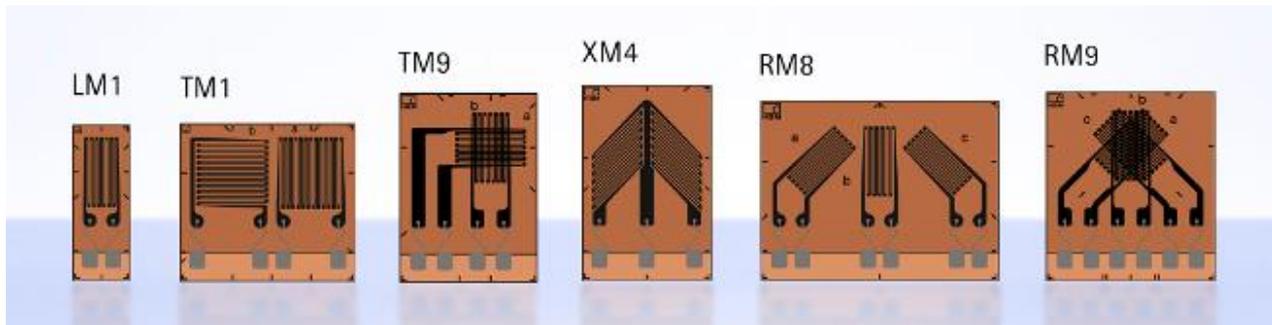


Figura 2-10.- *Diferentes patrones de rejillas de galgas.*

Se podría realizar una clasificación de las bandas extensométricas dependiendo de la tarea de medición que van a realizar y otra clasificación dependiendo de los diferentes métodos de conexión de las galgas al elemento que se quiere estudiar.

2.3.1. Tipos de bandas extensiométricas según las características del ensayo

Entre las distintas clasificaciones de bandas extensiométricas que se podrían hacer dependiendo de las características del ensayo, cabe destacar la clasificación llevada a cabo por HBM, una de las empresas líderes en el mercado de productos para ensayo y producción, puesto que dicha clasificación incluye a las bandas necesarias para este proyecto (bandas especiales para elevadas temperaturas).

Dependiendo del ambiente al que van a estar expuestas las galgas y de la tarea de medición que van a realizar, se lleva a cabo la siguiente clasificación [9]:

- Serie Y:
Las bandas extensiométricas de la serie Y son muy comunes en los análisis de tensiones dinámicas y estáticas. Se caracterizan por ser flexibles, robustas y por ser aptas para diversos tipos de materiales. Dentro de esta serie se puede encontrar varias combinaciones de patrones de rejillas.
- Serie M:
Estas bandas son muy comunes en los análisis de tensiones de elementos fabricados con materiales resistentes a fatiga. Predomina el uso de estas bandas en el sector aeronáutico. Cabe destacar también el amplio rango de temperatura que es capaz de soportar esta serie de galgas (-200 °C hasta +300 °C). También se pueden encontrar diferentes combinaciones de patrones de rejillas para este tipo de galgas.

- Serie C:
Este tipo de bandas destaca por su alta precisión ante bajas temperaturas, aunque son capaces de funcionar correctamente hasta los 250 °C, abarcando por tanto un amplio rango de temperatura (-269 °C hasta +250 °C) al igual que ocurre con la serie M. Se caracterizan también por su alta flexibilidad, lo que ayuda bastante a la adaptación de estas al elemento que se quiere estudiar. No son tan versátiles como las otras debido a que no se suelen encontrar tantos patrones de rejillas.
- Bandas especiales:
Son menos comunes en la industria, lo cual dificulta el hecho de encontrarlas en el mercado y se caracterizan principalmente por realizar ensayos estructurales ante situaciones extremas de temperatura. Debido a esto, necesitan de cables especiales capaces también de soportar dichas condiciones. Son mucho menos versátiles en cuanto a patrón de rejillas que las series anteriores.

La empresa HBM, además, proporciona una guía de selección de galgas extensométricas para ensayos experimentales, la cual se muestra a continuación:

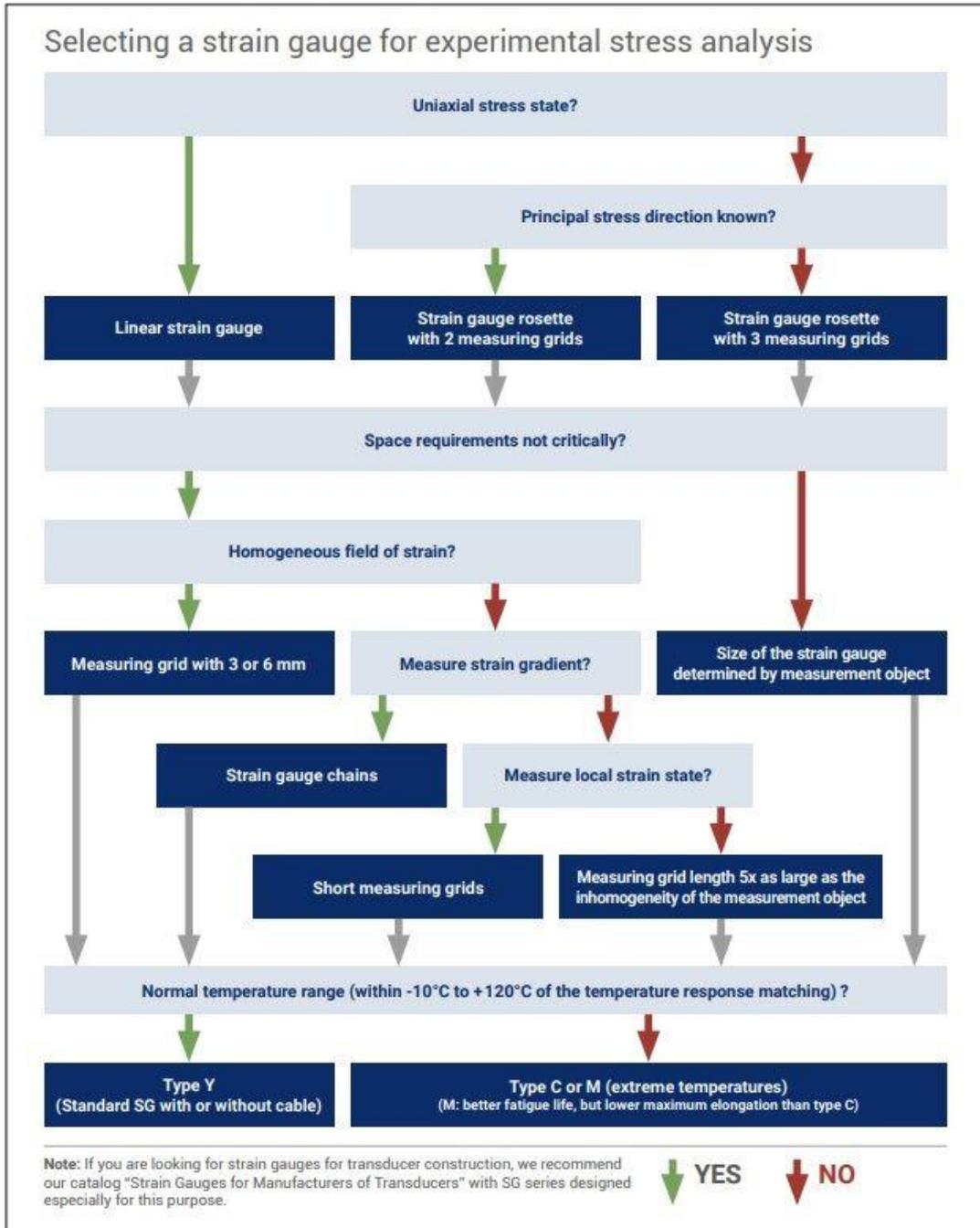


Figura 2-11.- Guía de selección de galgas extensométricas para ensayos experimentales.

2.3.2. Configuraciones de conexión de bandas extensiométricas para alta temperatura

Cabe destacar los siguientes modos de conexión de las bandas extensométricas al elemento que se quiere estudiar:

- Superficies de soldadura integradas en la banda:

Este tipo de bandas se caracterizan por disponer, junto a la rejilla, de unas superficies que permiten soldar la banda extensométrica directamente al elemento. Estas superficies pueden provocar un desacoplamiento mecánico entre las galgas y los cables del aparato medidor. Ante variaciones de temperatura es conveniente realizar un medio puente para compensar los desequilibrios originados por dicha variación.

Ante la elección de este tipo de galgas se necesitaría de un equipo de soldadura por puntos.



Figura 2-12.- *Banda con superficies de soldadura.*

- Bandas pegables:

Este tipo de bandas van pegadas a la superficie del elemento que se quiere estudiar gracias a la utilización de adhesivos especiales. Estas bandas son aptas para ensayos a muy alta temperatura. Cabe destacar que la operación de pegado no es para nada sencilla en comparación con los adhesivos normalmente empleados en Extensometría.

2.3.3. Selección de bandas para el ensayo de Fretting a 650 °C

Debido a la tan alta temperatura a la que se va a someter el conjunto a estudiar, es muy complicado encontrar bandas extensométricas aptas. Tras buscar en diferentes catálogos (Vishay Measurements, HBM, Omega Engineering), se encontraron unas galgas adecuadas en Vishay Measurements. La empresa ofrecía tanto unas galgas soldables, para las que se necesitaba además la compra de un equipo de soldadura (recomendado el equipo de Soldadura Eléctrica por Puntos, Modelo 700), como unas galgas pegables, para las que se necesitaría de unos adhesivos especiales (recomendable el H Cement).

A continuación, se muestra una imagen de las superficies donde se tiene pensado colocar las bandas (puentes, anillo y probeta):

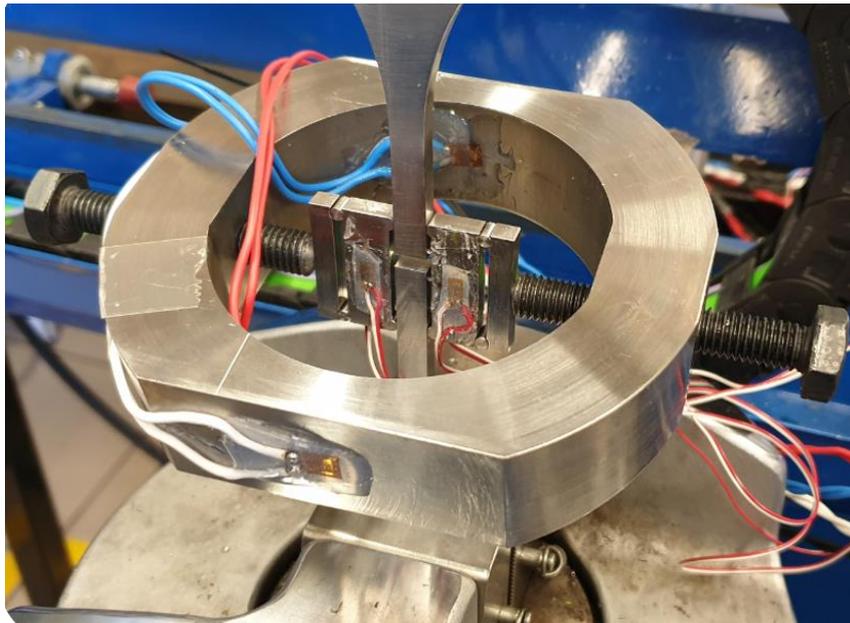


Figura 2-13.- Bandas extenométricas pegadas en el conjunto

Vishay Measurements ofreció una serie de galgas acordes a la geometría de los elementos. Se decidió el modelo G1275 para el anillo de fretting y el modelo G1265 o G1266 para la probeta. A continuación, se muestran las características aportadas por Vishay Measurements de cada uno de estos modelos:

G1265



GAGE LENGTH	OVERALL LENGTH	GRID WIDTH	OVERALL WIDTH
0.138	0.300	0.138	0.138
3.51	7.62	3.51	3.51
MATRIX SIZE	N/A		

**G1266
G1272**



GAGE LENGTH	OVERALL LENGTH	GRID WIDTH	OVERALL WIDTH
0.200	0.380	0.135	0.135
5.08	9.65	3.43	3.43
MATRIX SIZE	N/A		

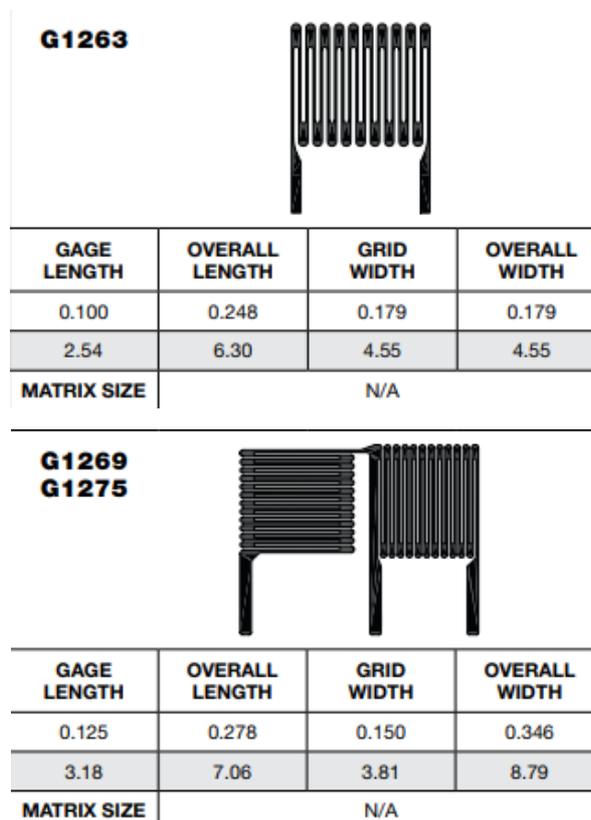


Figura 2-14.- Modelos de bandas G1275, G1272, G1265 y G1263.

Más concretamente, en la figura anterior se muestran los parámetros gage length (longitud de la rejilla), overall length (longitud total), grid width (ancho de la rejilla) y overall width (ancho total).

2.3.4. Diseño de Extensómetro

Lo más efectivo a la hora de medir las deformaciones en el puente de fretting sería pegar las bandas extensiométricas directamente en el puente. El problema es que se realizan numerosos ensayos, y en cada uno de ellos se cambian los puentes de fretting con el objetivo de mantener las superficies de contactos vírgenes. Debido a esto y al alto precio de las bandas extensiométricas especiales que se van a utilizar, se decide diseñar un elemento, el cuál va atornillado al puente (extensómetro) y en el cuál irá pegada la banda extensiométrica.

El diseño de los diferentes modelos de extensómetro, la justificación del diseño final del extensómetro y los análisis mediante elementos finitos de las diferentes configuraciones geométricas de este se muestran en el punto 3.2.

A continuación, se muestra una representación en 3D del extensómetro:

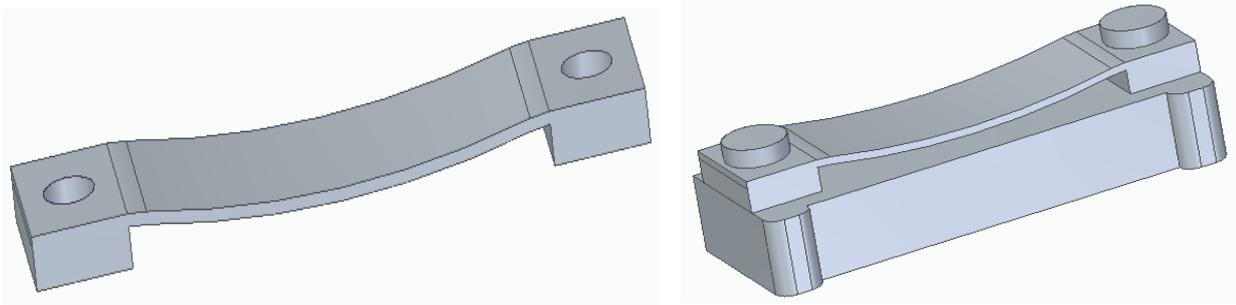


Figura 2-15.- Representación en Solid Edge del diseño del extensómetro.

La banda extensiométrica iría situada en la superficie exterior de la zona del extensómetro con forma de arco.

El conjunto final completo necesario para llevar a cabo los diferentes ensayos, quedaría de la siguiente manera:

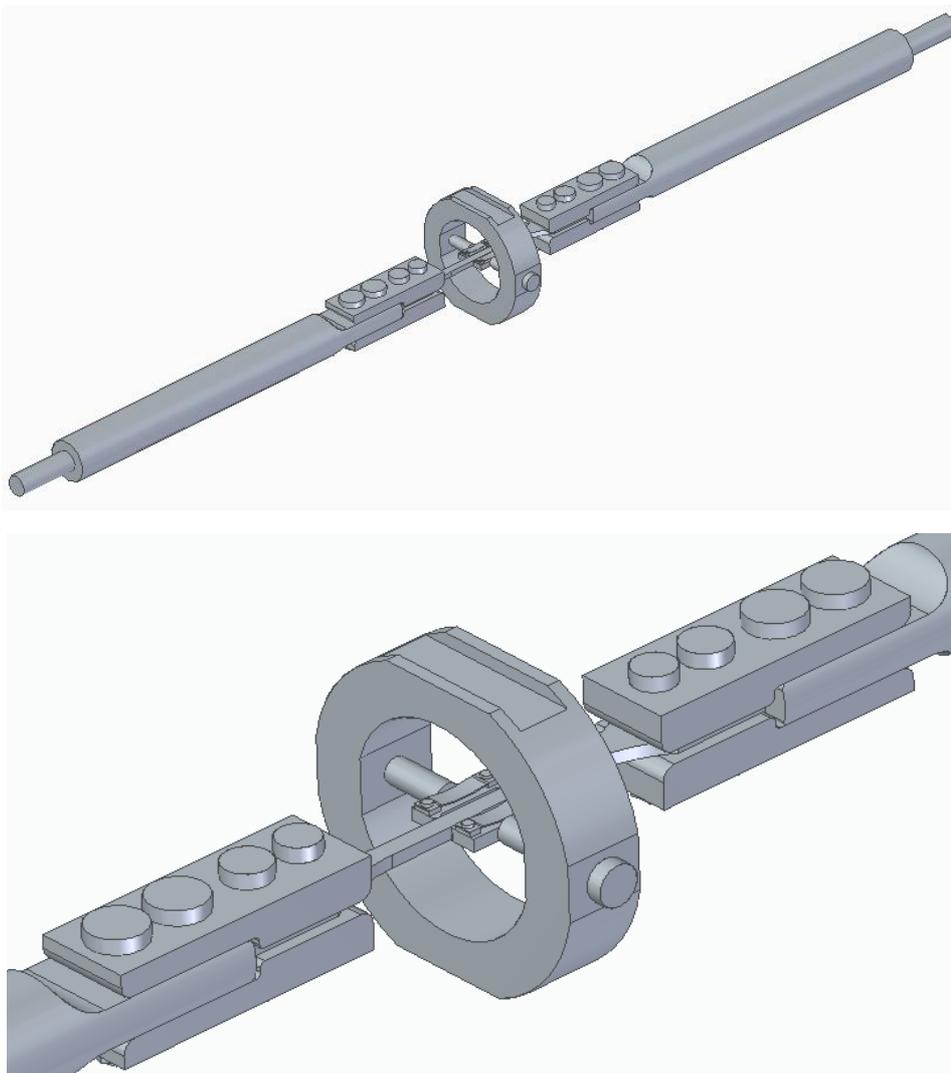


Figura 2-16.- Representación en Solid Edge del conjunto final completo.

3 ANÁLISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

El análisis del comportamiento del conjunto se realizará mediante elementos finitos. El análisis por elementos finitos (MEF, siglas en castellano) se basa en la simulación por computador del comportamiento de los objetos a ensayar y tiene múltiples aplicaciones en el mundo de la ingeniería. Este método puede ser aplicado tanto en problemas de análisis estructural, como de análisis térmico, electromagnético, acústico, de flujos y dinámico.

Más concretamente, el MEF consiste en la división de las geometrías a analizar en partes más pequeñas (elementos). Al dividir las geometrías en pequeños elementos, lo que al principio era un problema complejo, termina convirtiéndose en pequeños problemas más simples. Esto permite a la computadora, a través de la cuál se lleva a cabo el análisis, resolver estos pequeños problemas de manera más eficiente.

La precisión con la que se llevará a cabo el análisis por MEF, dependerá, por tanto, del número de elementos a utilizar. Estos elementos están conectados entre sí por *nodos*, y al conjunto de elementos y nodos utilizados en la geometría a analizar, se le conoce como *mall*a. Cuanto mayor sea el número de elementos, y, por tanto, menor sea el tamaño de estos, más precisas serán las soluciones obtenidas [10].

El nombre de *elementos finitos*, se debe a que es limitado el número de elementos a usar en el programa. Cabe destacar, por tanto, como axioma del MEF, que mientras más simple sea la geometría a ensayar, más fina será la malla utilizada para el análisis y más pequeños serán los elementos que conformen dicha malla. Es recomendable, por tanto, simplificar la geometría siempre que esta simplificación no altere el comportamiento del producto a analizar (operaciones de simetría, reducción de las partes uniformes y continuas de la geometría ...).

Son varios los programas existentes para llevar a cabo análisis mediante elementos finitos (Altair, Nastran, ANSYS, Analysis3D, CAELINUX...). El programa con el que se ha llevado a cabo este proyecto es ANSYS.

ANSYS consta además de varios productos, cada uno de ellos con sus respectivas funciones (ANSYS Fluent para análisis de flujos, SpaceClaim DesignModeler para diseño CAD ...). El producto utilizado para llevar a cabo el análisis por MEF es ANSYS Workbench, el cual se utiliza tanto para análisis estructural, como para térmico, electromagnético y de fluidos. Más concretamente, se va a hacer uso del módulo *Static Structural* de ANSYS Workbench.

A continuación, se muestra una representación de la interfaz principal de ANSYS Workbench, con el módulo *Static Structural* activado:

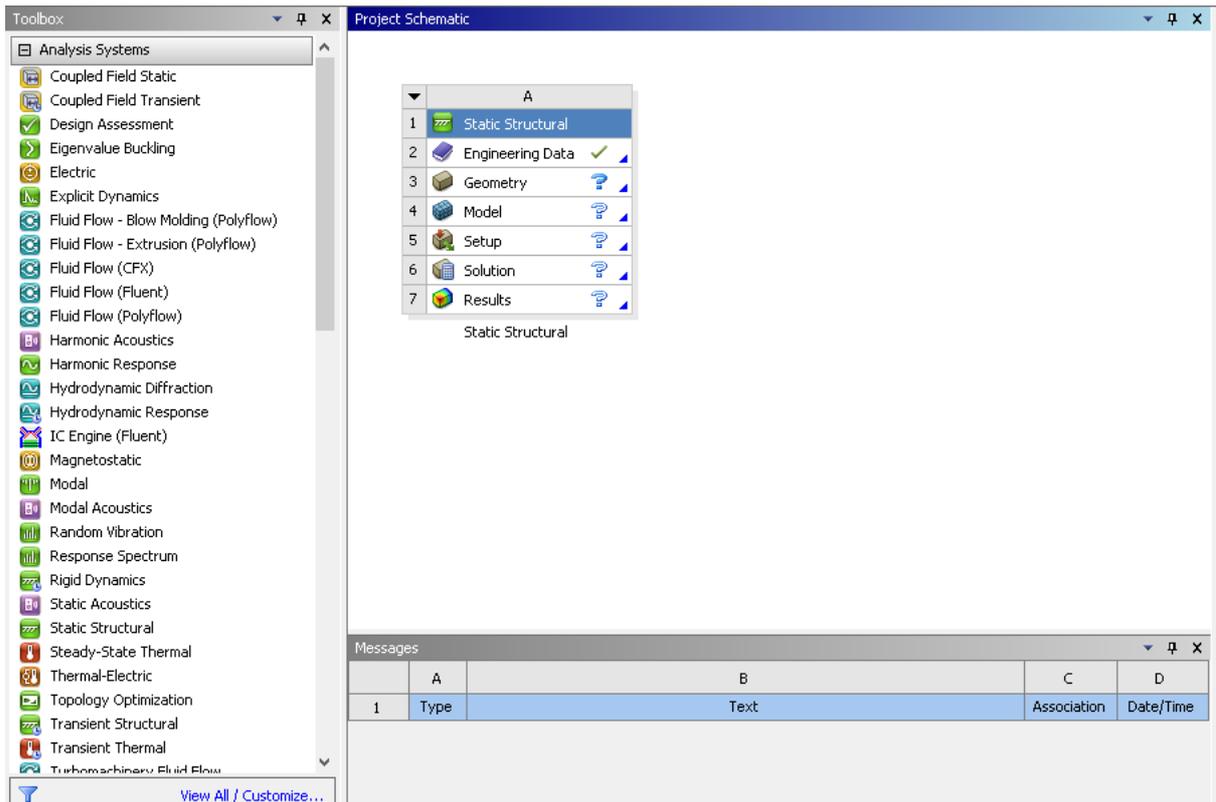


Figura 3-1.- Representación de la interfaz principal de ANSYS Workbench.

Con el objetivo de simplificar el análisis y de obtener soluciones más eficientes, se ha decidido dividir dicho análisis del montaje completo, en dos análisis más simples.

Se ha dividido, por tanto, el modelo completo en dos modelos simples:

- Modelo 1. Modelo que incluye a la probeta, a los cilindros, a las placas de conexión entre ambos y a los tornillos.
- Modelo 2. Modelo que incluye a la probeta, puentes y extensómetros.

3.1. Análisis del Modelo 1

En este punto se va a llevar a cabo el análisis del modelo que concierne a la probeta, placas, cilindros y tornillos.

Dicho modelo se corresponde con el representado en la Figura 2-5.

3.1.1. Descripción del modelo 1 y condiciones de contorno

Como se puede apreciar en la Figura 2-5, existe simetría respecto a los tres planos. Con el objetivo de simplificar el análisis y, a la vez, de poder apreciar fácilmente el comportamiento del modelo, se ha aplicado simetría respecto a los planos x-y e y-z, es decir, se ha modelado la cuarta parte del conjunto.

Además, se ha cortado parte del cilindro, debido a la uniformidad y gran longitud de este en comparación con el resto del montaje. De esa manera, se favorece al refinamiento del mallado y se simplifica el análisis.

El modelo a analizar quedaría, por tanto, de la siguiente manera:

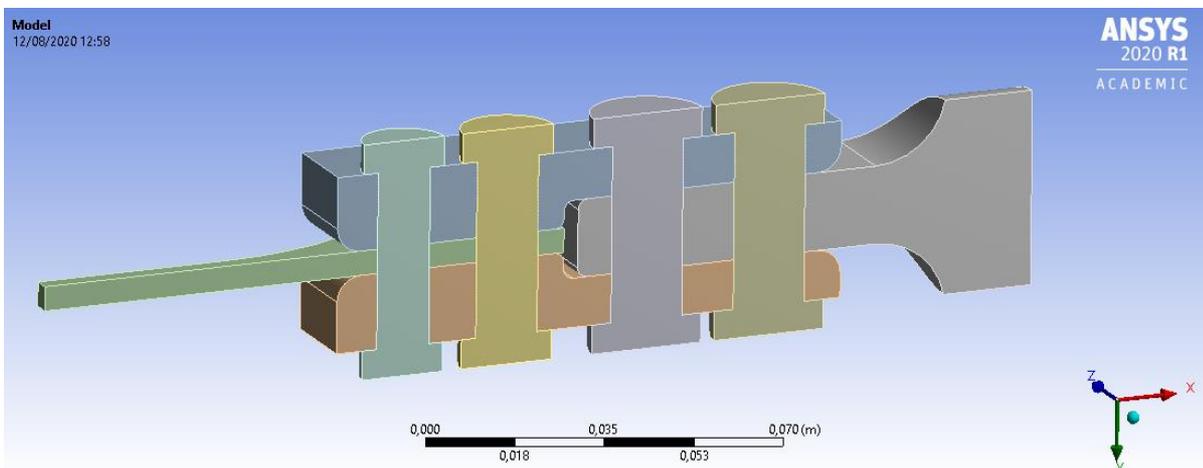


Figura 3-2.- Representación en ANSYS del modelo 1 a analizar.

Todos los elementos del conjunto (probeta, placas, tornillos y cilindro) se definen de la aleación Inconel 718.

+ Graphics Properties	
- Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate ...
Reference Temperature	By Environment
Treatment	None
- Material	
Assignment	Inconel 718
Nonlinear Effects	No
Thermal Strain Effects	Yes

Figura 3-3.- Panel para la definición del material.

El mallado utilizado en el modelo consta de 19007 elementos y de 31913 nodos. Cabe destacar que para los análisis se ha utilizado la versión académica de ANSYS Workbench, la cual tiene limitaciones en cuanto al número de elementos utilizados en el mallado. Dicho mallado está más refinado en las zonas más relevantes del conjunto (contactos, probeta...) y menos refinado en las zonas menos relevantes (cilindro, superficies de los tornillos que no están en contacto con ninguna otra pieza...). El aspecto del mallado quedaría de la siguiente manera:

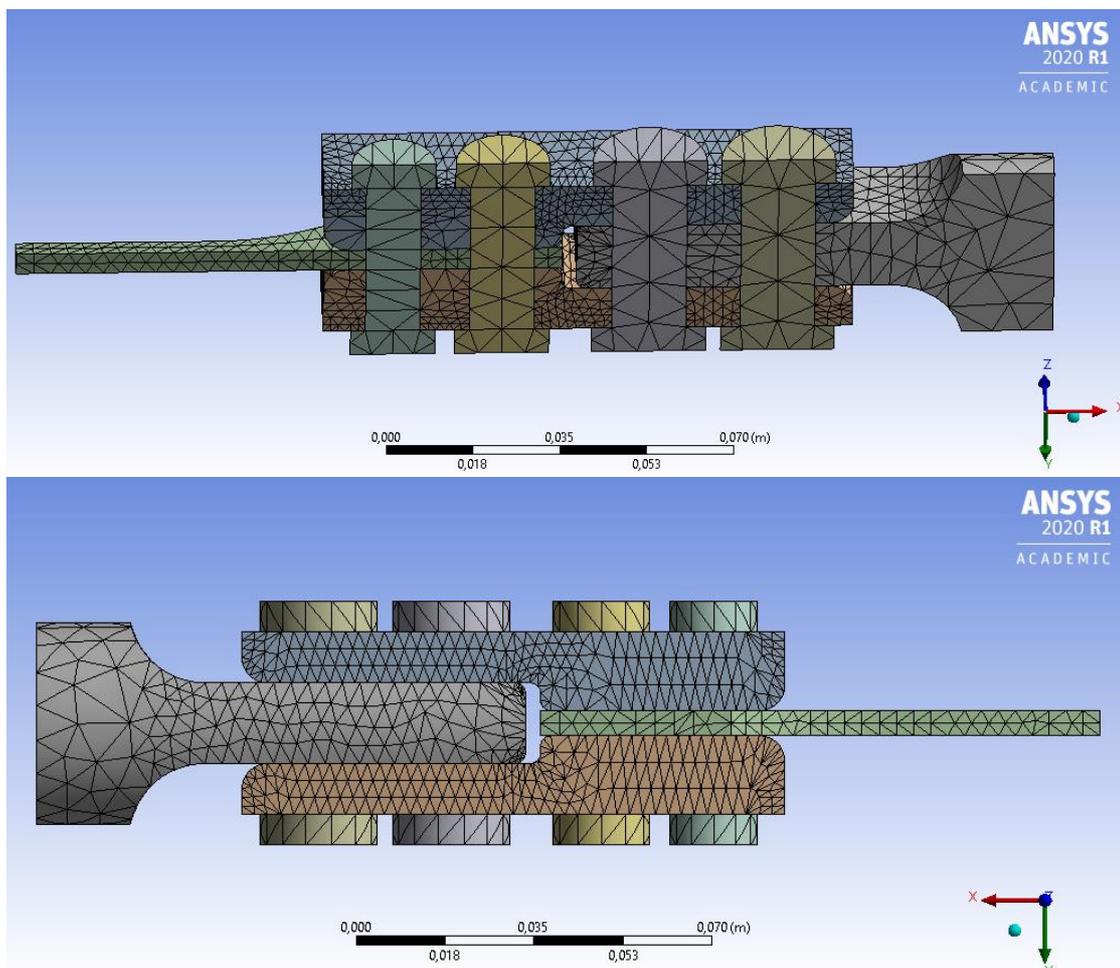


Figura 3-4.- Diferentes capturas del mallado del modelo.

Las condiciones de contorno definidas para simular el ensayo del montaje son las siguientes:

- **Condiciones de contorno de simetría.** Como se ha comentado anteriormente, se va a llevar a cabo el análisis de una cuarta parte del conjunto completo. Para ello, es necesario definir las siguientes condiciones de contorno:
 - **Simetría en el plano x-y.** Se impiden los desplazamientos en la dirección u_z , en la superficies del conjunto que quedan en contacto con dicho plano x-y.

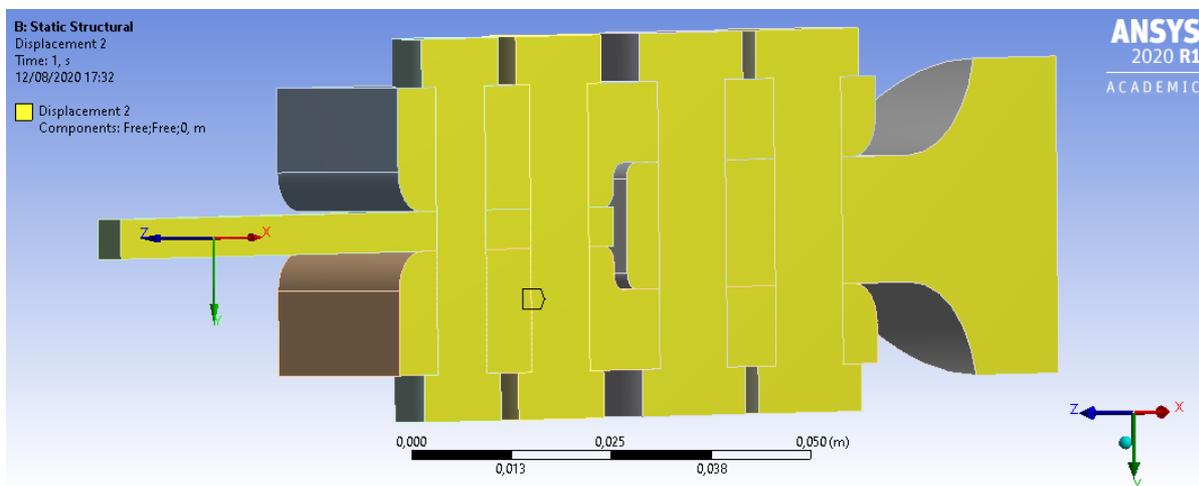


Figura 3-5.- Superficies donde quedan impedidos los desplazamientos en la dirección u_z .

- **Simetría en el plano y-z.** Se impide el desplazamiento en la dirección u_x , en la superficie del conjunto que queda en contacto con dicho plano y-z (sección central de la probeta).

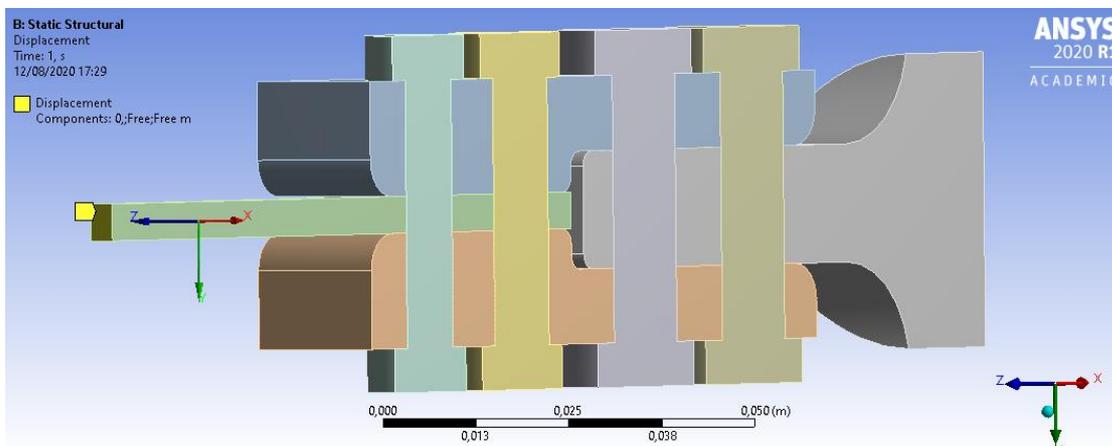


Figura 3-6.- Superficie donde queda impedido el desplazamiento en la dirección u_x .

- Quedan impedidos también los desplazamientos en la dirección u_y en diferentes puntos estratégicos del conjunto (puntos que no afectan al comportamiento del conjunto) con la intención de evitar que este se desplace en esa dirección.
- Como se ha comentado, el ensayo se llevará a cabo a unos 650 °C, los cuales son aportados por un horno. Se define, por tanto, en el modelo, una temperatura ambiente de 650 °C.

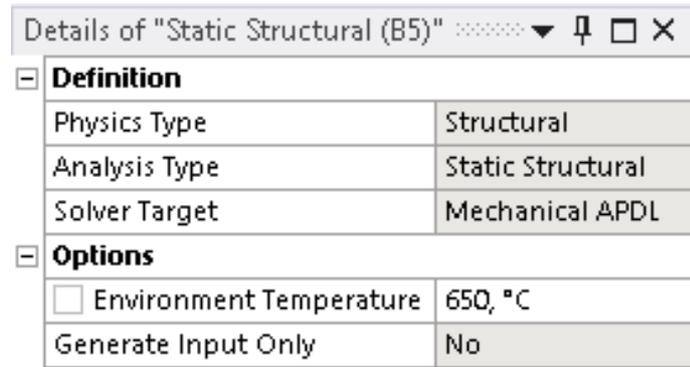


Figura 3-7.- Panel para la definición de la temperatura ambiente.

- Pretensiones de los tornillos. Cada tornillo llevará una pretensión asociada, la cual depende de la métrica de estos. En el punto 2.1. se ha hablado de la obtención de dichas pretensiones. Al aplicarse simetría en el plano x-y, el valor de dichas pretensiones queda reducido a la mitad. A continuación se muestra una tabla con las pretensiones aplicadas a cada tornillo:

Métrica	Pretensión (N)	Pretensión aplicada en el modelo (N)
M10	26000	$26000/2 = 13000$
M12	38500	$38500/2 = 19250$
M14	53000	$53000/2 = 26500$

Tabla 3-1.- Valor de las pretensiones aplicadas en el modelo.

- Fuerza aplicada por la máquina hidráulica. A la probeta a estudiar se le aplicará unas tensiones cíclicas de 700 MPa. La fuerza de tracción aplicada en el modelo, será el producto de dicha tensión por la sección central de la probeta (7 mm x 5 mm). Dicha fuerza de tracción tiene un valor de 24500 N. Al aplicarse simetría en el plano x-y, habría que definir, por tanto, una fuerza de 12250 N, la cual irá aplicada en la superficie exterior del cilindro.

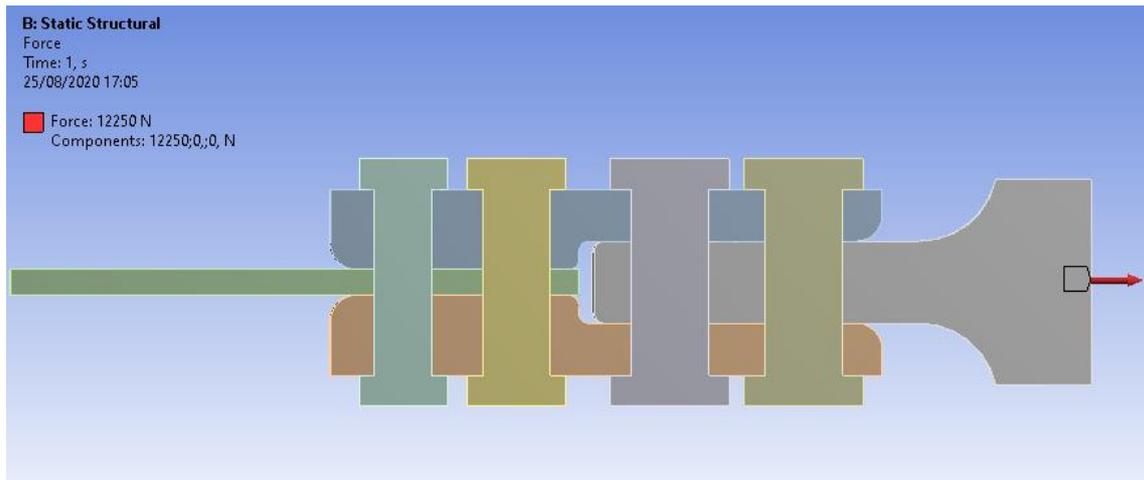


Figura 3-8.- Representación de la fuerza aplicada en el cilindro.

Además de definir las condiciones de contorno del modelo, se deben definir cada uno de los contactos existentes en este. Cabe destacar que todos los contactos son friccionales con un coeficiente de fricción de 0,14. A continuación, se pasa a nombrar cada uno de estos contactos friccionales:

- 2 contactos entre superficies del muñón del cilindro y superficies de las placas (radios de acuerdo del muñón del cilindro y de las placas definidos en el contacto también).
- 2 contactos entre los vástagos de los tornillos M14 y las superficies de los agujeros del muñón del cilindro.
- 8 contactos entre los vástagos de los tornillos (todos los tornillos) y las superficies de los agujeros de las placas.
- 2 contactos entre los vástagos de los tornillos M10 y M12 y las superficies de los agujeros de la probeta.
- 2 contactos entre superficies de la probeta y superficies de las placas (radios de acuerdo de las placas definidos también en el contacto).
- 8 contactos entre las superficies de las cabezas de los tornillos con las superficies de las placas.



Figura 3-9. Definición de todos los contactos en ANSYS.

3.1.2. Resultados obtenidos mediante MEF

En este punto se van a mostrar y a analizar los resultados obtenidos a través del programa de elementos finitos.

Una vez definido el modelo a ensayar y aplicadas todas las condiciones de contorno, a través del módulo Solution > Insert > Contact Tool > Status, se obtiene el estado de los contactos, el cual se muestra a continuación:

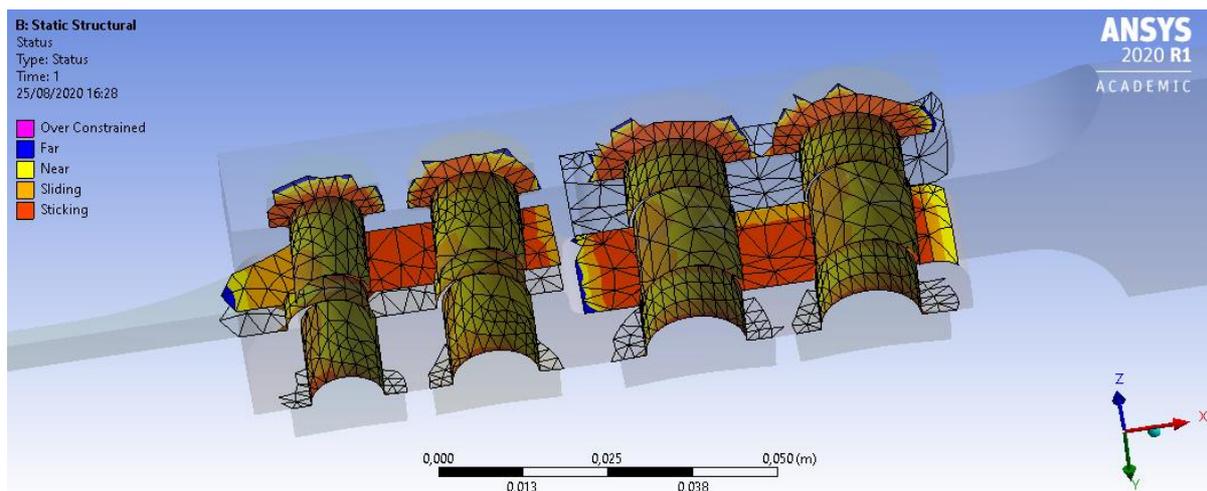


Figura 3-10.- Representación en ANSYS del estado de los contactos.

Se puede apreciar en la representación, que tanto las superficies de las cabezas de los tornillos como la mayor parte de las superficies de contacto de las placas con el muñón del cilindro, como parte de las superficies de contacto de la probeta con las placas están pegadas (stickling contact). Los vástagos de

los tornillos, en cambio, aparecen como contactos deslizantes (sliding contact).

Una vez obtenido el estado de los contactos se pasa al cálculo de los desplazamientos de los elementos del modelo. Los desplazamientos direccionales, se obtienen a través de Solution > Insert > Deformation > Directional y el módulo de los desplazamientos a través de Solution > Insert > Deformation > Total. A continuación, se representan las diferentes soluciones en metros, con sus respectivos valores máximos, mínimos y promedio:

- Desplazamientos en la dirección axial (eje x).
 - Máximo desplazamiento = $4,5878e-004$ m (cilindro).
 - Mínimo desplazamiento = 0 m (probeta).
 - Desplazamiento promedio = $4,0008e-004$ m

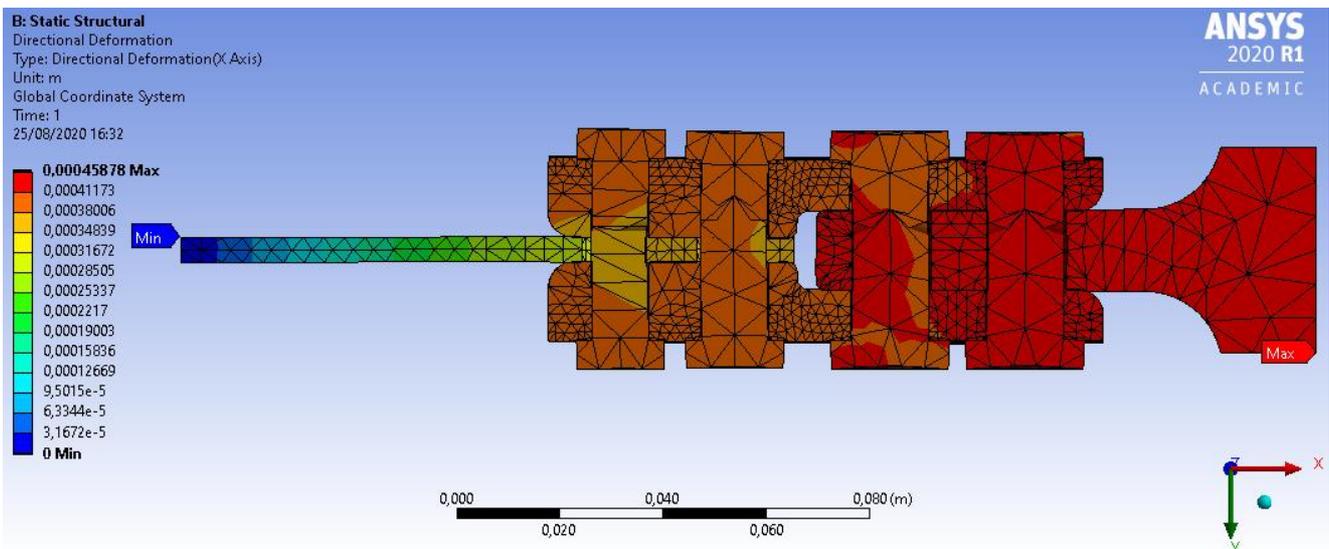


Figura 3-11.- Desplazamientos en la dirección axial (m).

- Desplazamientos en el eje z.
 - Máximo desplazamiento = $1,1485e-005$ m (superficie de contacto entre placa y el muñón del cilindro).
 - Mínimo desplazamiento = $-1,2289e-005$ m (probeta).
 - Desplazamiento promedio = $9,0581e-007$ m

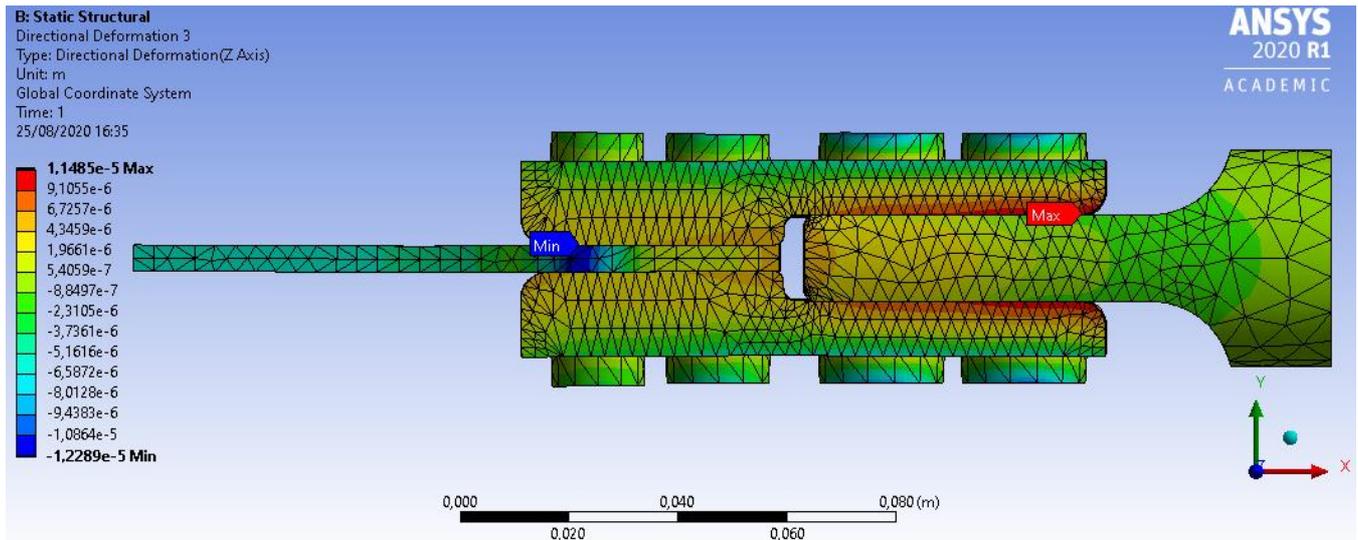


Figura 3-12.- Desplazamientos en la dirección z (m).

En este caso, se muestra una vista distinta del modelo, debido a que la cara que se encuentra en contacto con el plano de simetría x - y , quedaría representada del mismo color, por el hecho de estar impedidos los desplazamientos en la dirección u_z .

- Desplazamientos en la dirección vertical (eje y).
 - Máximo desplazamiento = $1,0249e-004$ m (tornillo M14 situado más cerca de la parte cilíndrica).
 - Mínimo desplazamiento = $-1,1764e-004$ m (tornillo M14 situado más cerca de la parte cilíndrica).
 - Desplazamiento promedio = $-1,9693e-006$ m

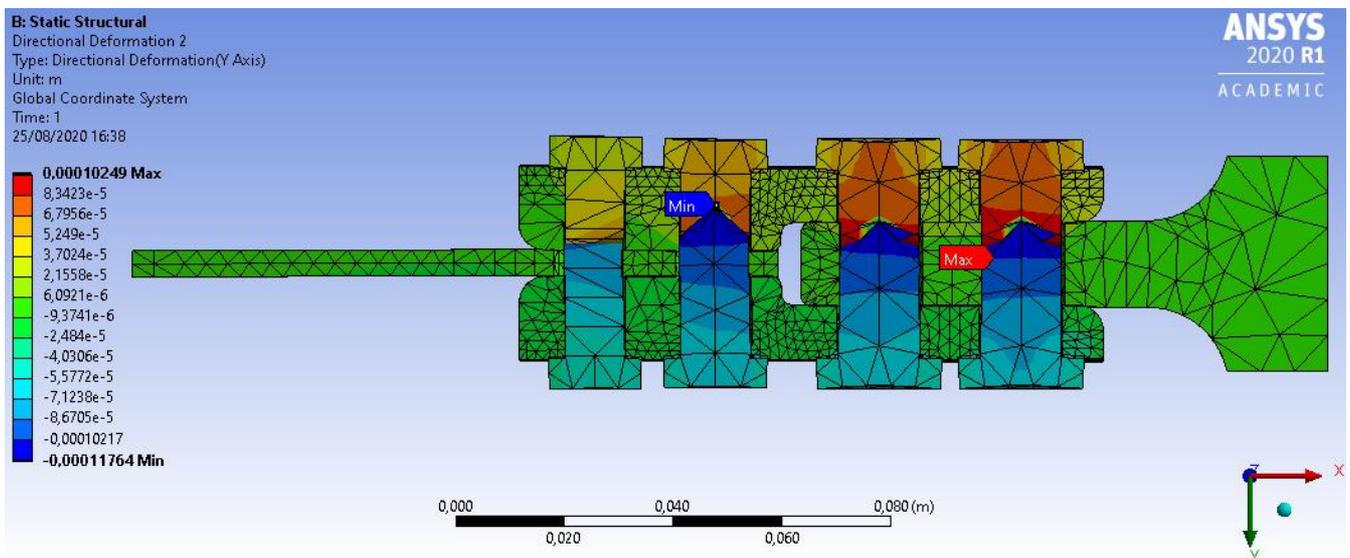


Figura 3-13.- Desplazamientos en la dirección vertical (m).

A pesar de que en esta representación, los colores de los desplazamientos no tengan una distribución simétrica, estos si lo son. Observando los resultados de los desplazamientos, se puede apreciar como los valores a un lado del plano xz son prácticamente los mismos que los valores del otro lado, pero con sentido opuesto. Esto se debe a la compresión que se produce en los tornillos debido a las pretensiones. Mientras que las cabezas superiores de los tornillos están “empujando” hacia abajo, las cabezas inferiores de estos están “empujando” hacia arriba.

- Módulo de los desplazamientos.

La expresión teórica a través de la cual se obtiene el módulo de los desplazamientos es la siguiente:

$$U = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2}$$

Siendo u_x , u_y y u_z , los desplazamientos en las direcciones x, y y z respectivamente.

Los valores numéricos máximo y promedio del módulo de los desplazamientos obtenidos por ANSYS son los siguientes:

- Máximo valor del módulo = 4,5878e-004 m (cilindro).
- Mínimo valor del módulo = 0 m (probeta)
- Valor promedio del módulo = 4,0052e-004 m.

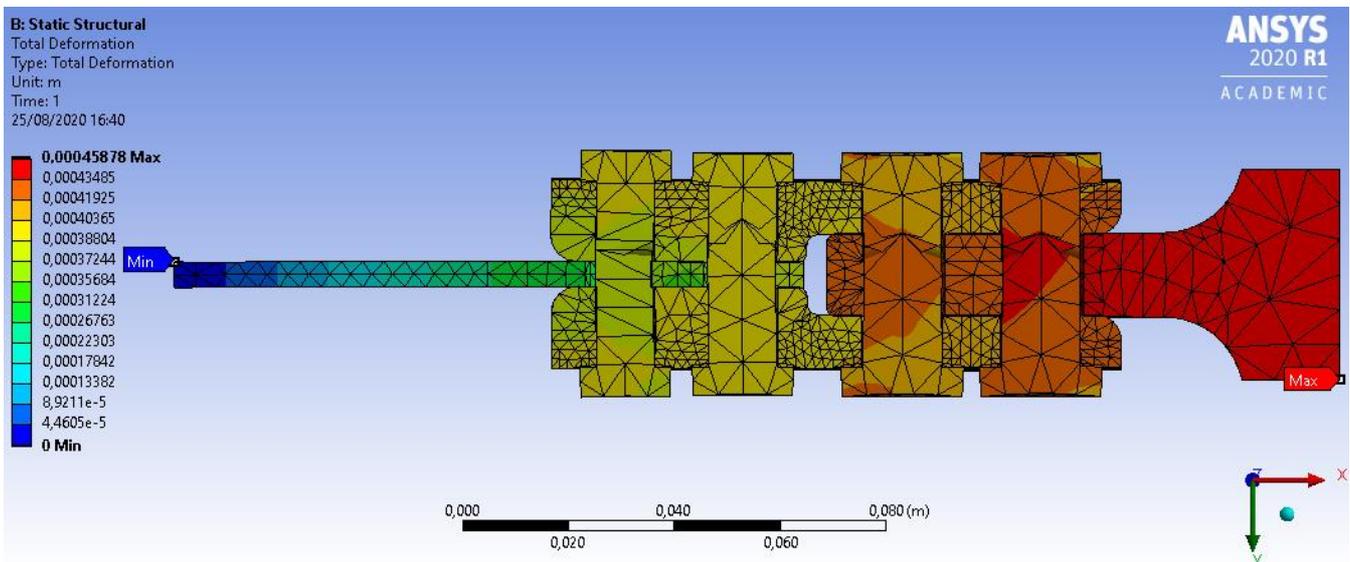


Figura 3-14.- *Módulo de los desplazamientos (m).*

Una vez obtenido los valores de los desplazamientos, se pasa a calcular las deformaciones. Más concretamente, se van a mostrar los resultados de las deformaciones axiales, puesto que son las más relevantes. Estas se obtienen a través de Solution > Insert > Strain > Normal.

La expresión teórica a través de la cual se obtienen las deformaciones es la siguiente:

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0}$$

Donde ΔL es la variación de la longitud y L_0 es la longitud inicial. Por lo tanto, la deformación, ϵ , es adimensional (m/m).

Los valores numéricos máximo y promedio de las deformaciones axiales obtenidos por ANSYS son:

- Máxima deformación = 5,3406e-003 (probeta).
- Mínima deformación = -1,4667e-003 (tornillo M14 situado más cerca de la probeta).
- Deformación promedio = 3,4555e-004

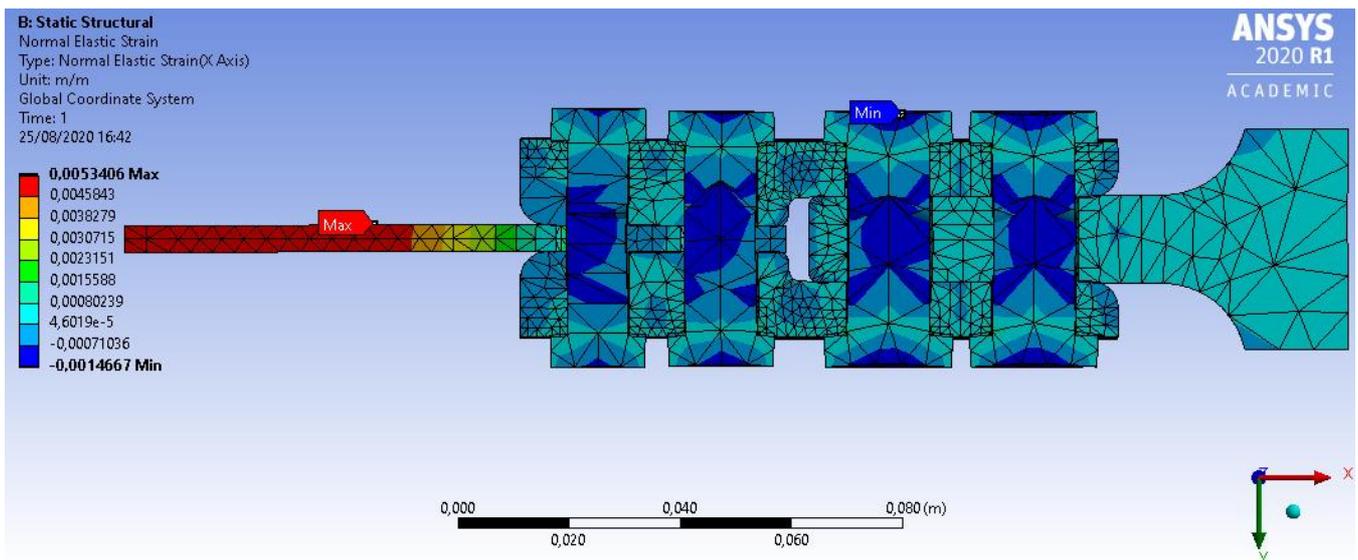


Figura 3-15.- *Deformaciones en la dirección axial.*

Por último, se pasa al cálculo de las tensiones equivalentes de Von Mises (Pa). Estas se obtienen a través de Solution > Insert > Stress > Equivalent (von-Mises). A continuación, se muestran las tensiones máximas, mínimas y promedio, así como la representación en ANSYS de las tensiones equivalentes del modelo:

- Máxima tensión = 7,4376e+008 Pa (probeta).
- Mínima tensión = 5,0842e+005 Pa (superficie de placa sin contacto).
- Tensión promedio = 1,0431e+008 Pa

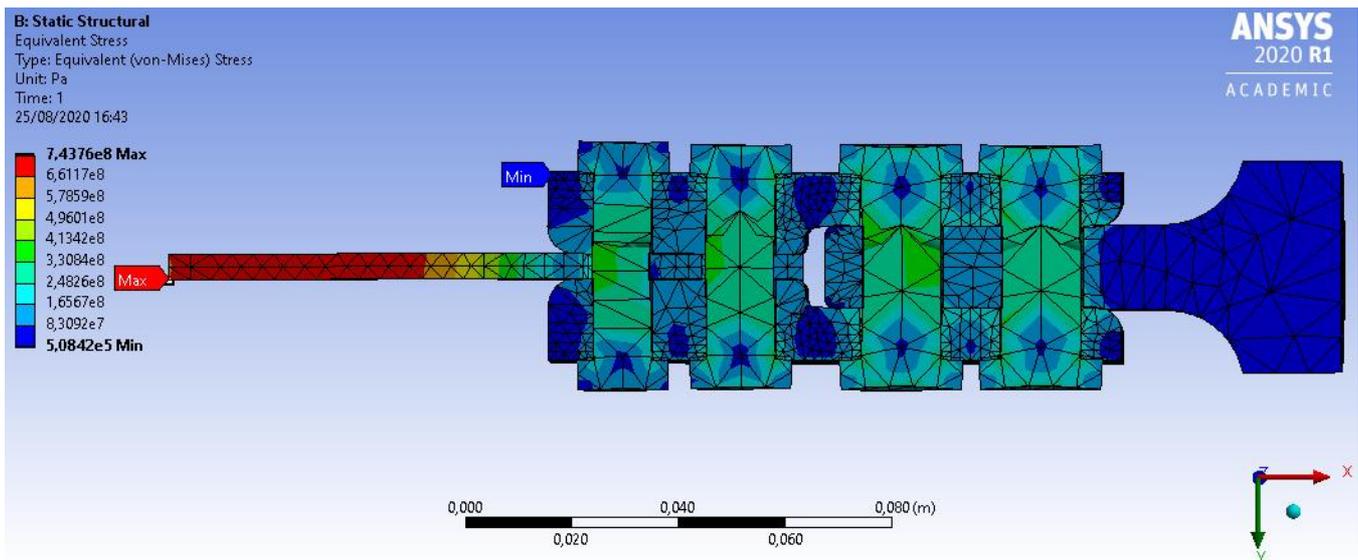


Figura 3-16.- Tensiones equivalentes de von Mises (Pa).

3.2. Análisis del Modelo 2

En este punto se va a llevar a cabo el análisis del modelo que concierne a la probeta, puentes y extensómetros. Mas concretamente, se va a centrar en el diseño del extensómetro, el cual, como se ha explicado en el punto 2.3.4., va atornillado al puente de fretting. En dicho punto, también se muestra el prototipo final del extensómetro.

Para llegar a dicho prototipo final, se han llevado a cabo una serie de análisis a diferentes modelos de extensómetros, variando tanto los parámetros geométricos como el diseño en sí.

El principal objetivo del diseño del extensómetro es que este aporte la mínima rigidez posible al puente de fretting. Dicho extensómetro debe ser lo más flexible posible para que no interfiera con la forma con la que se deforma el puente.

3.2.1. Primer prototipo de extensómetro

La idea principal era diseñar un extensómetro con forma de arco, una chapa doblada con forma de arco, la cual iría atornillada por ambos extremos al puente de fretting. A continuación se muestra una representación del primer prototipo de extensómetro:

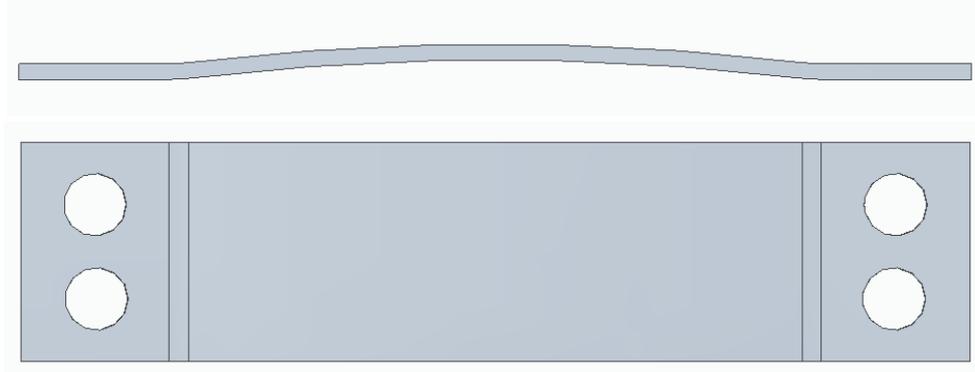


Figura 3-17.- *Representación del primer prototipo de extensómetro.*

Se puede apreciar en el diseño, la parte central con forma de arco, en la cual se situaría la banda extensiométrica. Además, se aprecian los dos extremos planos, los cuales irían atornillados al puente.

El ensamble del extensómetro con el puente tendría el siguiente aspecto:

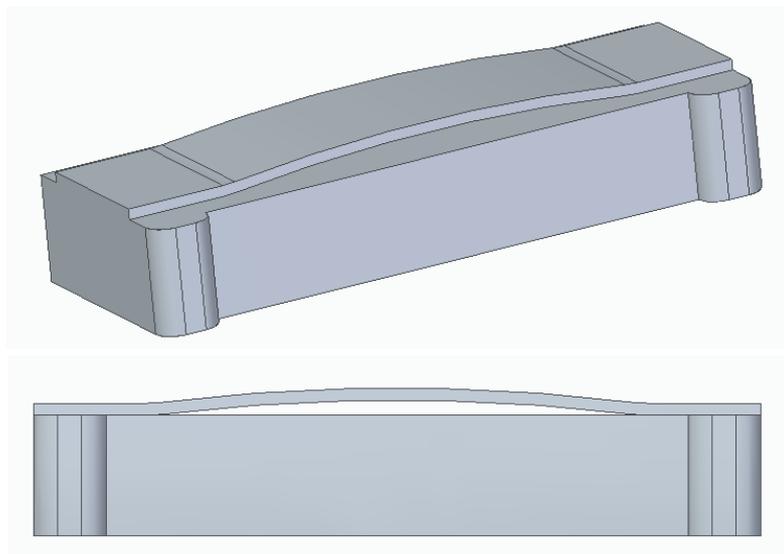


Figura 3-18.- *Ensamble del primer prototipo de extensómetro con el puente de fretting.*

Una vez decidida la forma del primer prototipo de extensómetro, el siguiente paso será definir los parámetros geométricos de este (espesor, radio, altura, distancia entre extremos ...).

El análisis de las diferentes configuraciones (cada una de ellas con parámetros geométricos distintos) se ha llevado a cabo calculando, para cada una de estas, la fuerza de tracción aplicada en el extensómetro que se necesita para llegar en la parte central de este a unas 150 micro deformaciones.

Esas 150 micro deformaciones se deben de producir en la superficie exterior del extensómetro, debido a que la idea, en un principio, era que la banda extensiométrica se colocara ahí.

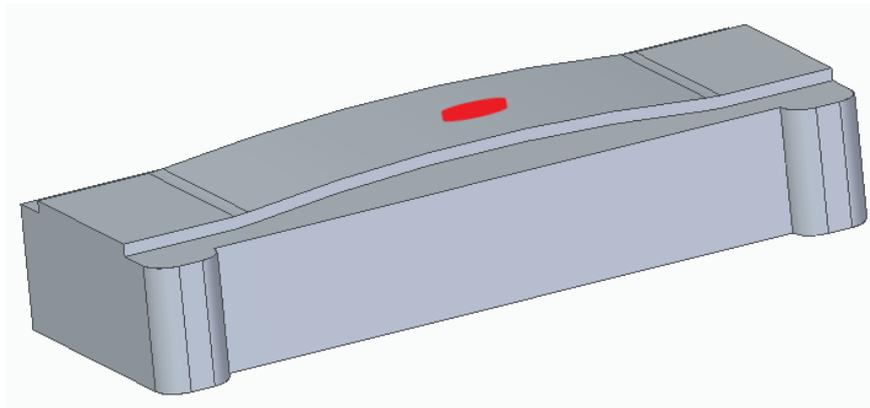


Figura 3-19.- Marcado, en color rojo, del lugar donde se tenía pensado pegar la banda.

El análisis de las diferentes configuraciones del extensómetro se ha llevado a cabo mediante elementos finitos, a través del módulo Static Structural del programa ANSYS Workbench.

Más concretamente, para llegar a los valores más convenientes de los parámetros geométricos del extensómetro, se va a modelar solamente una chapa con forma de arco.

Los elementos utilizados para llevar a cabo este análisis son de tipo SHELL.

En los elementos tipo SHELL, dos dimensiones prevalecen frente a la tercera. Se suelen utilizar para ensayar láminas, chapas, membranas, etc.

El extensómetro se define también, al igual que todas las piezas del montaje, de la aleación Inconel 718.

[-] Display	
Display Style	Shell Thickness
[-] Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	2,e-004 m

Figura 3-20.- Panel para la definición del tipo de elemento.

Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Dimension	3D
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
<input type="checkbox"/> Thickness	5,e-004 m
Thickness Mode	Refresh on Update
Offset Type	Middle
Treatment	None
Material	
Assignment	Inconel 718
Nonlinear Effects	No
Thermal Strain Effects	Yes

Figura 3-21.- *Panel para la definición del material y espesor del modelo.*

El mallado utilizado en el modelo consta de 10570 elementos tipo shell y de 10944 nodos. El tamaño de cada uno de los elementos es de $2e-004$ m.

El aspecto del mallado(mirando el modelo desde la planta) quedaría de la siguiente manera:

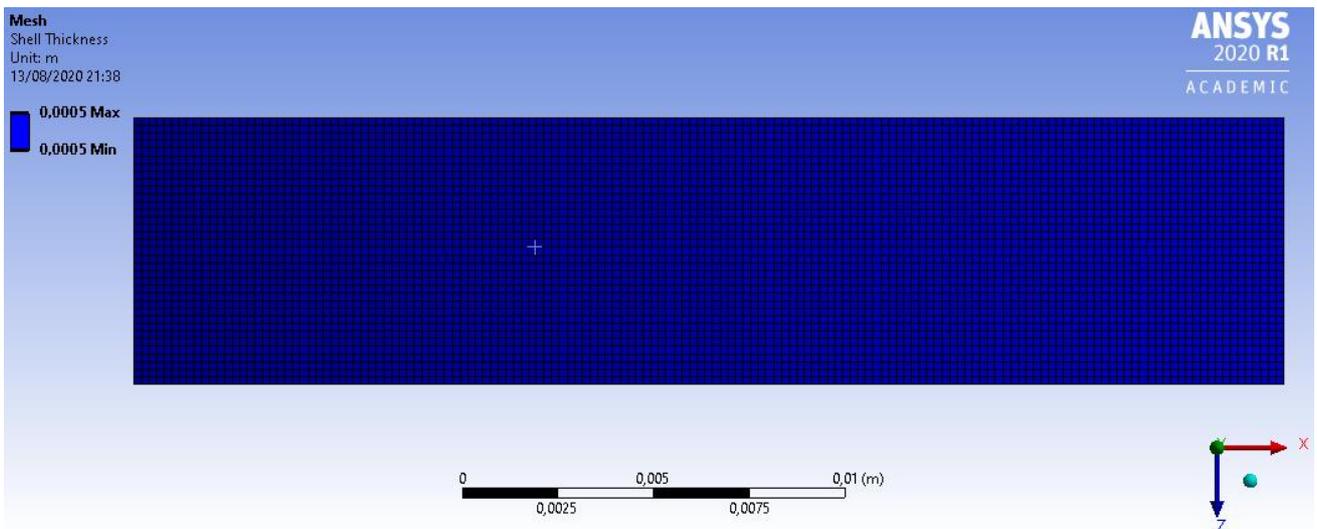


Figura 3-22.- *Aspecto del mallado del modelo.*

Las condiciones de contorno definidas para simular el ensayo del arco son las siguientes:

- Impedidos los desplazamientos en todas las direcciones en uno de los extremos (giros libres):

Definition	
Type	Remote Displacement
<input type="checkbox"/> X Component	0, m (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	0, m (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0, m (ramped)
Rotation X	Free
Rotation Y	Free
Rotation Z	Free
Suppressed	No
Behavior	Deformable

Figura 3-23.- Panel para definición de las restricciones de desplazamientos y giros.

- Impedidos los desplazamientos en dos direcciones (todas menos la axial) en el otro extremo, donde se va a aplicar la fuerza (giros libres):

Definition	
Type	Remote Displacement
X Component	Free
<input type="checkbox"/> Y Component	0, m (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0, m (ramped)
Rotation X	Free
Rotation Y	Free
Rotation Z	Free
Suppressed	No
Behavior	Deformable

Figura 3-24.- Panel para definición de las restricciones de desplazamientos y giros.

- Fuerza aplicada en uno de los extremos. Esta fuerza será tal que provoque una deformación en el lugar donde se situará la banda extensiométrica de unas 150 micro deformaciones. Dicha fuerza variará su valor dependiendo de los parámetros geométricos.

A continuación, se muestra una tabla donde se representan los diferentes valores de la fuerza aplicada, dependiendo de los valores de los diferentes parámetros geométricos (distancia entre extremos, radio, espesor y altura). En dicha tabla se muestra también el valor de la deformación (fijada 150 micro deformaciones) y del desplazamiento en el lugar donde irá pegada la banda extensiométrica:

Distancia entre extremos (mm)	Radio (mm)	Espesor (mm)	Altura (mm)	Fuerza aplicada (N)	Desplazamientos (mm)	Deformaciones (microdeformaciones)
20	100	0,5	7	30	0,0024	-150
20	100	0,8	7	86	0,0020	-150
20	80	0,5	7	23	0,0027	-150
20	80	0,8	7	64	0,0021	-150
30	100	0,5	7	11,7	0,0063	-150
30	100	0,8	7	31,2	0,0043	-150
30	80	0,5	7	9,25	0,0077	-150
30	80	0,8	7	29,5	0,0051	-150

Tabla 3-2.- *Resultados de fuerza aplicada y desplazamientos dependiendo de las deformaciones y de los parámetros geométricos.*

Se puede observar en la tabla, que el parámetro de la altura del arco se mantiene constante (7 mm). Se ha decidido fijar esa dimensión, ya que las bandas extensiométricas definidas en el punto 2.3.3. tienen una anchura de unos 4 mm aproximadamente.

El objetivo del diseño es conseguir que el arco aporte la mínima rigidez posible al conjunto. Esto se consigue minimizando la fuerza que se aplica al extremo del arco para llegar a unas 150 micro deformaciones en la parte central de este.

Observando la tabla, se puede llegar a la conclusión de que mientras más distancia exista entre los extremos, menos radio y menos espesor, menor es la fuerza necesaria para llegar a las deformaciones deseadas.

Por lo tanto, la mejor configuración de las analizadas es la de 30 mm de distancia entre extremos, 80 mm de radio, 0,5 mm de espesor y 7 mm de profundidad.

A continuación, se muestra una representación de las deformaciones y de los desplazamientos de los elementos del arco para esta configuración:

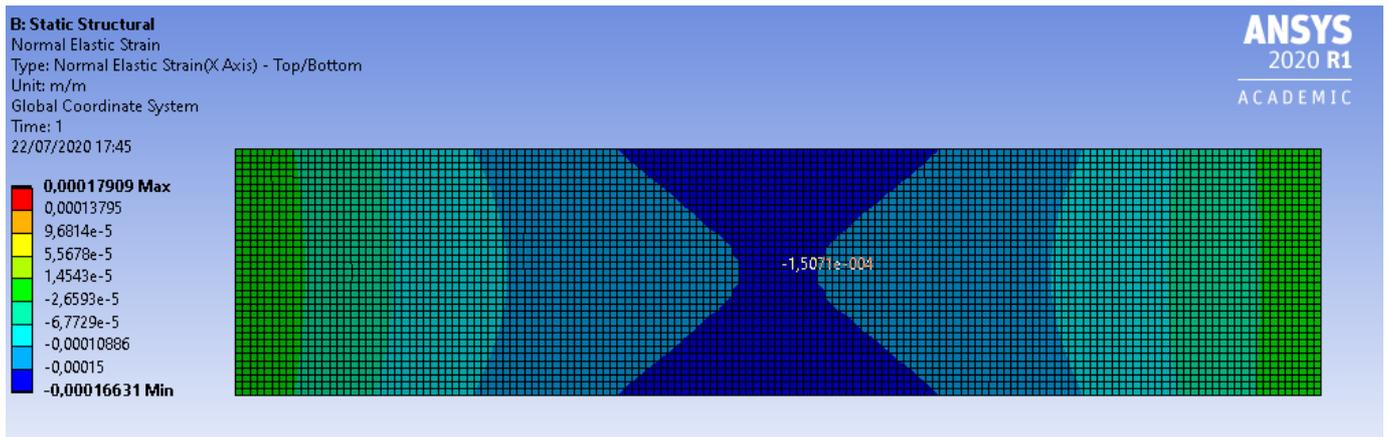


Figura 3-25.- Deformaciones en la dirección axial del arco.

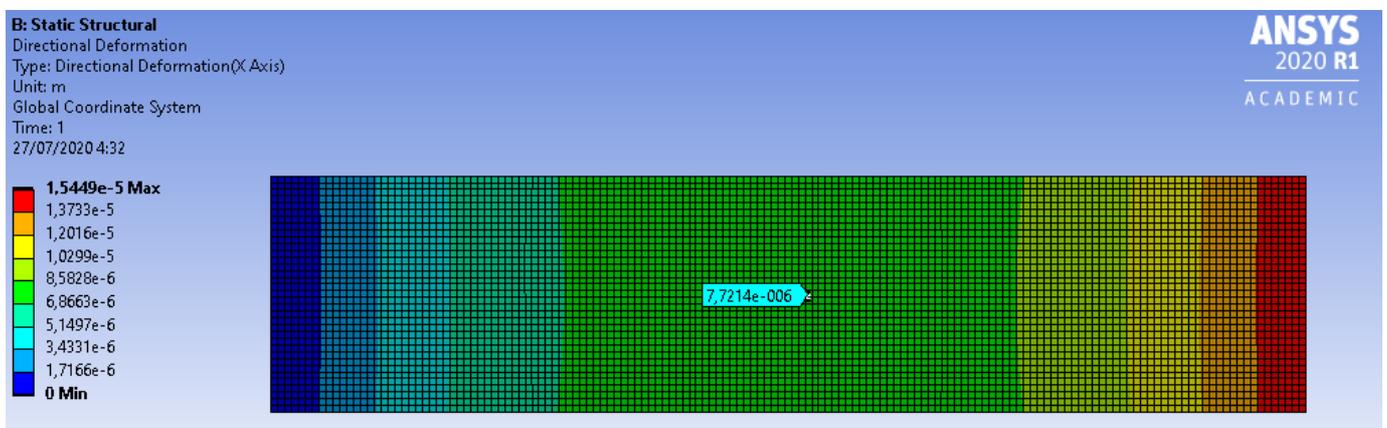


Figura 3-26.- Desplazamientos en la dirección axial del arco.

Se puede observar en la representación de las deformaciones, que estas son negativas a pesar de aplicarse una fuerza de tracción en el arco.

Esto se debe a la combinación entre una tracción positiva y una compresión debida a la flexión que se produce en el arco al deformarse. A continuación, se muestra una representación de la deformación de dicho arco mirado desde el alzado, donde se aprecia la flexión comentada:

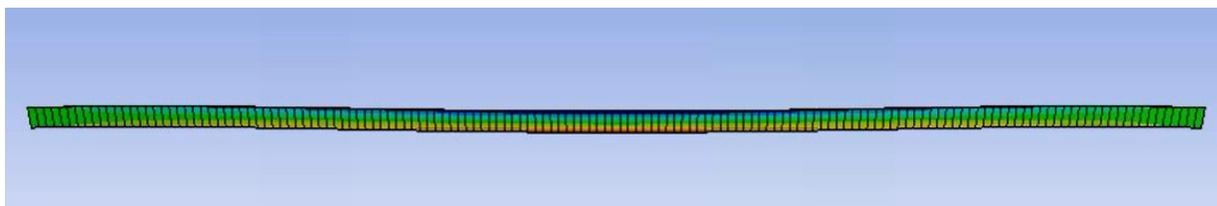


Figura 3-27.- Deformación final del arco mirado desde el alzado.

Como conclusión final, observando la deformación del arco al aplicarse la fuerza de tracción, se desea desechar este primer prototipo de extensómetro ya que la idea es que las bandas extensiométricas midan deformaciones positivas en esa zona del extensómetro.

3.2.2. Segundo prototipo de extensómetro

Debido a los problemas que aparecían con el primer prototipo se decide diseñar uno nuevo.

En este segundo prototipo, se decide invertir el arco central del extensómetro, debido a la flexión que se producía al tirar de este. Al invertirse la zona con forma de arco, es necesario incluir dos “calzos”, uno en cada extremo del extensómetro.

El diseño geométrico del segundo prototipo tiene el siguiente aspecto:

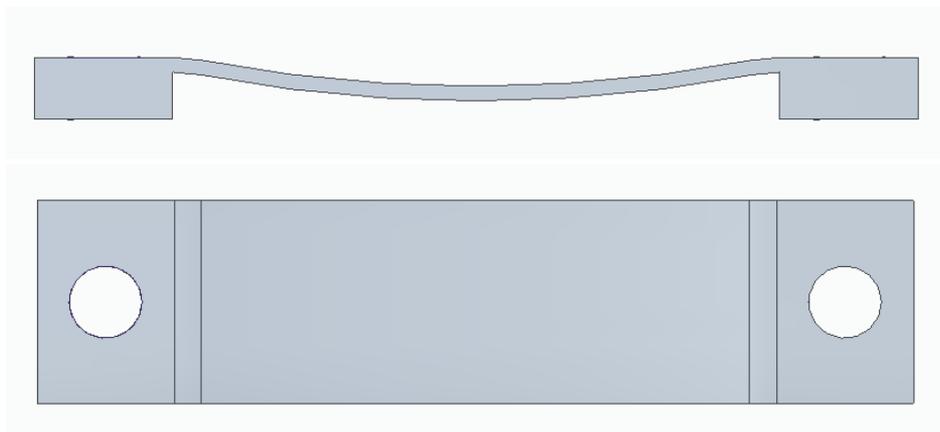


Figura 3-28.- *Representación del segundo prototipo de extensómetro.*

Se puede apreciar en la representación, tanto los calzos mencionados anteriormente, en cada extremo del extensómetro, como la zona central con forma de arco invertido.

Además, se pueden apreciar los dos orificios, uno en cada extremo del extensómetro, por los que pasarán los tornillos que se encargarán de conectar este con el puente de fretting. Se ha decidido utilizar un tornillo en cada extremo del arco en lugar de dos debido a que, al aportar los calzos más altura al conjunto, al utilizar dos tornillos (menos métrica por tornillo), estos iban a ser demasiados esbeltos para la longitud de los tornillos que requiere todo el conjunto puente + extensómetro. El hecho de utilizar un único tornillo por cada extremo del extensómetro permite que este sea de métrica mayor, lo que disminuye la esbeltez de los mismos. Se ha decidido un diámetro de 2,5 mm para los tornillos.

Se muestra a continuación, el ensamble de este segundo prototipo de extensómetro con el puente de fretting:

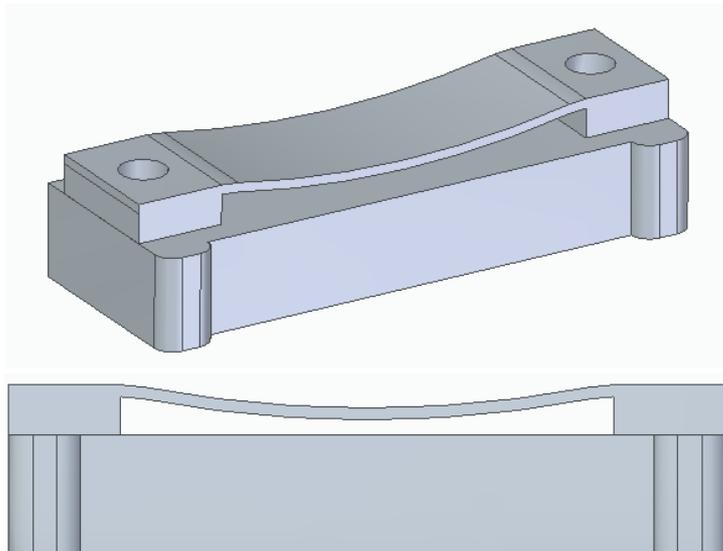


Figura 3-29.- *Ensamble del segundo prototipo de extensómetro con el puente de fretting.*

Una vez decidida la forma del segundo prototipo de extensómetro, al igual que se hizo con el primer prototipo, el siguiente paso será definir los parámetros geométricos de este (espesor, radio, altura, distancia entre extremos ...).

El análisis de las diferentes configuraciones (cada una de ellas con parámetros geométricos distintos) se ha llevado a cabo calculando, para cada una de estas, la fuerza de tracción aplicada en el extensómetro que se necesita para llegar en la parte central de este a unas 150 micro deformaciones.

Esas 150 micro deformaciones se deben de producir en la superficie exterior de la parte central del extensómetro, o lo que es lo mismo, en la superficie interior del arco central, ya que se ha decidido que ese será el lugar donde irá pegada la banda extensiométrica.

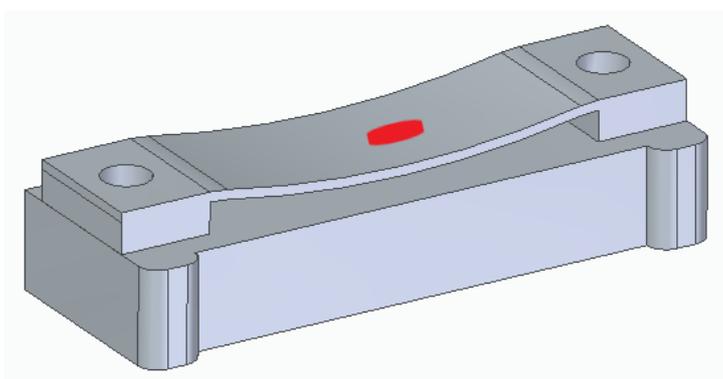


Figura 3-30.- *Marcado, en color rojo, del lugar donde iría situada la banda extensiométrica.*

El análisis de las diferentes configuraciones del extensómetro se va a llevar a cabo de la misma manera que para el primer prototipo. Se modela y analiza de nuevo una chapa con forma de arco de la aleación Inconel 718 y mallada con elementos tipo Shell (mismo número de elementos y mismo tamaño de estos).

Las condiciones de contorno definidas para llevar a cabo el análisis son también las mismas que para el análisis del arco del primer prototipo, con la única diferencia de que la fuerza aplicada para cada configuración geométrica será tal que provoque una deformación de unas 150 micro deformaciones, esta vez, en la superficie interior del arco.

A continuación, se muestra una tabla donde se representan los diferentes valores de la fuerza aplicada, dependiendo de los valores de los diferentes parámetros geométricos (distancia entre extremos, radio, espesor y altura). En dicha tabla se muestra también el valor de la deformación (fijada 150 micro deformaciones) y del desplazamiento en el lugar donde irá pegada la banda extensiométrica.

Cabe destacar que, debido a que se ha decidido que el extensómetro va a ocupar todo el ancho del puente (30 mm), además de que según se ha visto en el análisis de las configuraciones del primer prototipo, una mayor distancia entre extremos y un menor espesor hacen que se necesite menos fuerza para llegar a las deformaciones deseadas, se va a fijar la distancia entre extremos y el espesor:

Distancia entre extremos (mm)	Radio (mm)	Espesor (mm)	Altura (mm)	Fuerza aplicada (N)	Desplazamientos (mm)	Deformaciones (microdeformaciones)
30	50	0,5	7	5,9	0,0105	150
30	60	0,5	7	7,15	0,0087	150
30	80	0,5	7	7,8	0,0065	150
30	100	0,5	7	9,7	0,0052	150
30	120	0,5	7	14	0,0043	150

Tabla 3-3.- *Resultados de fuerza aplicada y desplazamientos dependiendo de las deformaciones y de los parámetros geométricos.*

Se puede observar en la tabla que, además de dejar fijados los valores de los parámetros de distancia entre extremos y de espesor por los motivos antes comentados, se deja fijado también la altura del arco por la misma razón comentada para el primer prototipo.

Al igual también que para el primer prototipo, el objetivo del diseño es conseguir que el arco aporte la mínima rigidez posible al conjunto, lo cual se consigue minimizando la fuerza que se aplica al extremo de dicho arco para llegar a unas 150 micro deformaciones en la zona donde irá pegada la banda extensiométrica.

Coincidiendo con la conclusión llevada a cabo tras el análisis de las configuraciones del primer prototipo, se puede observar en la tabla que, mientras menor es el radio del extensómetro, menor es la fuerza necesaria para llegar a las deformaciones deseadas.

Por lo tanto, de entre todas las configuraciones analizadas, la que más conviene es la de 30 mm de distancia entre extremos, 50 mm de radio, 0,5 mm de espesor y 7 mm de profundidad.

A continuación, se muestra una representación de las deformaciones y de los desplazamientos de los elementos de la superficie interior del arco para esta configuración :

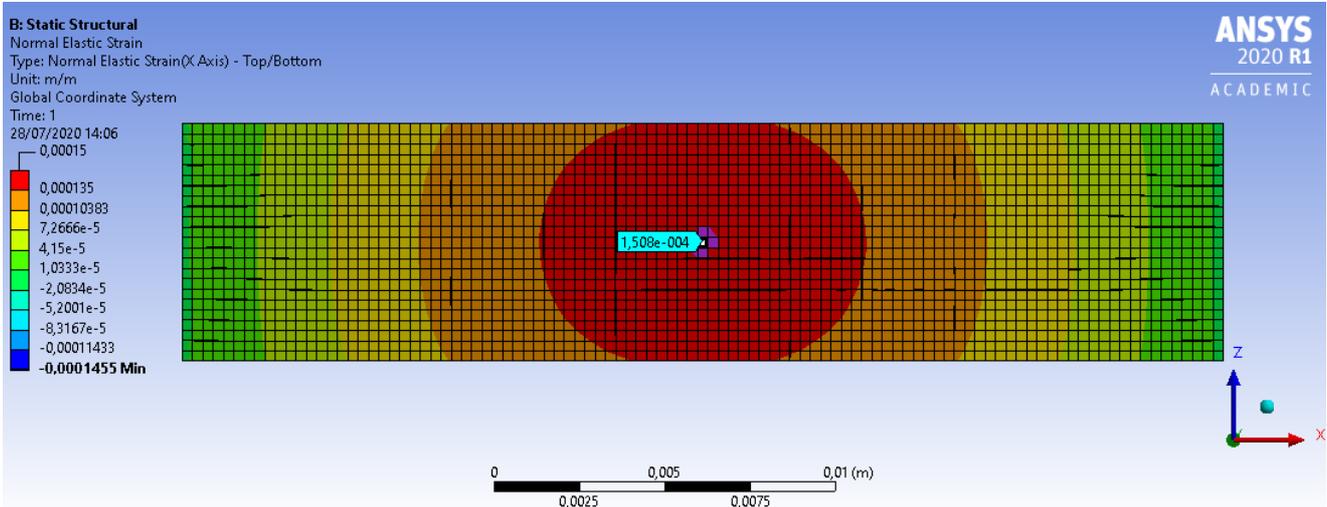


Figura 3-31.- Deformaciones en la dirección axial del arco.

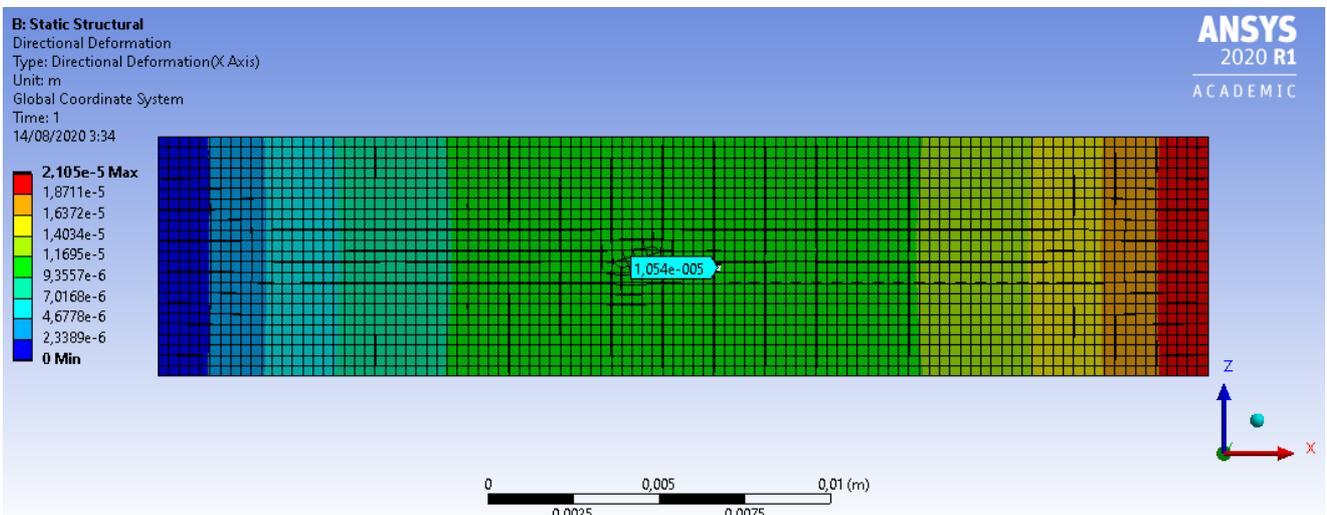


Figura 3-32.- Desplazamientos en la dirección axial del arco.

3.2.3. Descripción del modelo 2 y condiciones de contorno

Como se ha comentado anteriormente, el modelo 2 concierne a la probeta, a los puentes de fretting y a los extensómetros:

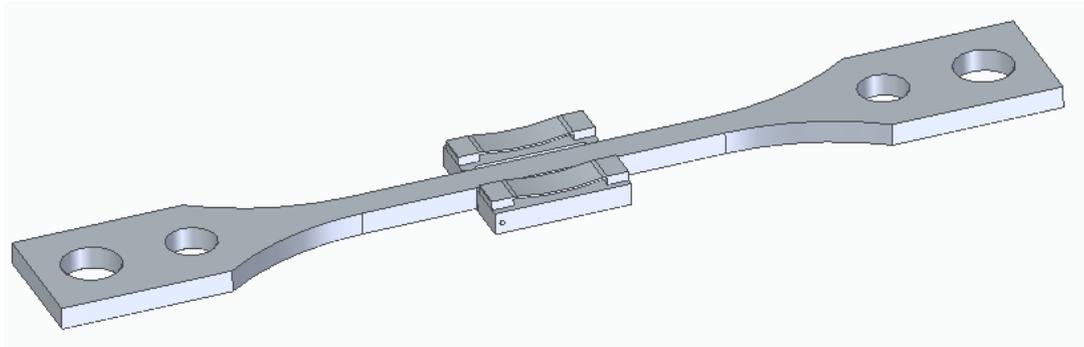


Figura 3-33.- *Conjunto de probeta, puentes de fretting y extensómetro.*

Con el objetivo de estudiar el comportamiento del modelo 2 completo (probeta, puentes y extensómetros) y de corroborar la conclusión sacada del análisis de las diferentes configuraciones del arco, se ha decidido analizar dicho modelo 2 mediante elementos finitos a través del módulo Static Structural de ANSYS Workbench.

Debido a las condiciones de simetría existentes en el montaje, solo se ha modelado la cuarta parte de este. Más concretamente, existe simetría respecto al plano x-y y respecto al plano y-z.

Además, para simplificar aún más el modelo y para favorecer al refinamiento del mallado, se ha decidido cortar parte de la probeta, manteniendo solo la zona central de esta (de sección constante). Se ha decidido también, no tener en cuenta en el modelo los dos tornillos que se encargan de conectar el extensómetro con el puente de fretting, debido a que el comportamiento de estos tornillos en el análisis de este modelo es irrelevante.

Para corroborar la conclusión obtenida anteriormente sobre las configuraciones geométricas del arco, se va a llevar a cabo tanto el análisis del extensómetro cuyo arco tiene de dimensiones 30 mm de distancia entre extremos, 0,5 mm de espesor, 50 mm de radio y 7 mm de alto, como del extensómetro cuyo arco tiene de dimensiones 30 mm de distancia entre extremos, 0,5 mm de espesor, 80 mm de radio y 7 mm de alto. Se comienza analizando el conjunto cuyo extensómetro tiene la primera configuración comentada.

El modelo a analizar quedaría, por tanto, de la siguiente manera:

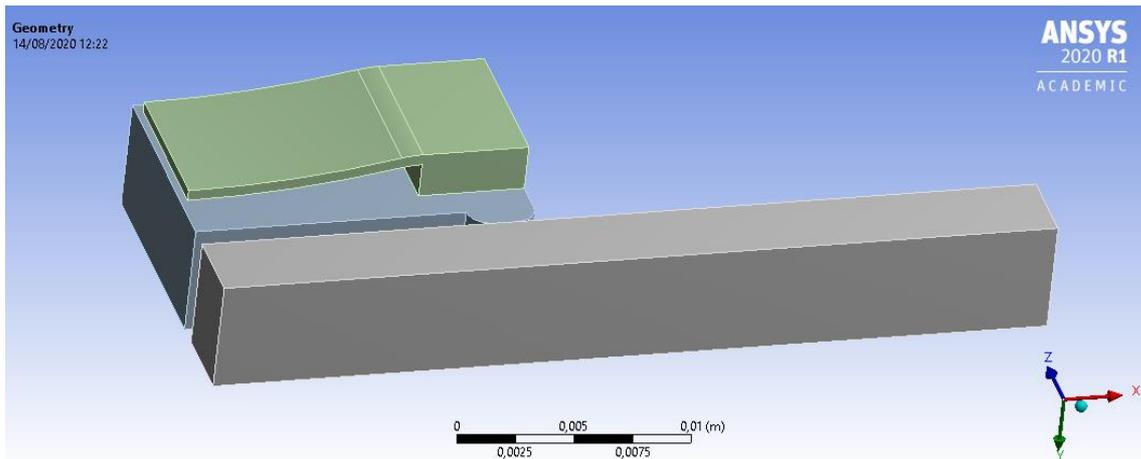


Figura 3-34.- Representación del modelo 2 a analizar.

Al igual que en el resto de modelos analizados anteriormente, todos los elementos de este se definen de la aleación Inconel 718.

El mallado utilizado en el modelo consta de 10454 elementos y de 21459 nodos. Dicho mallado está más refinado en las zonas más relevantes del conjunto (contactos, superficies de la zona con forma de arco del extensómetro...) y menos refinado en las zonas menos relevantes (superficies de la probeta que no están en contacto con el puente, calzos del extensómetro...).

El aspecto del mallado quedaría de la siguiente manera:

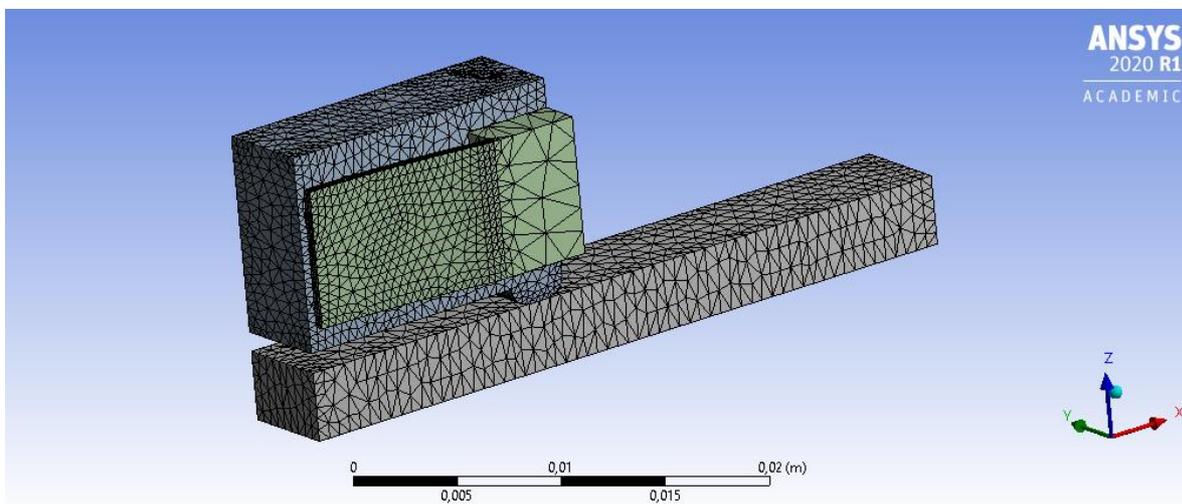


Figura 3-35.- Aspecto del mallado del modelo 2.

Las condiciones de contorno definidas para simular el ensayo del montaje son las siguientes:

- Condiciones de contorno de simetría. Como se ha comentado anteriormente, se va a llevar a cabo el análisis de una cuarta parte del conjunto completo. Para ello, es necesario definir las siguientes condiciones de contorno:

- **Simetría en el plano x-y.** Se impiden los desplazamientos en la dirección u_z , en las superficies del conjunto que quedan en contacto con dicho plano x-y (superficie de la probeta).

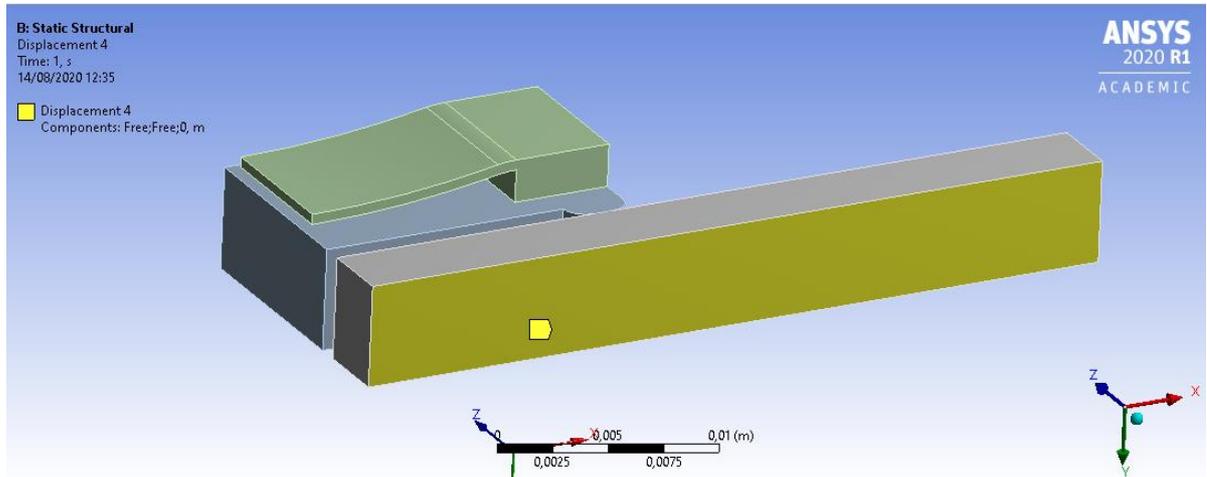


Figura 3-36.- Superficies donde quedan impedidos los desplazamientos en la dirección u_z .

- **Simetría en el plano y-z.** Se impide el desplazamiento en la dirección u_x , en la superficie del conjunto que queda en contacto con dicho plano y-z (superficies del extensómetro, puente y probeta).

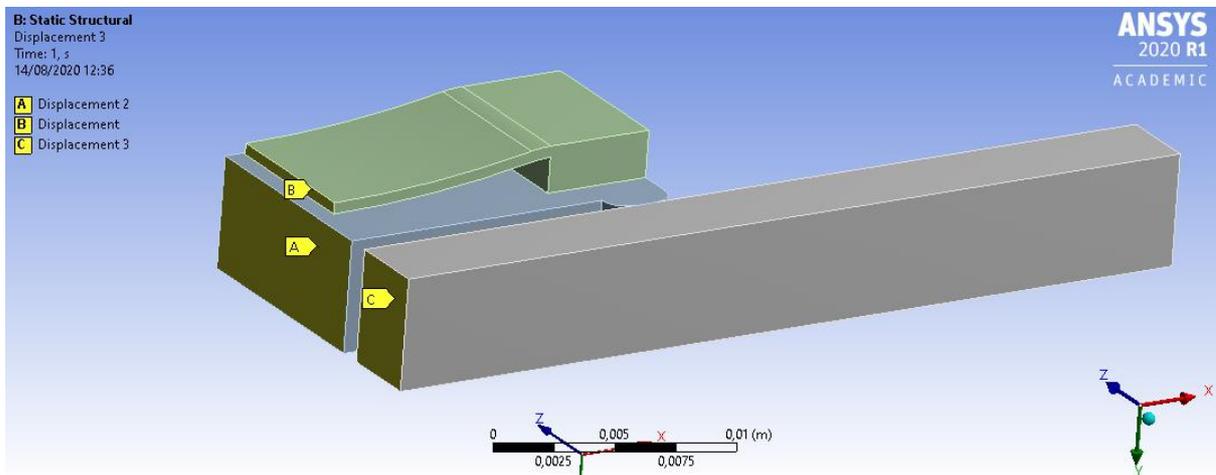


Figura 3-37.- Superficie donde queda impedido el desplazamiento en la dirección u_x .

- Quedan impedidos también los desplazamientos en la dirección u_y en diferentes puntos estratégicos del conjunto (puntos que no afectan al comportamiento del conjunto) con la intención de evitar que este se desplace en esa dirección.

- Al igual que en el análisis de los modelos anteriores, se define una temperatura ambiente de 650 °C, ya que el ensayo se llevará a cabo a dicha temperatura (aportada por un horno).
- Fuerza aplicada por la máquina hidráulica. A la probeta a estudiar se le aplicará unas tensiones cíclicas de 700 MPa. La fuerza de tracción aplicada en el modelo, será el producto de dicha tensión por la sección central de la probeta (7 mm x 5 mm). Dicha fuerza de tracción tiene un valor de 24500 N. Al aplicarse simetría en el plano x-y, habría que definir, por tanto, una fuerza de 12250 N, la cual irá aplicada en el extremo de la probeta
- Fuerza de compresión aplicada por el anillo de fretting. Como se comentó en el punto 2.2., dicho anillo aportará una carga normal al puente a través de los tornillos de 10000 N. Al haber dos superficies de contactos entre puente y probeta, dicha carga quedará repartida en dos cargas de 5000 N. Al aplicarse simetría en el plano y-z, en el modelo a analizar solo se apreciará una carga puntual de 5000 N a la altura del contacto del puente con la probeta.

A continuación, se muestra una representación de la carga de tracción aplicada en el extremo de la probeta y de la carga de compresión aplicada en la superficie exterior del puente de fretting:

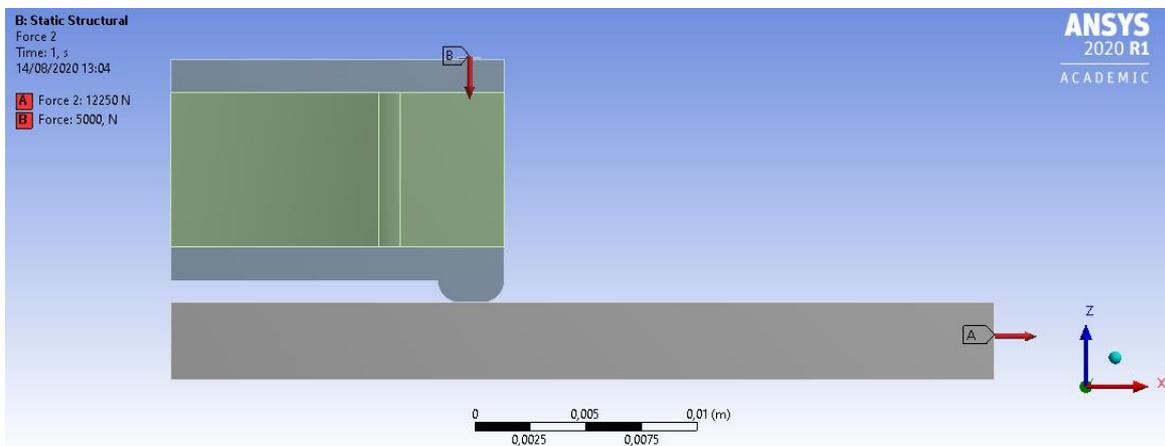


Figura 3-38.- Representación de las fuerzas aplicadas del modelo 2.

Además de definir las condiciones de contorno del modelo, se deben definir cada uno de los contactos existentes en este. Se ha decidido modelar este conjunto con contactos Bonded, ya que el objetivo de este análisis es estudiar cuánta rigidez aporta el extensómetro diseñado al sistema en comparación con la rigidez que aporta el puente. A continuación, se pasa a nombrar cada uno de estos contactos:

- Contacto entre las “patas” del puente con la superficie lateral de la probeta.
- Contacto entre el calzo del extensómetro con la superficie superior del puente.

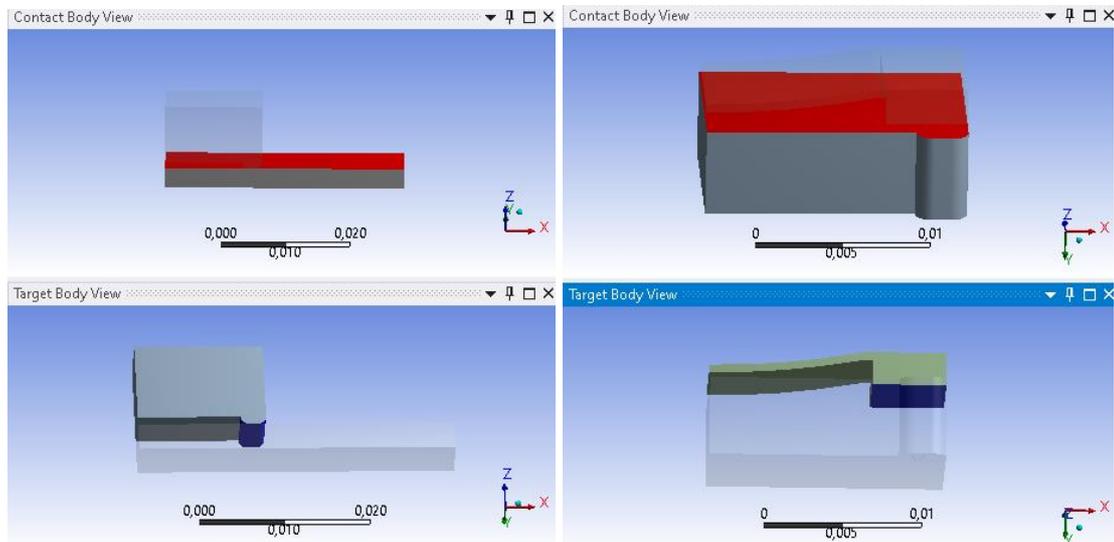


Figura 3-39.- Representación en ANSYS de los contactos del conjunto.

3.2.4. Análisis de resultados obtenidos mediante MEF

En este punto se van a mostrar y a analizar los resultados obtenidos a través del programa de elementos finitos. Se llevarán a cabo dos análisis diferentes; cada uno de ellos con geometría distinta del extensómetro

Una vez aplicadas todas las condiciones de contorno, a través del módulo Solution > Contact Tool > Status, se obtiene el estado de los contactos, el cual se muestra a continuación:

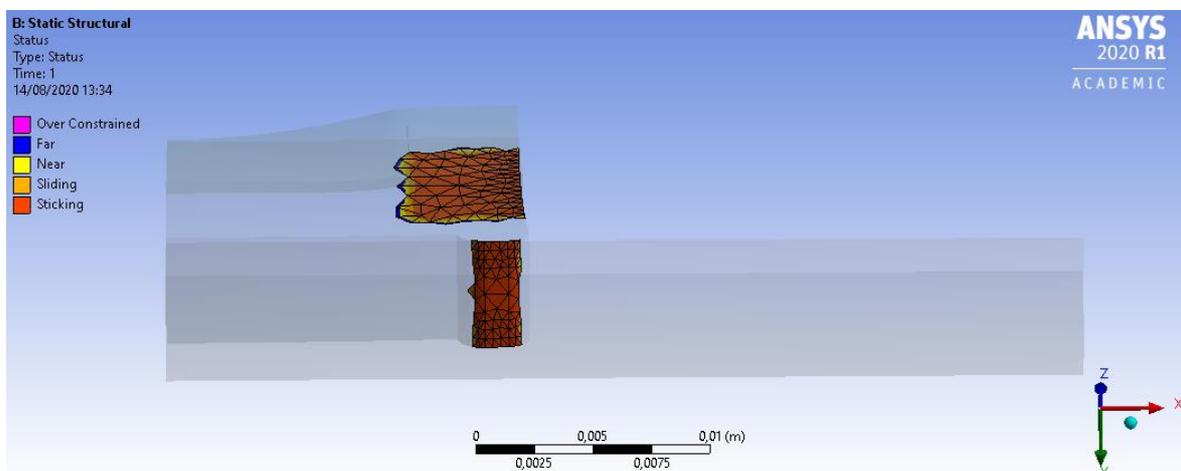


Figura 3-40.- Estado de los contactos aportado por ANSYS.

Se puede apreciar en la representación anterior, como prácticamente todas las superficies de contacto se encuentran de color naranja (stickling contact). Esto se debe al hecho de definir los contactos del modelo como contactos Bonded (contactos garantizados).

Una vez definidos los contactos del modelo, se pasa a comparar el comportamiento del extensómetro con el comportamiento del puente de fretting. Para ello, se calculan las deformaciones producidas en el centro del extensómetro, las deformaciones producidas en la zona del puente que está en contacto con el extensómetro, la fuerza de reacción que se produce en el extensómetro y la fuerza de reacción que se produce en el puente. Los valores de las deformaciones direccionales se obtienen en ANSYS a través de Solution > Insert > Strain > Normal y los valores de las fuerzas de reacción a través de Solution > Insert > Probe > Force Reaction.

- Deformaciones en la dirección axial producidas en el centro del extensómetro.

Se puede apreciar en la representación posterior, que las deformaciones producidas en la zona del extensómetro donde irá pegada la banda extensiométrica (zona central) son de unas 190 micro deformaciones.

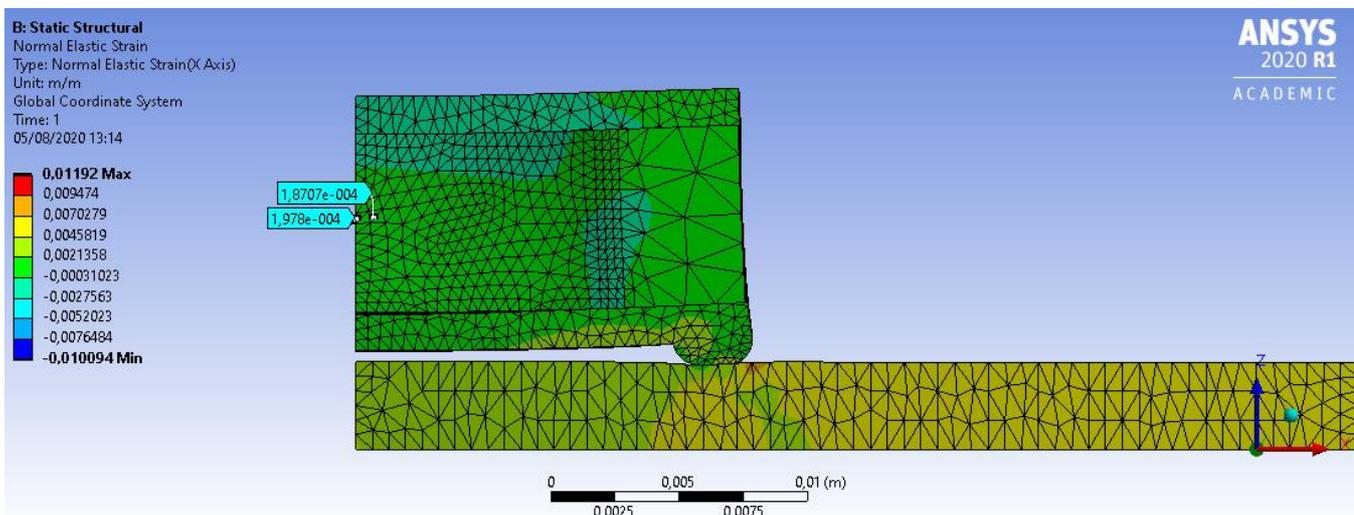


Figura 3-41.- Deformaciones producidas en el centro del extensómetro.

- Deformaciones en la dirección axial producidas en la zona del puente que se mantiene en contacto con el extensómetro.

En la imagen posterior se muestran los valores de las deformaciones de diferentes puntos de la zona de contacto entre el puente de fretting y el extensómetro.

Cabe destacar que, aunque aparezca en la representación el puente sin el extensómetro encima, el extensómetro está presente en la simulación, solo que se ha escondido a través de la orden *Hide Body* de ANSYS Workbench.

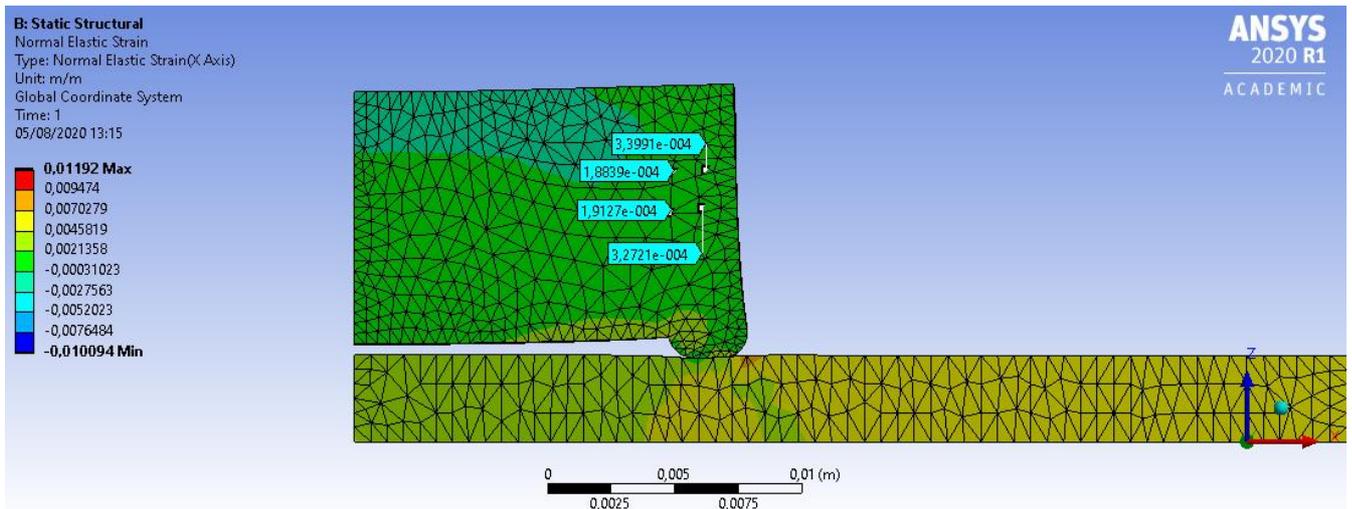


Figura 3-42.- Deformaciones producidas en la zona de contacto entre puente y extensómetro.

- Fuerza de reacción en el extensómetro (N).

Se puede apreciar en la representación posterior, que la fuerza de reacción que se produce en el extensómetro es de 22,585 N.

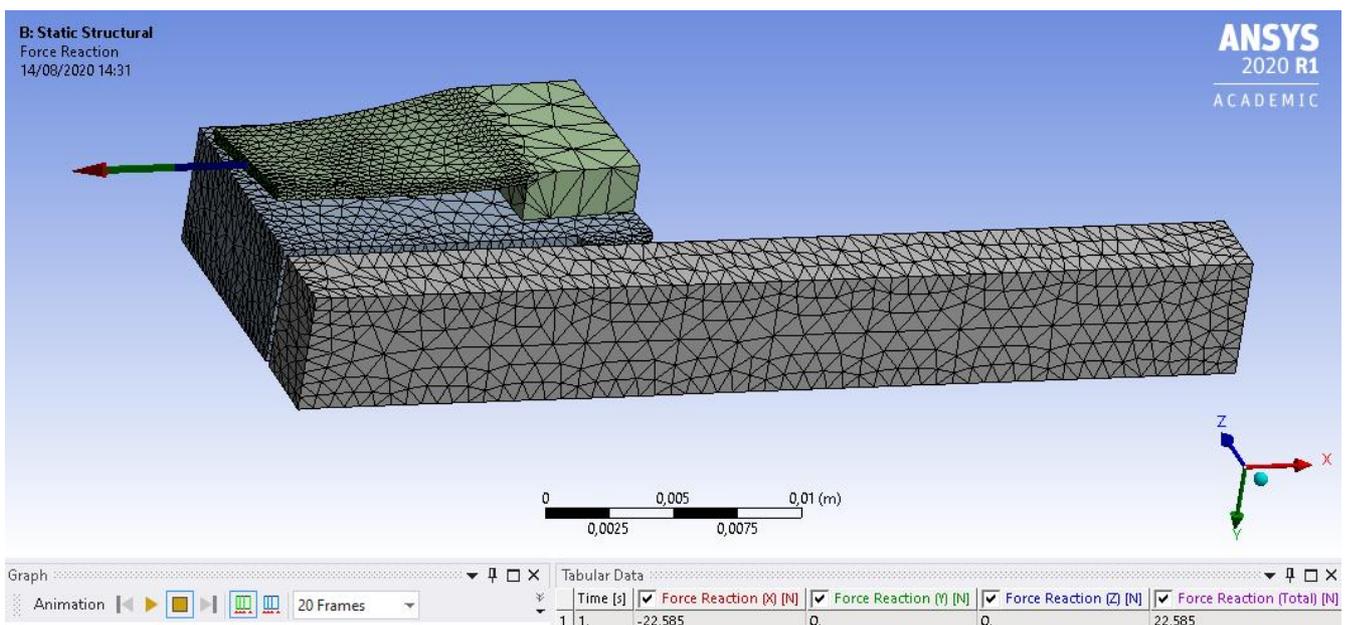


Figura 3-43.- Representación de la fuerza de reacción producida en el extensómetro.

- Fuerza de reacción en el puente de fretting (N).

Se puede apreciar en la representación posterior, que la fuerza de reacción que se produce en el puente de fretting es de 3311,1 N.

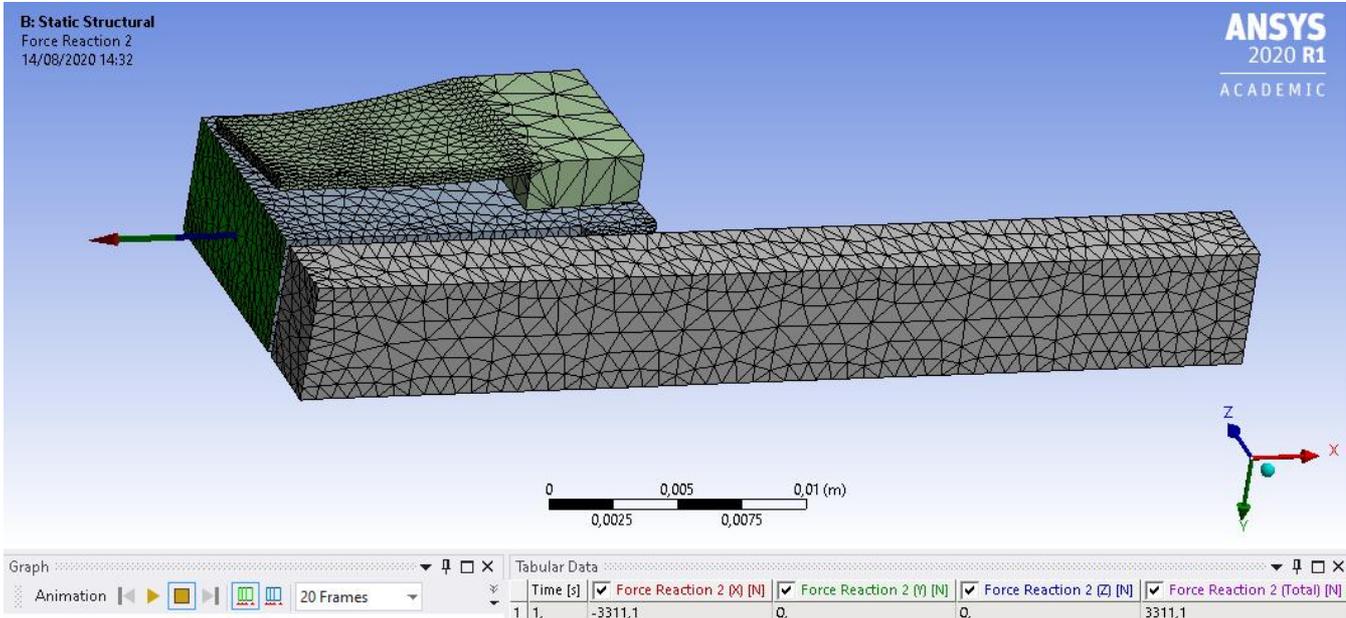


Figura 3-44.- Representación de la fuerza de reacción producida en el puente de fretting.

El cociente entre la fuerza de reacción producida en el extensómetro y la fuerza de reacción producida en el puente es el siguiente:

$$\frac{\text{Reacción Extensómetro}}{\text{Reacción Puente}} = \frac{22,585 \text{ N}}{3311,100 \text{ N}} = 0,00682$$

Como se ha comentado anteriormente, para corroborar el análisis de las configuraciones geométricas del arco del extensómetro, se va a analizar también el comportamiento del conjunto con un extensómetro de 30 mm de distancia entre extremos, 0,5 mm de espesor, 80 mm de radio y 7 mm de altura. Además de calcular las deformaciones producidas en el centro de dicho extensómetro y en la zona de contacto entre este y el puente, se calculará el cociente entre las fuerzas de reacción del extensómetro y el puente, para posteriormente compararlo con la relación de fuerzas de reacción calculada anteriormente.

En este segundo análisis, se mantienen tanto las condiciones de contorno como los contactos definidos anteriormente. Lo único que cambia en comparación con el análisis anterior es el radio del arco del extensómetro. Esto llevará también a una pequeña modificación en el mallado del modelo, la cuál será prácticamente inapreciable.

Se pasa, a continuación, a mostrar los resultados de las deformaciones y de las fuerzas de reacción:

- Deformaciones en la dirección axial producidas en el centro del extensómetro.

Se puede apreciar en la representación posterior, que las deformaciones producidas en la zona del extensómetro donde irá pegada la banda extensiométrica (zona central) son de unas 200 micro deformaciones, algo más que en el modelo de extensómetro anterior.

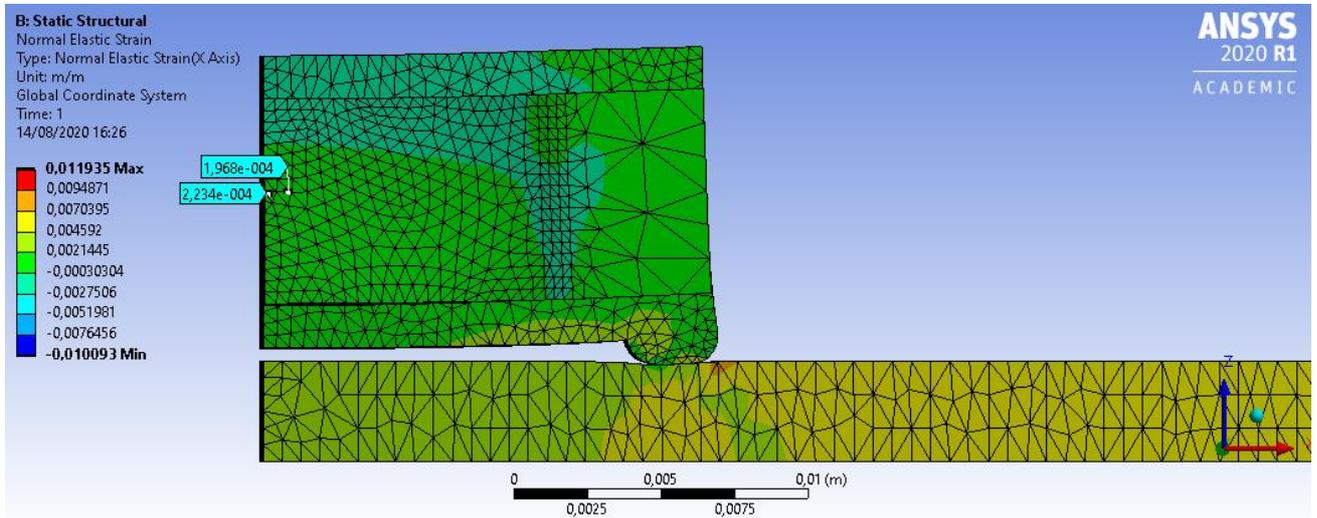


Figura 3-45.- Deformaciones producidas en el centro del extensómetro.

- Deformaciones en la dirección axial producidas en la zona del puente que se mantiene en contacto con el extensómetro.

En la imagen posterior se muestran los valores de las deformaciones de diferentes puntos de la zona de contacto entre el puente de fretting y el extensómetro.

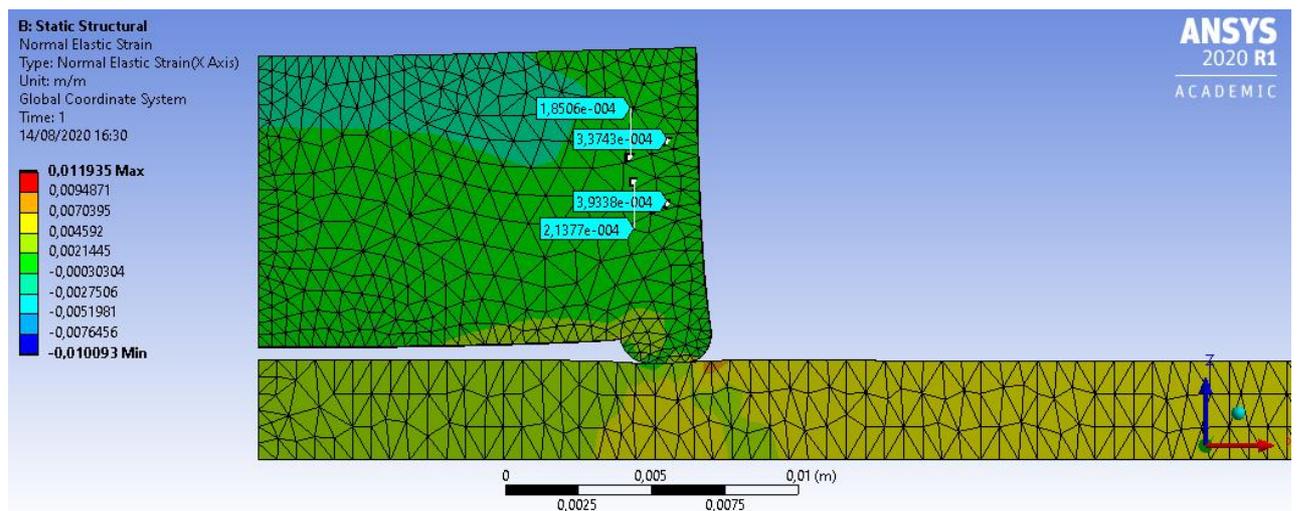


Figura 3-46.- Deformaciones producidas en la zona de contacto entre puente y extensómetro.

- Fuerza de reacción en el extensómetro (N).

Se puede apreciar en la representación posterior, que la fuerza de reacción que se produce en el extensómetro es de 39,275 N.

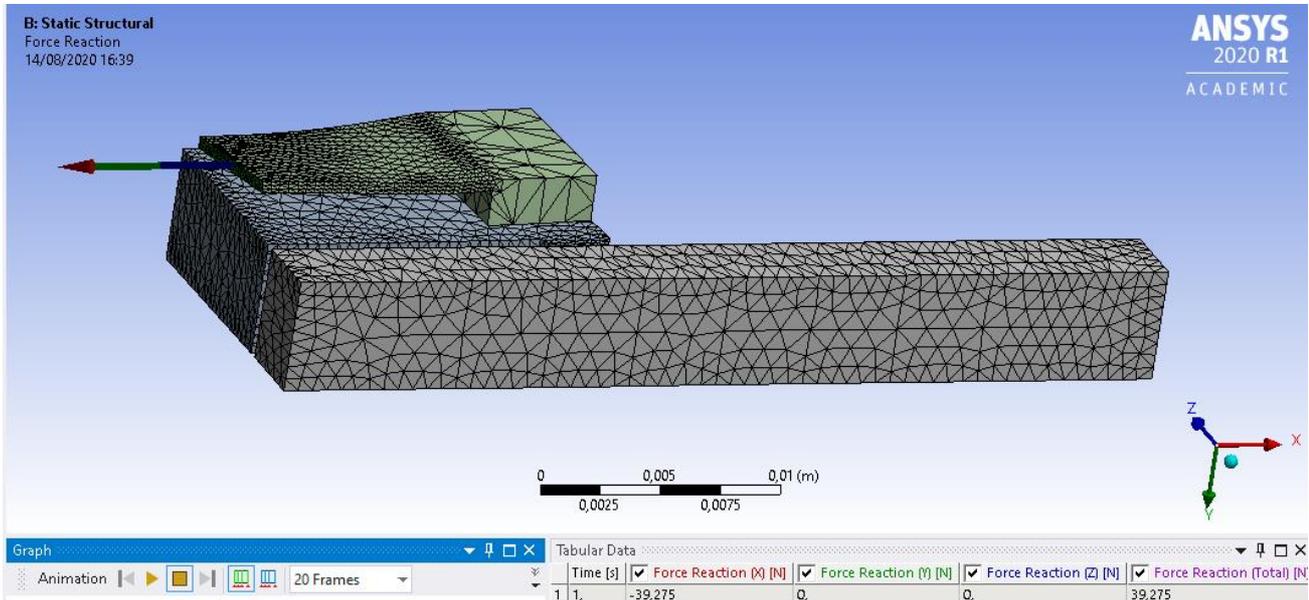


Figura 3-47.- Representación de la fuerza de reacción producida en el extensómetro.

- Fuerza de reacción en el puente de fretting (N).

Se puede apreciar en la representación posterior, que la fuerza de reacción que se produce en el puente de fretting es de 3302 N.

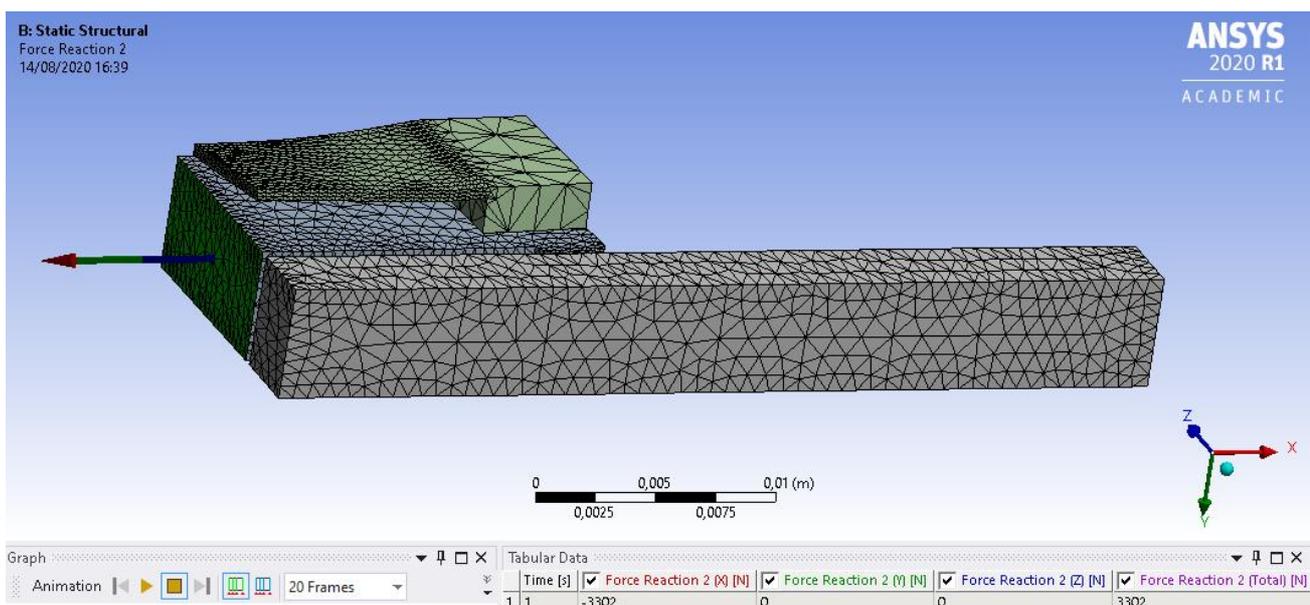


Figura 3-48.- Representación de la fuerza de reacción producida en el puente de fretting.

El cociente entre la fuerza de reacción producida en el extensómetro y la fuerza de reacción producida en el puente para este segundo diseño de extensómetro es el siguiente:

$$\frac{\textit{Reacción Extensómetro}}{\textit{Reacción Puente}} = \frac{39,275 \textit{ N}}{3302,000 \textit{ N}} = 0,01189$$

Por lo tanto, el cociente entre fuerzas de reacción de este segundo modelo es superior al cociente entre fuerzas de reacción del primero.

Mientras menor es la relación entre la fuerza de reacción que se produce en el extensómetro y la fuerza de reacción que se produce en el puente, menor es la rigidez aportada por dicho extensómetro. Por consiguiente, se confirma la conclusión que se hizo al analizar las diferentes configuraciones geométricas del arco del extensómetro. A menor radio, menor es la fuerza necesaria para deformar el extensómetro y menor es la rigidez que este aporta al conjunto.

Todavía se puede incluso disminuir un poco más el radio de la zona con forma de arco invertido del extensómetro, siempre y cuando este arco no entre en contacto con la superficie del puente.

Por otro lado, se puede sacrificar rigidez en el extensómetro (mayor fuerza de reacción en este), a cambio de tener más deformaciones en dicho extensómetro. Esto nos puede conducir en el ensayo de laboratorio a obtener medidas más precisas.

El plano, con sus respectivas cotas, del diseño del extensómetro se encuentra en el ANEXO I.

4 ANÁLISIS DE PANDEO

En este punto se va a estudiar el comportamiento a pandeo de la probeta a la cual se le va a realizar el ensayo de fatiga. Además de analizar el comportamiento de la probeta se va a analizar el comportamiento de una barra de sección constante (misma longitud que la probeta y misma sección que la zona central de esta) con el objetivo de validar el análisis por MEF con la norma y las expresiones teóricas.

Por lo tanto, ambos análisis se van a estudiar a través de las expresiones teóricas para el cálculo del pandeo y a través de los cálculos proporcionados por ANSYS. Para ello, además de utilizar el módulo Static Structural de ANSYS Workbench, se va a usar el módulo Eigenvalue Buckling, a través del cual se llega a la carga crítica de pandeo.

4.1. Análisis de la barra de sección constante

Como se ha comentado anteriormente, además de analizar la probeta, se va a llevar a cabo un estudio previo. Más concretamente, se va a analizar el comportamiento a pandeo de una barra de sección constante (misma sección que la parte central de la probeta, 5 mm x 7 mm y misma longitud total que esta, 220 mm).

Para llevar a cabo el modelado en ANSYS, además definir la barra de la aleación Inconel 718, se ha utilizado un mallado de 4083 elementos y 8414 nodos.

Las condiciones de contorno para llevar a cabo el análisis de la barra son las siguientes:

- Queda empotrado uno de los extremos de la barra.
- Quedan impedidos los giros y los desplazamientos en las direcciones u_y y u_z (dirección axial libre) en el otro extremo.
- El módulo Eigenvalue Buckling de ANSYS proporciona el valor del Load Multiplier. Este valor no es más que un coeficiente que al multiplicarse por la carga de compresión aplicada a la barra, proporciona el valor de la carga crítica de pandeo. Se aplica, por tanto, una fuerza de compresión de 1 N en el extremo con desplazamiento libre en la dirección axial. De esta manera el valor del Load Multiplier se corresponderá con el valor de la carga crítica de pandeo.

- Al igual que en los análisis anteriores, se impone una temperatura ambiente de 650 °C, por lo que las propiedades del material se aplican a dicha temperatura.

A continuación, se muestra la deformada proporcionada por ANSYS tras aplicar la compresión, además del valor de la carga crítica de pandeo:

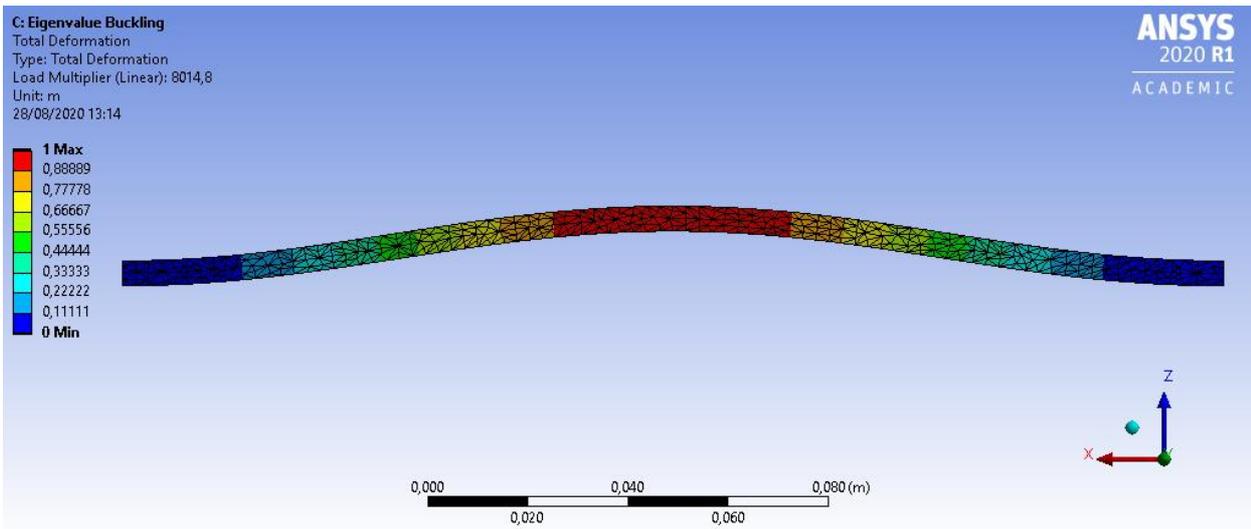


Figura 4-1.- Representación en ANSYS de la deformada de la barra de sección constante.

Se puede apreciar en la figura anterior que el valor de la carga crítica de pandeo es de **8014,8 N**.

Se pasa ahora a calcular la carga crítica de pandeo de manera teórica. Para ello se va a utilizar la expresión de carga crítica de Euler. Dicha carga depende del módulo de elasticidad del material, cuyo valor para 650 °C, se ha obtenido de las características predefinidas por ANSYS para el material Inconel 718 (Tabla 1-3):

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 E I}{(\beta L)^2}$$

Donde:

- E es el módulo de elasticidad a 650 °C, 1,349e11 Pa.
- I es el momento de inercia de la barra, $\frac{0,007 \cdot 0,005^3}{12} m^4$.
- β es el coeficiente de esbeltez. Para barras biempotradas el valor de este coeficiente es de 0,5.
- L es la longitud de la barra, 220 mm.

Sustituyendo estos valores en la expresión se obtiene un valor de la carga crítica de pandeo de **8029,17 N**.

Como conclusión, el valor de la carga crítica de pandeo de la barra de sección constante obtenido a través de ANSYS es prácticamente el mismo que el valor obtenido de manera teórica.

4.2. Análisis de la probeta de ensayo

Al igual que en el subapartado anterior, se comienza realizando el estudio en ANSYS.

En el punto 2.1. se mostró que la probeta iba atornillada en cada extremo a unas placas, las cuales iban a la vez atornilladas al cilindro que iría conectado a las mordazas de la máquina hidráulica.

Por lo tanto, se va a realizar el análisis de pandeo a la zona de la probeta que no está en contacto con las placas.

A continuación, se muestra una imagen en la cual se señalan las últimas zonas de contacto de las placas con la probeta:

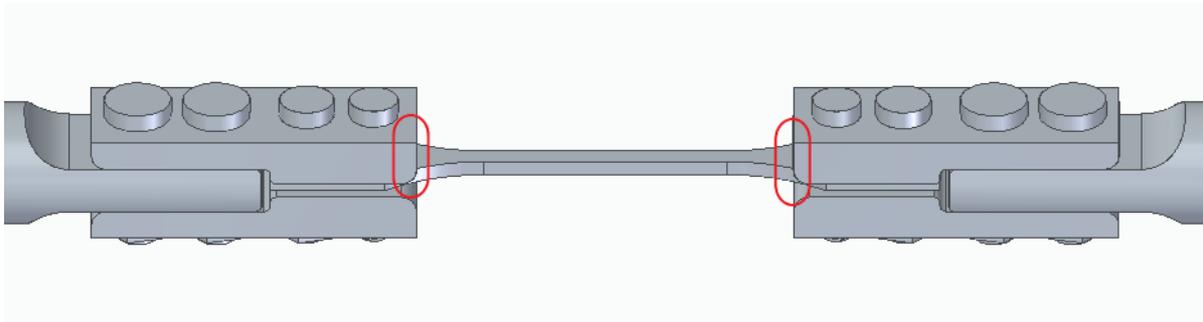


Figura 4-2.- *Representación de las últimas zonas de contacto placas-probeta.*

Se pasaría a imponer las mismas condiciones de contorno y de temperatura comentadas en el punto anterior. Para el análisis de este modelo se ha utilizado un mallado de 4587 elementos y 9386 nodos.

A continuación, se muestra una representación de la deformada de la probeta tras aplicar la carga de compresión de 1 N:

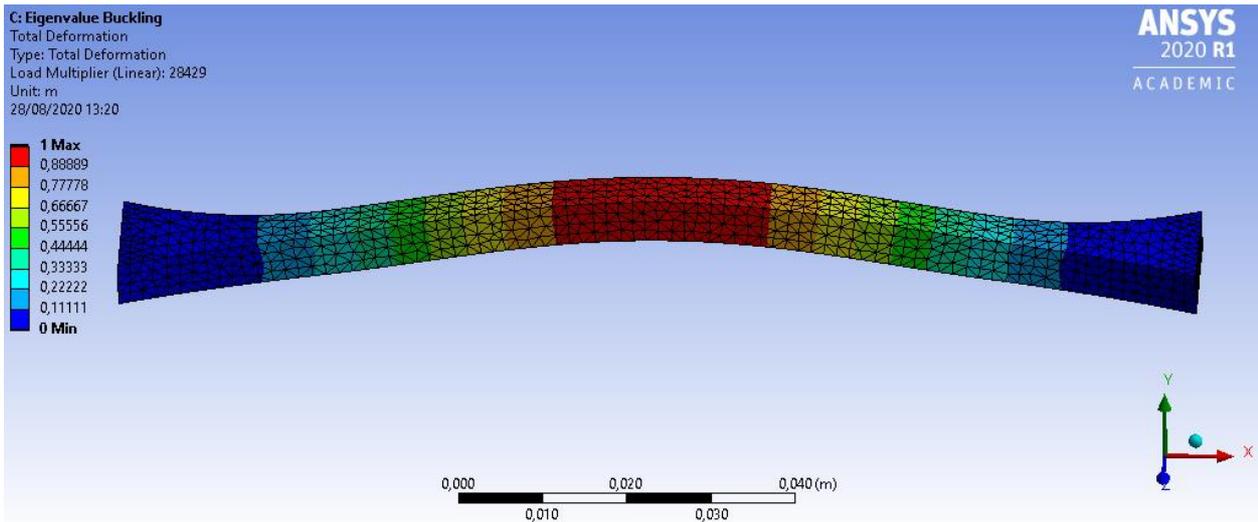


Figura 4-3.- Representación en ANSYS de la deformada de la probeta.

En la representación se aprecia además el valor de la carga crítica (Load Multiplier) proporcionado por el programa. Dicho valor es de **28429 N**.

El cálculo teórico de la carga crítica de pandeo se realiza de la misma manera que en el punto anterior:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 E I}{(\beta L)^2}$$

Donde:

- E es el módulo de elasticidad a 650 °C, 1,349e11 Pa.
- I es el momento de inercia de la barra, $\frac{0,007 \cdot 0,005^3}{12} m^4$.
- β es el coeficiente de esbeltez. Para barras biempotradas el valor de este coeficiente es de 0,5.
- L es la longitud de la barra sin estar en contacto con las placas, 128 mm.

Sustituyendo estos valores en la expresión, se obtiene un valor de la carga crítica de pandeo de **23718,98 N**. Esta diferencia ahora es más apreciable, debido a que en el modelo analizado en ANSYS los extremos de la probeta son más anchos.

Como conclusión, el valor de la carga crítica de pandeo de la probeta obtenida a través de ANSYS es algo mayor que la obtenida de manera teórica.

Se pasa, a continuación, al cálculo teórico de la carga de pandeo de la probeta, la cual depende de la carga crítica obtenida anteriormente.

Para llevar a cabo este cálculo se hace uso de la norma EAE Instrucción de Acero Estructural, más concretamente del artículo 35 de esta (Estado límite de inestabilidad) [11].

Dicho artículo proporciona la expresión de la resistencia de cálculo a pandeo:

$$N_{b,Rd} = \frac{X A f_y}{\gamma_{M1}}$$

Donde:

- X es el coeficiente de reducción para el modo de pandeo considerado.
- f_y es el límite elástico del Inconel 718 ($\approx 900 \text{ N/mm}^2$).
- γ_{M1} es el coeficiente parcial para resistencia.

El coeficiente parcial para resistencia γ_{M1} se obtiene a través de la tabla 15.3. de la página 60 de la normativa:

Resistencia de las secciones transversales.	$\gamma_{M0} = 1,05^{(1)}$
Resistencia de elementos estructurales frente a inestabilidad.	$\gamma_{M1} = 1,05^{(1), (2)}$
Resistencia a rotura de las secciones transversales en tracción.	$\gamma_{M2} = 1,25$
Resistencia de las uniones.	$\gamma_{M2} = 1,25$
Resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados:	
— En estado límite último (uniones categoría C) (ver apartados 58.2 y 58.8).	$\gamma_{M3} = 1,25$
— En estado límite de servicio (uniones categoría B) (ver apartados 58.2 y 58.8).	$\gamma_{M3} = 1,10$

Tabla 4-1.- *Coefficientes parciales para la resistencia, para estados límite últimos.*

En nuestro caso, el valor del coeficiente parcial para resistencia es de 1,05 (Resistencia de elementos estructurales frente a inestabilidad).

La expresión del coeficiente de reducción X es la siguiente:

$$X = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \lambda^2}}$$

Donde:

- $\phi = 0,5 [1 + \alpha (\lambda - 0,2) + \lambda^2]$
- α es el coeficiente de imperfección
- $\lambda = \sqrt{\frac{A f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{5 \text{ mm } 7 \text{ mm } 900 \text{ N/mm}^2}{23718,98 \text{ N}}} = 1,152$

El valor del coeficiente α se obtiene a través de la tabla 35.1.2.b. de la página 176 y de la tabla 35.1.2.a. de la página 175 de la normativa.

A continuación, se muestra la primera tabla, la cual representa los coeficientes para la curva de pandeo de los diferentes tipos de secciones transversales:

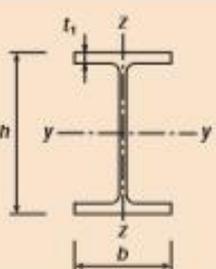
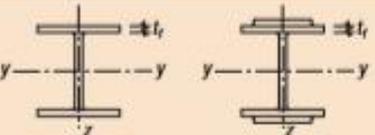
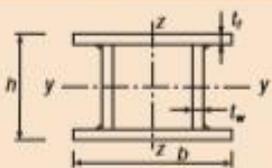
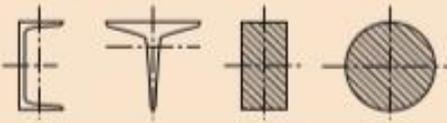
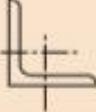
Sección transversal	Límites	Pandeo alrededor del eje	Curva de pandeo		
			S 235 S 275 S 355 S 420	S 460	
Secciones de perfiles laminados 	$h/b > 1,2$	$t_f \leq 40 \text{ mm}$	Y-Y z-z	a b	a ₀ a ₀
		$40 \text{ mm} < t_f \leq 100 \text{ mm}$	Y-Y z-z	b c	a a
	$h/b \leq 1,2$	$t_f \leq 100 \text{ mm}$	Y-Y z-z	b c	a a
		$t_f > 100 \text{ mm}$	Y-Y z-z	d d	c c
Secciones de vigas en I armadas soldadas 	$t_f \leq 40 \text{ mm}$	Y-Y z-z	b c	b c	
	$t_f > 40 \text{ mm}$	Y-Y z-z	c d	c d	
Secciones de perfiles huecos 	Acabados en caliente	Cualquiera	a	a ₀	
	Conformados en frío	Cualquiera	c	c	
Secciones de vigas en cajón armadas soldadas 	En general (excepto caso recuadro inferior)	Cualquiera	b	b	
	Soldadura gruesa $a > 0,5t_f$ $b/t_f < 30$ $h/t_w < 30$	Cualquiera	c	c	
Secciones de perfiles en U, en T y macizas 		Cualquiera	c	c	
Secciones de perfiles angulares 		Cualquiera	b	b	

Tabla 4-2.- Relación de los tipos de secciones transversales con los coeficientes de la curva de pandeo.

La probeta a estudiar es de sección maciza, por lo que el coeficiente correspondiente es **c**.

La segunda tabla relaciona los coeficientes de la curva de pandeo con el valor del coeficiente de imperfección α . Dicha tabla se muestra a continuación:

Curva de pandeo	a_0	a	b	c	d
Coefficiente de imperfección α	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76

Tabla 4-3.- *Valor del coeficiente de imperfección para cada coeficiente de la curva de pandeo.*

Se obtiene, por tanto, un coeficiente de imperfección para la probeta de 0,49.

Sustituyendo los valores de α , γ_{M1} y λ en las expresiones de Φ , X y $N_{b,Rd}$, se obtienen unos valores de:

- $\Phi = 1,397$
- $X = 0,457$
- $N_{b,Rd} = 13710 \text{ N}$

Se puede ver como la norma ofrece un valor de la carga de resistencia a pandeo más restrictivo, **13710 N**. Comparando este resultado con la carga aplicada en los apartados anteriores, se puede concluir que no se podría hacer los ensayos con $R = -1$ (carga simétricamente oscilante), donde R es el cociente entre tensiones, cociente entre las amplitudes mínima y máxima.

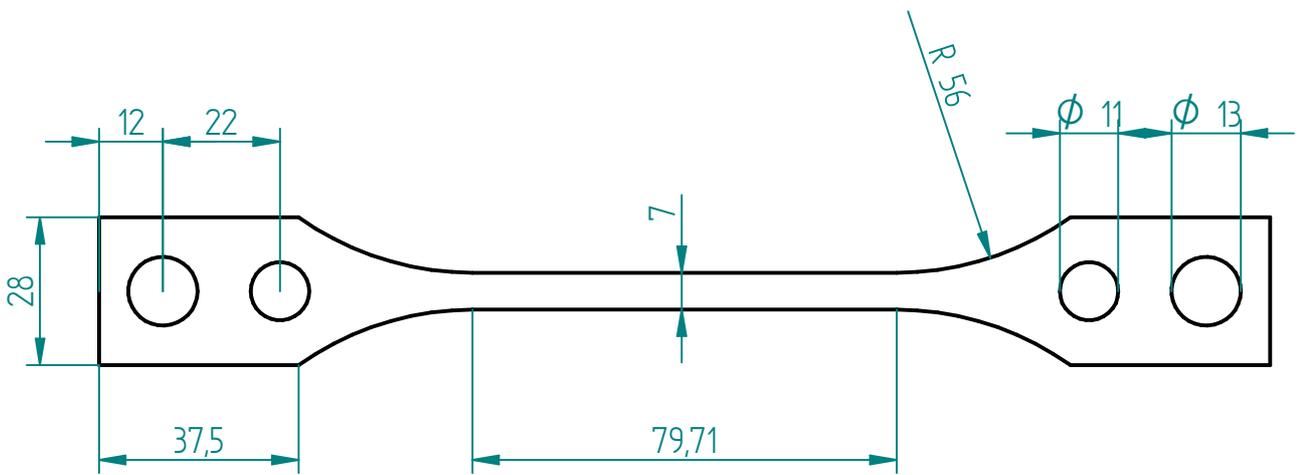
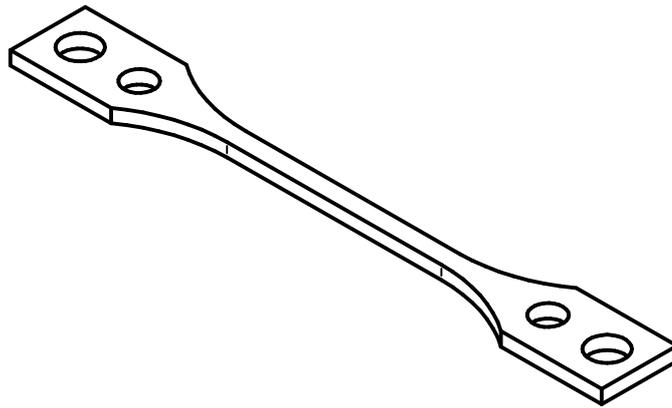
REFERENCIAS

- [1] Vázquez J, «Efecto de las Tensiones Residuales en la Fatiga por Fretting» *Tesis Doctoral*, 2009.
- [2] Méndez D, «Fallos y tipos de desgastes», *Presentación*.
- [3] Gordelier S.C. and Chivers T.C. «A Literature Review of Palliatives for Fretting Fatigue», 1979.
- [4] Kasarekar A.T., Sadeghi F. and Tseregounis S. «Fretting Fatigue of Rough Surfaces», 2008.
- [5] Presentación proporcionada por el departamento, «High Temperature Fretting Fatigue Analysis of a Nickel Alloy».
- [6] Alloy Wire International: Inconel 718. <https://www.alloywire.es/products/inconel-718/>
- [7] Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, «Schaeffler Technical Pocket Guide»
- [8] Norma VDI 2230-1: Systematic calculation of high duty bolted joints with one cylindrical bolt.
- [9] Strain gauges HBM. <https://www.hbm.com/es/0014/galgas-extensometricas/>
- [10] Engineering Simulation And Scientific Software. <https://www.esss.co/es/>
- [11] Normativa: EAE. Instrucción de Acero Estructural.

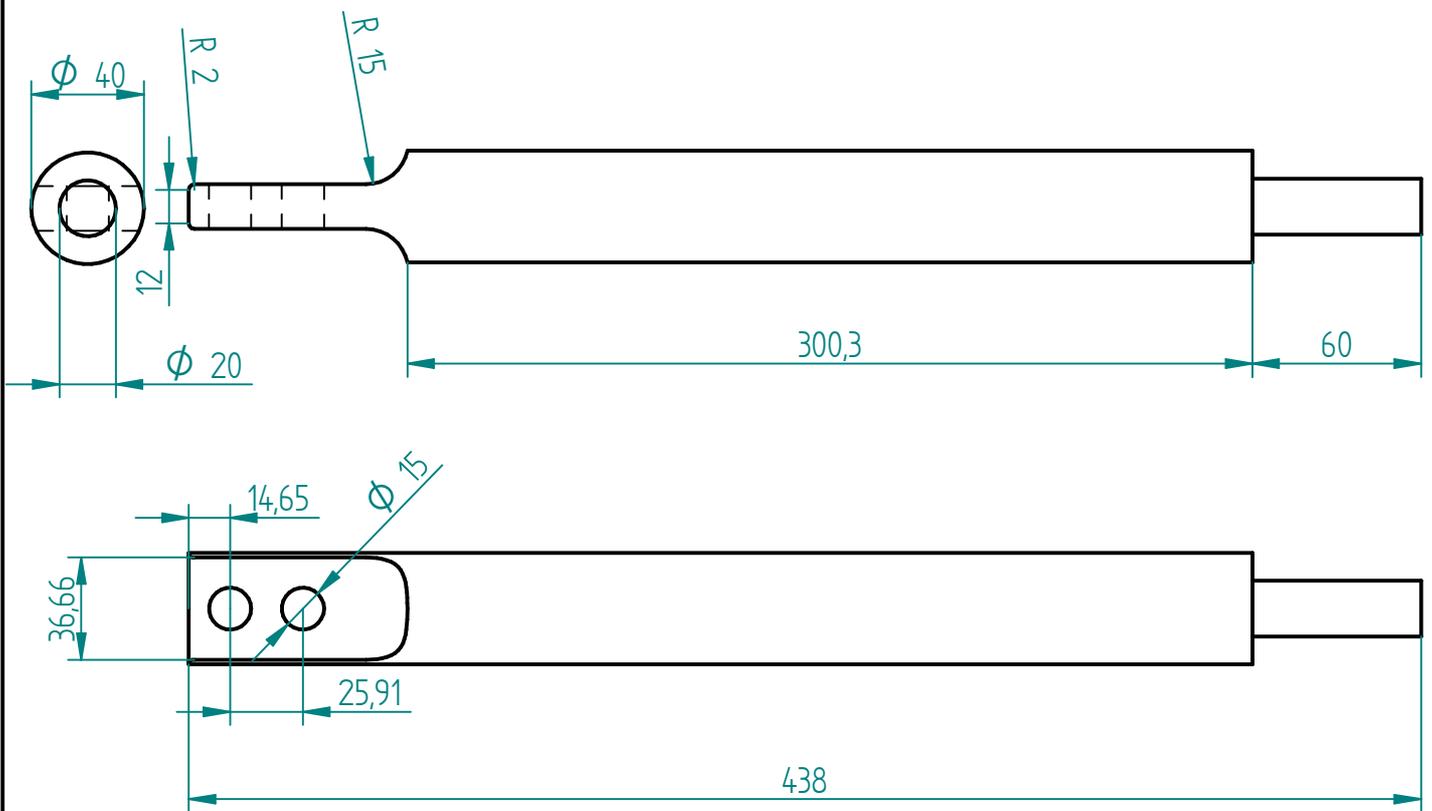
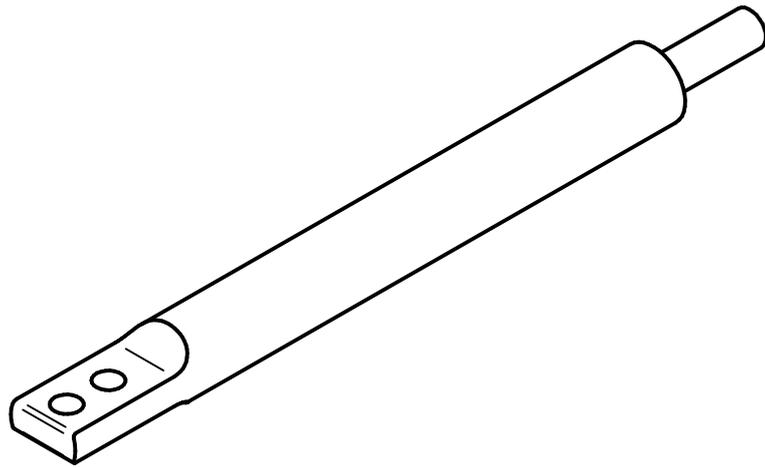
ANEXO I. Planos de los elementos del montaje

A continuación, se muestran los planos de los siguientes elementos del conjunto:

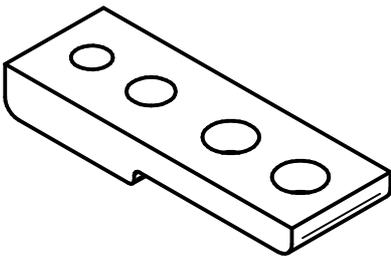
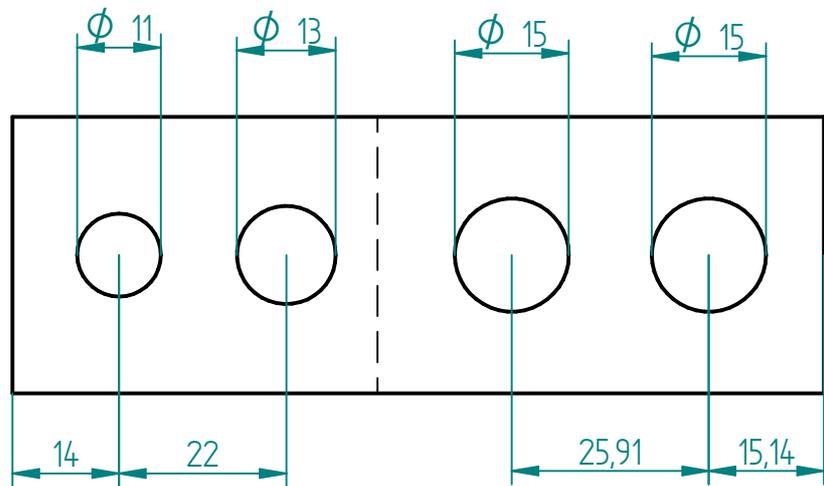
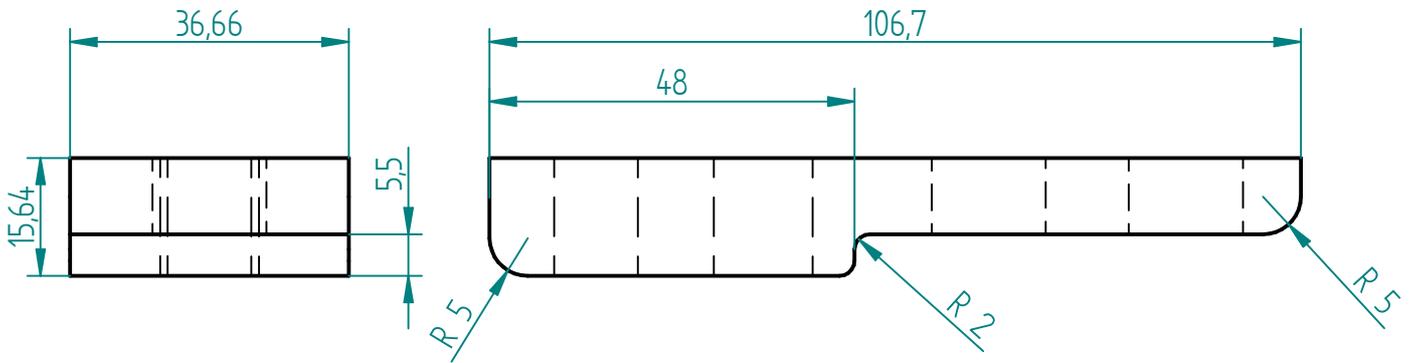
1. **Probeta**
2. **Cilindro**
3. **Placa de conexión entre probeta y cilindro**
4. **Extensómetro**
5. **Puente de fretting**
6. **Anillo**



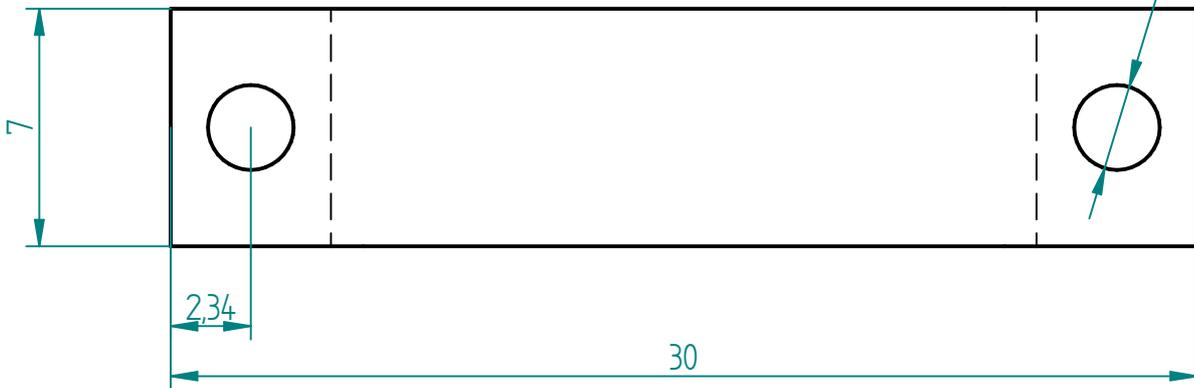
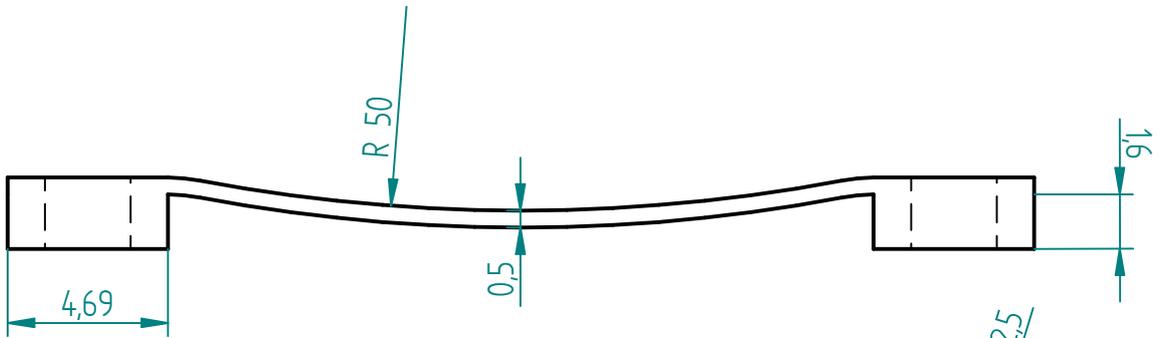
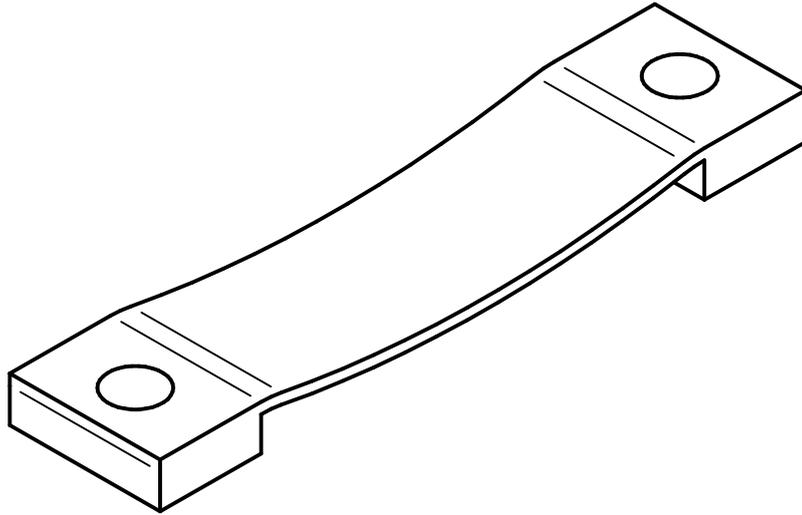
		Nombre	Fecha	Solid Edge Siemens PLM	
Dibujado	Alejandro			Título Probeta Alta Temperatura	
Comprobado					
Aprobado 1					
Aprobado 2					
SOLID EDGE ACADEMIC COPY				A4	Rev
				Archivo: Probeta_AltaTemperatura.dft	
				Escala	Peso



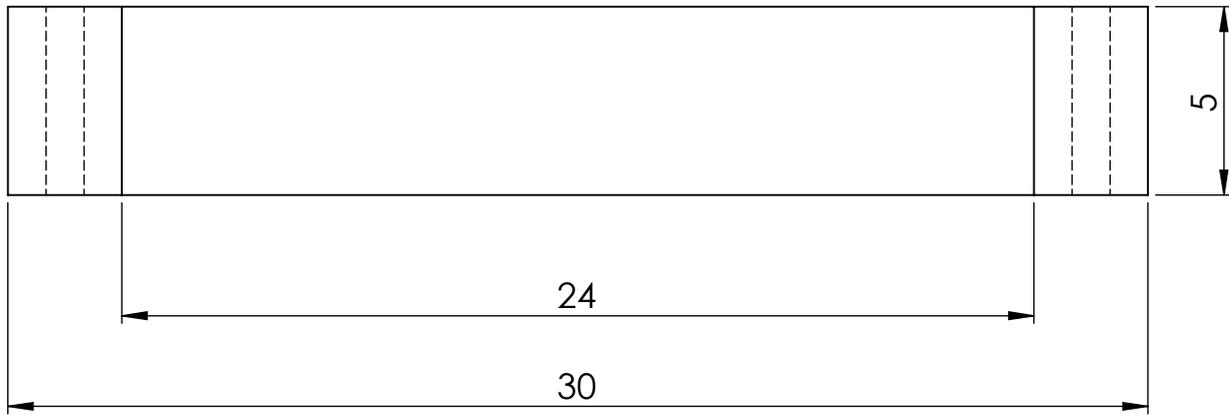
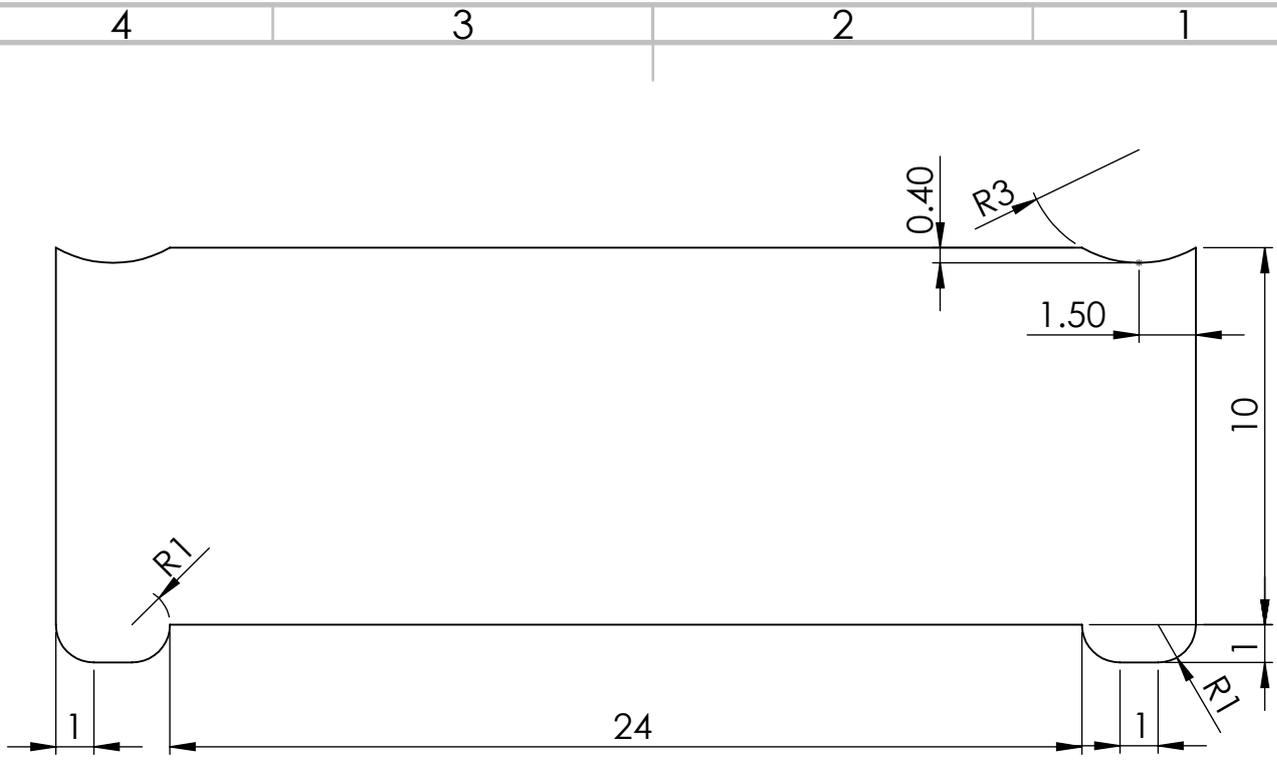
	Nombre	Fecha	Solid Edge Siemens PLM	
Dibujado	Alejandro			
Comprobado			Título Cilindro Fretting	
Aprobado 1				
Aprobado 2			A4	
SOLID EDGE ACADEMIC COPY				
			Archivo: Cilindro.dft	
Escala			Peso	



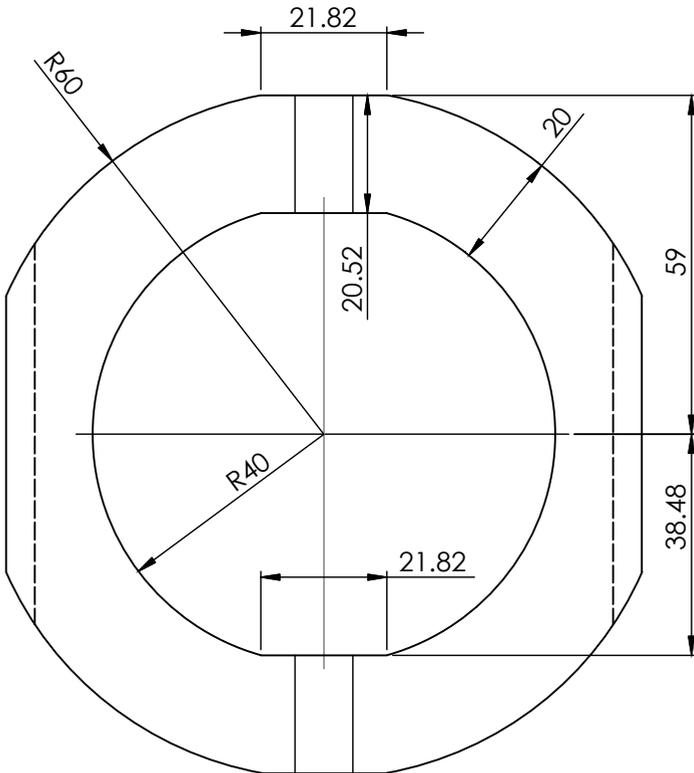
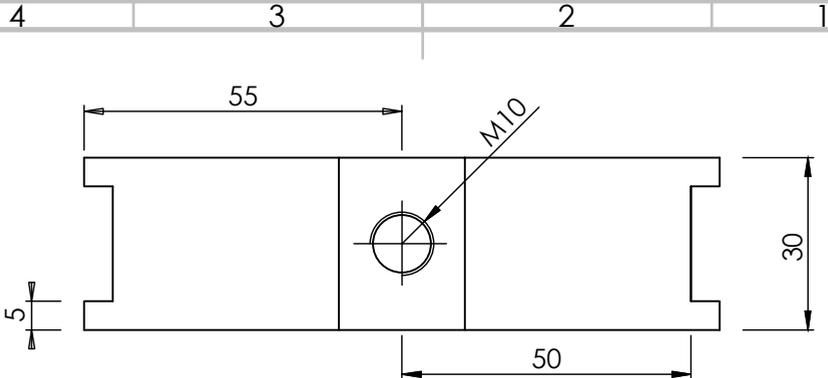
	Nombre	Fecha	Solid Edge Siemens PLM	
Dibujado	Alejandro			
Comprobado			Título Placa Fretting	
Aprobado 1				
Aprobado 2				
SOLID EDGE ACADEMIC COPY			A4	Rev
			Archivo: Placa.dft	
			Escala	Peso



	Nombre	Fecha	Solid Edge Siemens PLM	
Dibujado	Alejandro		Título Extensómetro	
Comprobado				
Aprobado 1				
Aprobado 2				
SOLID EDGE ACADEMIC COPY			A4	Rev
			Archivo: Extensómetro.dft	
			Escala	Peso



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.				puente1	
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CALID.	MATERIAL:			N.º DE DIBUJO	A4
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.				ESCALA:2:1	HOJA 1 DE 1
PESO:					



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

NOMBRE FIRMA FECHA

TÍTULO:

DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

MATERIAL:

N.º DE DIBUJO

Anillo AT

A4

PESO:

ESCALA:1:2

HOJA 1 DE 1