





Universidad de Oviedo  
*Universidá d'Uviéu*  
*University of Oviedo*

Programa de doctorado en ingeniería de  
producción, minero-ambiental y de proyectos

## **TESIS DOCTORAL**

---

*Optimización de la transmisión de potencia  
de ondas milimétricas dentro de la antena  
superior del sistema de calentamiento por  
resonancia electrónica de ITER mediante el  
método de los elementos finitos*

---

**presentada por:**

**Avelino Mas Sánchez**

Gijón, junio 2021







## RESUMEN DEL CONTENIDO DE TESIS DOCTORAL

<b>1.- Título de la Tesis</b>	
Español/Otro Idioma: Optimización de la transmisión de potencia de ondas milimétricas dentro de la antena superior del sistema de calentamiento por resonancia electrónica de ITER mediante el método de los elementos finitos	Inglés: Optimization of the mm-wave power transmission at the ITER Electron Cyclotron Heating Upper Launcher through the finite element method.
<b>2.- Autor</b>	
Nombre: Avelino Mas Sánchez	DNI/Pasaporte/NIE: _____
Programa de Doctorado: ingeniería de Producción, Minero-Ambiental y de Proyectos	
Órgano responsable: Centro Internacional de Postgrado	

### RESUMEN (en español)

El sistema de calentamiento por resonancia electrónica de ciclotrón (ECH) de ITER consta de cuatro antenas superiores y una antena ecuatorial capaces de transmitir al plasma hasta 20 megavatios de potencia a una frecuencia de 170 gigahercios y con pulsos de hasta 3600 segundos, con el objetivo fundamental de suprimir los modos de rasgado neoclásicos, los cuales pueden desencadenar disrupciones que supongan la degradación o pérdida del confinamiento. Los componentes de cada una de las antenas superiores del sistema ECH se pueden dividir esencialmente en los componentes cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío y los componentes de guía de onda externos, parte de cuales suponen una prolongación del primer vacío de la máquina y constituyen el denominado sistema de primer confinamiento. Esta tesis se focalizará en los sistemas de espejos orientables M4 y en los codos angulares monobloque. Ambos sistemas tienen la función de reflejar el haz de potencia permitiendo la progresión de este a través de un sistema de espejos cuasi-ópticos, para el caso de los espejos orientables M4, o un sistema de guía de onda, para el caso de los codos angulares monobloque.

Durante el año 2017, el esquema de reflexión de los haces en los espejos cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío se vio modificado con el objetivo de reducir las pérdidas de potencia en la antena superior. Este cambio supuso que parte de los contornos de los haces cayeran fuera de la superficie reflectante de los espejos orientables M4, obligando, por tanto, a un completo rediseño de estos componentes. Por otro lado, durante el año 2019, el sistema de primer confinamiento se adaptó para garantizar el espacio necesario para la existencia de pasillos de acceso, lo que resultó en una modificación de los ángulos de conexión de las guías de onda con los monobloques. Esta nueva configuración necesitó el remodelado de los codos angulares monobloque con el objetivo de permitir la adaptación a estos nuevos ángulos. El objetivo fundamental de esta tesis se centra en la optimización del diseño de los espejos orientables M4 y de los codos angulares monobloque de modo que esto se traduzca en una mejora sustancial de la eficiencia en la transmisión de potencia de la antena superior del sistema ECH de ITER.

Para ello, partiendo de un modelo geométrico, se han realizado una serie de análisis termohidráulicos y electromagnéticos con el objetivo de obtener la distribución de temperatura y las fuerzas electromotrices inducidas en los componentes de estudio, respectivamente. Estos análisis se traducen en cargas, las cuales se usan como valores de entrada en análisis mecánicos con el propósito de calcular las tensiones y deformaciones producidas por dichas cargas. De entre todas las combinaciones de carga que tienen lugar durante la vida útil de ITER, la operación normal de transferencia de potencia destaca como el escenario más relevante, ya que la evaluación de este evento determinará si el diseño, tanto de los espejos orientables M4 como de los codos angulares monobloque, cumple con los requisitos funcionales para los que se han concebido. Además, los espejos orientables M4 se han evaluado frente al evento accidental de desplazamiento vertical del plasma, ya que la proximidad de estos componentes al plasma, lo convierten en uno de los eventos accidentales



más exigentes desde el punto de vista de la integridad mecánica. Por último, las tensiones calculadas en estos análisis se han comparado con los valores límite establecidos en el código de fabricación ASME a fin de validar la integridad mecánica de estos componentes. En los casos en los que no se han cumplido con los criterios especificados, ya fueran tanto funcionales como estructurales, los diferentes aspectos relativos al diseño se han modificado siguiendo un proceso interactivo hasta alcanzar dichos criterios.

### **RESUMEN (en Inglés)**

The ITER electron cyclotron heating (ECH) system consists of four upper launchers and one equatorial launcher capable of transmitting to the plasma up to 20 megawatts at 170 gigahertz and with pulses of up to 3600 seconds. The main function of this system is to stabilize the neoclassical tearing modes, which could provoke disruptions involving the degradation or loss of confinement. The ECH upper launcher components are divided into essentially the quasi-optical in-vessel and the wave-guiding ex-vessel assemblies, part of which involve an extension of the first vacuum defining the so-called first confinement system. This thesis is focused on the steering M4 mirrors and the monoblock mitre bends. Both systems have the role of reflecting the power beam to allow its transmission through a quasi-optical mirror system in the case of the steering M4 mirrors and a waveguide system in the case of the monoblock mitre bends.

The reflection layout at the quasi-optical in-vessel mirrors was modified in 2017 in order to reduce the power losses in the upper launcher. This modification involved that part of the beam footprints fell outside the steering M4 mirror reflecting surfaces and therefore, requiring the full redesign of these components. Throughout 2019, the first confinement system was adapted to ensure the required maintenance corridors, resulting in a modification of the waveguides connected to the monoblock mitre bends. This new configuration required a redesign of the monoblock mitre bends to adapt these new angles. The main purpose of this thesis is to optimize the design for the steering M4 mirrors and the monoblock mitre bends so it results in a substantial improvement of the power transmission efficiency inside the ITER ECH upper launcher.

To this end, starting from a geometrical model, a set of thermo-hydraulic and electro-magnetic simulations have been performed in order to obtain the temperature distribution and the induced forces in the analysed components, respectively. These analyses result in loads, which are used as inputs in mechanical simulations in order to calculate the stresses and strains produced by these loads. Among all the load combinations taking place throughout the ITER life-cycle, the normal power transmission is highlighted as the most significant scenario, since the assessment of this event will determine if the design of both steering M4 mirrors and monoblock mitre bends is able to fulfil their functional requirements. In addition, the steering M4 mirrors were assessed against the vertical displacement event, since the proximity of these components to the plasma, makes it one of the most stringent accidental events from the mechanical integrity standpoint. Finally, the stresses calculated in these analyses have been compared with allowable values defined in the ASME code to validate the mechanical integrity of these components. When the specified functional or structural criteria were not satisfied, the different aspects relative to the design of these components were modified through an interactive process to reach such criteria.



Universidad de Oviedo  
*Universidá d'Uviéu*  
*University of Oviedo*

Programa de doctorado en ingeniería de  
producción, minero-ambiental y de proyectos

## **TESIS DOCTORAL**

---

*Optimización de la transmisión de potencia  
de ondas milimétricas dentro de la antena  
superior del sistema de calentamiento por  
resonancia electrónica de ITER mediante el  
método de los elementos finitos*

---

**presentada por:**

**Avelino Mas Sánchez**

En cumplimiento de los requisitos para la obtención del Grado de Doctor

Director de Tesis:

**Dr. D. Eduardo Rodríguez Ordóñez**

Gijón, junio 2021



## Resumen

El sistema de calentamiento por resonancia electrónica de ciclotrón (ECH) de ITER consta de cuatro antenas superiores y una antena ecuatorial capaces de transmitir al plasma hasta 20 megavatios de potencia a una frecuencia de 170 gigahercios y con pulsos de hasta 3600 segundos, con el objetivo fundamental de suprimir los modos de rasgado neoclásicos, los cuales pueden desencadenar disrupciones que supongan la degradación o pérdida del confinamiento. Los componentes de cada una de las antenas superiores del sistema ECH se pueden dividir esencialmente en los componentes cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío y los componentes de guía de onda externos, parte de cuales suponen una prolongación del primer vacío de la maquina y constituyen el denominado sistema de primer confinamiento. Esta tesis se focalizará en los sistemas de espejos orientables M4 y en los codos angulares monobloque. Ambos sistemas tienen la función de reflejar el haz de potencia permitiendo la progresión de este a través de un sistema de espejos cuasi-ópticos, para el caso de los espejos orientables M4, o un sistema de guía de onda, para el caso de los codos angulares monobloque.

Durante el año 2017, el esquema de reflexión de los haces en los espejos cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío se vio modificado con el objetivo de reducir las pérdidas de potencia en la antena superior. Este cambio supuso que parte de los contornos de los haces cayeran fuera de la superficie reflectante de los espejos orientables M4, obligando, por tanto, a un completo rediseño de estos componentes. Por otro lado, durante el año 2019, el sistema de primer confinamiento se adaptó para garantizar el espacio necesario para la existencia de pasillos de acceso, lo que resultó en una modificación de los ángulos de conexión de las guías de onda con los monobloques. Esta nueva configuración necesitó el remodelado de los codos angulares monobloque con el objetivo de permitir la adaptación a estos nuevos ángulos. El objetivo fundamental de esta tesis se centra en la optimización del diseño de los espejos orientables M4 y de los codos angulares monobloque de modo que esto se traduzca en una mejora sustancial de la eficiencia en la transmisión de potencia de la antena superior del sistema ECH de ITER.

Para ello, partiendo de un modelo geométrico, se han realizado una serie de análisis termohidráulicos y electromagnéticos con el objetivo de obtener la distribución de temperatura y las fuerzas electromotrices inducidas en los componentes de estudio, respectivamente. Estos análisis se traducen en cargas, las cuales se usan como valores de entrada en análisis mecánicos con el propósito de calcular las tensiones y deformaciones producidas por dichas cargas. De entre todas las combinaciones de carga que tienen lugar durante la vida útil de ITER, la operación normal de transferencia de potencia destaca como el escenario más relevante, ya que la evaluación de este evento determinará si el diseño, tanto de los espejos orientables M4 como de los codos angulares monobloque, cumple con los requisitos funcionales para los que se han concebido. Además, los espejos orientables M4 se han evaluado frente al evento accidental de desplazamiento vertical del plasma, ya que la proximidad de estos componentes al plasma, lo convierten en uno de los eventos accidentales más exigentes desde el punto de vista de la integridad mecánica. Por último, las tensiones calculadas en estos análisis se han comparado con los valores límite establecidos en el código de fabricación ASME a fin de validar la integridad mecánica de estos componentes. En los casos en los que no se han cumplido con los criterios especificados, ya fueran tanto funcionales como estructurales, los diferentes aspectos relativos al diseño se han modificado siguiendo un proceso interactivo hasta alcanzar dichos criterios.

## Abstract

The ITER electron cyclotron heating (ECH) system consists of four upper launchers and one equatorial launcher capable of transmitting to the plasma up to 20 megawatts at 170 gigahertz and with pulses of up to 3600 seconds. The main function of this system is to stabilize the neoclassical tearing modes, which could provoke disruptions involving the degradation or loss of confinement. The ECH upper launcher components are divided into essentially the quasi-optical in-vessel and the wave-guiding ex-vessel assemblies, part of which involve an extension of the first vacuum defining the so-called first confinement system. This thesis is focused on the steering M4 mirrors and the monoblock mitre bends. Both systems have the role of reflecting the power beam to allow its transmission through a quasi-optical mirror system in the case of the steering M4 mirrors and a waveguide system in the case of the monoblock mitre bends.

The reflection layout at the quasi-optical in-vessel mirrors was modified in 2017 in order to reduce the power losses in the upper launcher. This modification involved that part of the beam footprints fell outside the steering M4 mirror reflecting surfaces and therefore, requiring the full redesign of these components. Throughout 2019, the first confinement system was adapted to ensure the required maintenance corridors, resulting in a modification of the waveguides connected to the monoblock mitre bends. This new configuration required a redesign of the monoblock mitre bends to adapt these new angles. The main purpose of this thesis is to optimize the design for the steering M4 mirrors and the monoblock mitre bends so it results in a substantial improvement of the power transmission efficiency inside the ITER ECH upper launcher.

To this end, starting from a geometrical model, a set of thermo-hydraulic and electro-magnetic simulations have been performed in order to obtain the temperature distribution and the induced forces in the analysed components, respectively. These analyses result in loads, which are used as inputs in mechanical simulations in order to calculate the stresses and strains produced by these loads. Among all the load combinations taking place throughout the ITER life-cycle, the normal power transmission is highlighted as the most significant scenario, since the assessment of this event will determine if the design of both steering M4 mirrors and monoblock mitre bends is able to fulfil their functional requirements. In addition, the steering M4 mirrors were assessed against the vertical displacement event, since the proximity of these components to the plasma, makes it one of the most stringent accidental events from the mechanical integrity standpoint. Finally, the stresses calculated in these analyses have been compared with allowable values defined in the ASME code to validate the mechanical integrity of these components. When the specified functional or structural criteria were not satisfied, the different aspects relative to the design of these components were modified through an interactive process to reach such criteria.

## **Acrónimos**

BSM	Blanket Shield Module
CCWS-1	Component Cooling Water System (loop 1)
CuCrZr	Aleación de cobre, cromo y zirconio
DT	Deuterio-Tritio
ECH	Electron Cyclotron Heating
ECP	Electrochemical Corrosion Potential
EL	Equatorial Launcher
FCS	First Confinement System
HOM	High Order Modes
ICH	Ion Cyclotron Heating
ITER	International Thermonuclear Experimental Reactor
LHH	Lower Hybrid Heating
LSM	Lower Steering Mirror
MBMB	Mitre Bend Monoblock
NBH	Neutral Beam Heating
Non-SIC	Non Safety Important Component
PHTS	Primary Heat Transfer System
SCL	Stress Classification Lines
SIC-1	Safety Important Component 1
SST	Shear Stress Transport
UL	Upper Launcher
USM	Upper Steering Mirror
VDE	Vertical Displacement Event

## Índice

1	Introducción, estado del arte y objetivos.....	1
1.1	ITER: El camino hacia la fusión nuclear.....	1
1.2	Sistema de calentamiento por resonancia electrónica de ciclotrón .....	2
1.3	Antena superior .....	5
1.3.1	Componentes cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío.....	6
1.3.2	Sistema de primer confinamiento .....	7
1.4	Estado del arte de los componentes de estudio.....	8
1.4.1	Espejos orientables M4 .....	8
1.4.2	Codos angulares monobloque.....	11
1.5	Motivación del trabajo y objetivos .....	13
2	Metodología y estado actual del diseño.....	17
2.1	Metodología.....	17
2.2	Optimización del diseño .....	17
2.2.1	Espejos orientables M4 .....	17
2.2.2	Codos angulares monobloque.....	22
3	Resultados y discusión .....	25
3.1	Análisis numérico de los espejos orientables M4 durante operación normal.....	25
3.1.1	Análisis fluidodinámicos .....	25
3.1.1.1	Modelo numérico .....	25
3.1.1.2	Resultados .....	29
3.1.2	Análisis termomecánicos.....	31
3.1.2.1	Modelo numérico .....	31
3.1.2.2	Resultados .....	33
3.2	Análisis numérico de los espejos orientables M4 durante el evento de desplazamiento vertical 34	
3.2.1	Análisis electromagnéticos.....	34
3.2.1.1	Modelo numérico .....	35
3.2.1.2	Resultados .....	38
3.2.2	Análisis mecánicos .....	41
3.2.2.1	Modelo numérico .....	41
3.2.2.2	Resultados .....	43
3.3	Análisis numérico de los codos angulares monobloque durante operación normal .....	45
3.3.1	Análisis fluidodinámicos .....	45
3.3.1.1	Modelo numérico .....	45
3.3.1.2	Resultados .....	48

3.3.2	Análisis termomecánicos.....	50
3.3.2.1	Modelo numérico .....	50
3.3.2.2	Resultados .....	53
3.4	Evaluación de la integridad estructural de los componentes.....	56
3.4.1	Criterios de diseño.....	56
3.4.2	Límites de daño .....	59
3.4.3	Valores límite .....	60
3.4.4	Verificación de las tensiones.....	61
3.4.4.1	Verificación de las tensiones en los espejos orientables M4 durante operación normal.....	61
3.4.4.2	Verificación de las tensiones en los espejos orientables M4 durante el evento de desplazamiento vertical .....	65
3.4.4.3	Verificación de las tensiones en los codos angulares monobloque durante operación normal	68
4	Conclusiones .....	71
5	Referencias .....	73
6	Informe con el factor de impacto de las publicaciones presentadas.....	79
7	Artículos publicados en revistas.....	83

## Índice de figuras

<i>Figura 1. Reacción de fusión nuclear deuterio-tritio [2]</i> .....	1
<i>Figura 2. Esquema del reactor ITER [4]</i> .....	2
<i>Figura 3. Sistema de calentamiento por resonancia electrónica de ciclotrón de ITER</i> .....	3
<i>Figura 4. Distribución de los ciclotrones en el ECH de ITER</i> .....	4
<i>Figura 5. Distribución de las guías de onda y su conexión con las antenas superiores y la antena ecuatorial</i> .....	4
<i>Figura 6. Antena superior del sistema ECH de ITER [15]</i> .....	5
<i>Figura 7. Componentes cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío</i> .....	6
<i>Figura 8. Representación gráfica de la reflexión de los haces mediante los espejos ópticos</i> ...	7
<i>Figura 9. Sistema de primer confinamiento. 1. Placa de cierre, 2. Guías de onda estándar, 3. Codo angular monobloque superior, 4. Codo angular monobloque inferior, 5. Codos angulares, 6. Guías de onda fijas, 7. Válvulas de aislamiento, 8. Ventanas de diamante</i> .....	8
<i>Figura 10. Conjunto de sistema accionador y espejo orientable M4</i> .....	9
<i>Figura 11. Rotación del sistema accionador de los espejos orientables M4[21]</i> .....	9
<i>Figura 12. Espejo orientable M4</i> .....	10
<i>Figura 13. Sistema accionador</i> .....	11
<i>Figura 14. Ejes flexibles [21]</i> .....	11
<i>Figura 15. Codos angulares monobloque. Codo angular monobloque superior (arriba), codo angular monobloque inferior (abajo)</i> .....	12
<i>Figura 16. Espejos de los codos angulares monobloque</i> .....	13
<i>Figura 17. Representación de los contornos de los actuales haces en los espejos asistidos M4. Espejo superior (arriba), espejo inferior (abajo)</i> .....	14
<i>Figura 18. Comparación entre la configuración actual y la configuración previa del sistema de primer confinamiento del sistema ECH [34]</i> .....	14
<i>Figura 19. Estado actual del conjunto de sistema accionador y espejo orientable M4</i> .....	18
<i>Figura 20. Optimización de la superficie reflectante en base a los contornos de los haces para el USM (arriba) y el LSM (abajo)</i> .....	18
<i>Figura 21. Sección transversal del espejo orientable M4</i> .....	19
<i>Figura 22. Circuitos de refrigeración para el USM (izquierda) y LSM (derecha)</i> .....	20
<i>Figura 23. Rotor del sistema accionador. Diseño previo (izquierda), diseño actual (derecha)</i> .....	21
<i>Figura 24. Canales de refrigeración en el rotor del sistema accionador</i> .....	21
<i>Figura 25. Tubos de refrigeración helicoidales. Diseño previo (izquierda), diseño actual (derecha)</i> .....	22
<i>Figura 26. Estado actual de los codos angulares monobloque. Codo angular monobloque superior (arriba), codo angular monobloque inferior (abajo)</i> .....	23
<i>Figura 27. Diseño actual de los espejos de los codos angulares monobloque</i> .....	23
<i>Figura 28. Diseño actual de los cuerpos de los codos angulares monobloque. Codo angular monobloque superior (arriba), codo angular monobloque inferior (abajo)</i> .....	24
<i>Figura 29. Modelos geométricos usados en los análisis fluidodinámicos del USM (izquierda) y LSM (derecha)</i> .....	26
<i>Figura 30. Detalle del mallado de los canales de refrigeración (espejos orientables M4)</i> ....	26
<i>Figura 31. Pérdidas óhmicas en el USM (arriba) y en el LSM (abajo)</i> .....	28
<i>Figura 32. Calentamiento nuclear en el USM (arriba) y en el LSM (abajo)</i> .....	28
<i>Figura 33. Flujo de calor del plasma en el USM (arriba) y en el LSM (abajo)</i> .....	29
<i>Figura 34. Distribución de temperatura en el USM (arriba) y en el LSM (abajo)</i> .....	30

<i>Figura 35. Distribución de velocidad en el fluido refrigerante en los espejos orientables M4</i>	30
<i>Figura 36. Modelos geométricos usados en los análisis termo-mecánicos del USM (arriba) y LSM (abajo)</i>	31
<i>Figura 37. Distribución de tensiones de Von Mises en el USM (arriba) y en el LSM (abajo) durante operación normal</i>	33
<i>Figura 38. Deformación local de las superficies reflectantes relativas al USM (arriba) y al LSM (abajo)</i>	34
<i>Figura 39. Modelos geométricos usados en los análisis electromagnéticos del USM (izquierda) y LSM (derecha). Los ejes de coordenadas locales están posicionados en el centro de una cada de las superficies reflectantes y orientados según los ejes globales</i>	35
<i>Figura 40. Bobinas de Helmholtz usadas en los análisis electromagnéticos</i>	36
<i>Figura 41. Esquema de un par de bobinas de Helmholtz [66]</i>	37
<i>Figura 42. Función del tiempo del campo magnético en el USM y LSM</i>	37
<i>Figura 43. Función del tiempo del <math>\Delta B/\Delta T</math> en el USM y LSM</i>	38
<i>Figura 44. Módulo del campo magnético en el plano XY para el USM (<math>t = 0.8702s</math>, arriba) y el LSM (<math>t = 0.8677s</math>, abajo)</i>	39
<i>Figura 45. Densidad de corriente en el USM (<math>t = 0.8702s</math>, arriba) y el LSM (<math>t = 0.8677s</math>, abajo)</i>	39
<i>Figura 46. Fuerza volumétrica inducida en el USM (<math>t = 0.8702s</math>, arriba) y el LSM (<math>t = 0.8677s</math>, abajo)</i>	40
<i>Figura 47. Evolución temporal del momento global inducido</i>	41
<i>Figura 48. Modelos geométricos usados en los análisis mecánicos del USM (arriba) y LSM (abajo)</i>	42
<i>Figura 49. Distribución de tensiones de Von Mises en el USM (arriba) y en el LSM (abajo) durante el evento VDE III</i>	44
<i>Figura 50. Modelos geométricos usados en los análisis fluidodinámicos del MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha)</i>	46
<i>Figura 51. Detalle del mallado de los canales de refrigeración (espejos de los codos angulares monobloque)</i>	46
<i>Figura 52. Pérdidas óhmicas en los espejos de los codos angulares monobloque</i>	48
<i>Figura 53. Distribución de temperatura en los espejos de los codos angulares monobloque</i>	49
<i>Figura 54. Distribución de temperatura en los cuerpos del MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha)</i>	49
<i>Figura 55. Distribución de velocidad en el fluido refrigerante en los codos angulares monobloque</i>	50
<i>Figura 56. Modelos geométricos usados en los análisis termomecánicos del MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha)</i>	51
<i>Figura 57. Detalle del modelado de las juntas metálicas</i>	52
<i>Figura 58. Relación entre la fuerza y la deformación en las juntas metálicas. Las juntas mayores se refieren a las juntas de mayor perímetro, mientras que las juntas menores se refieren a las de menor perímetro (tanto para las uniones con juntas circulares como elípticas)</i>	52
<i>Figura 59. Distribución de tensiones de Tresca en los espejos de los codos angulares monobloque</i>	54
<i>Figura 60. Distribución de tensiones de Tresca en los cuerpos del MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha)</i>	54

<i>Figura 61. Deformación local de las superficies reflectantes relativas a los espejos de los codos angulares monobloque .....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 62. Compresión de las juntas metálicas en el MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha) después de aplicar el primer estado de carga .....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 63. Compresión de las juntas metálicas en el MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha) después de aplicar todos los estados de carga.....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 64. Ejemplos de SCL [72] .....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 65. Desglose de las tensiones [72].....</i>	<i>59</i>
<i>Figura 66. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en la superficie reflectante del LSM durante operación normal .....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 67. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en la estructura del espejo del LSM durante operación normal .....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 68. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en el rotor del LSM durante operación normal .....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 69. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en la superficie reflectante del USM durante el evento de desplazamiento vertical .....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 70. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en la estructura del espejo del USM durante el evento de desplazamiento vertical .....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 71. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en el rotor del USM durante el evento de desplazamiento vertical.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 72. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en el espejo del MBMB durante operación normal.....</i>	<i>68</i>

## Índice de tablas

<i>Tabla 1. Pasos de carga para los análisis termomecánicos de los espejos orientables M4 ...</i>	32
<i>Tabla 2. Pasos de carga para los análisis mecánicos de los espejos orientables M4.....</i>	43
<i>Tabla 3. Comparación entre los valores de tensión máximos obtenidos en los análisis transitorios y estáticos para los diferentes componentes de los espejos orientables M4 .....</i>	45
<i>Tabla 4. Pasos de carga para los análisis termo-mecánicos de los codos angulares monobloque .....</i>	53
<i>Tabla 5. Definición de los límites de daño .....</i>	59
<i>Tabla 6. Correspondencia entre los límites de daño y los límites de servicio de ASME sección VIII .....</i>	60
<i>Tabla 7. Valores límite para la aleación CuCrZr en función de la temperatura (superficies reflectantes de los espejos orientables M4 y codos angulares monobloque) .....</i>	61
<i>Tabla 8. Valores límite para el acero inoxidable 316L(N) grado ITER en función de la temperatura (estructura de los espejos orientables M4) .....</i>	61
<i>Tabla 9. Valores límite para el acero 660 en función de la temperatura (rotores de los espejos orientables M4) .....</i>	61
<i>Tabla 10. Verificación de las tensiones en la superficie reflectante del LSM durante operación normal .....</i>	62
<i>Tabla 11. Verificación de las tensiones en la estructura del espejo del LSM durante operación normal .....</i>	63
<i>Tabla 12. Verificación de las tensiones en el rotor del LSM durante operación normal.....</i>	64
<i>Tabla 13. Verificación de las tensiones en la superficie reflectante del USM durante el evento de desplazamiento vertical .....</i>	65
<i>Tabla 14. Verificación de las tensiones en la estructura del espejo del USM durante el evento de desplazamiento vertical .....</i>	66
<i>Tabla 15. Verificación de las tensiones en el rotor del USM durante el evento de desplazamiento vertical.....</i>	67
<i>Tabla 16. Verificación de las tensiones en el espejo del MBMB durante operación normal..</i>	69



# 1 Introducción, estado del arte y objetivos

## 1.1 ITER: El camino hacia la fusión nuclear

La creciente exigencia de niveles de confort, la mecanización de las tareas, la modernización de nuestra sociedad postindustrial, el crecimiento demográfico y la inherente aceleración de los ritmos de vida, conllevan inexorablemente mayores demandas energéticas. Todas estas posibilidades y bonanzas de la sociedad acarrearán la satisfacción de unas necesidades energéticas y han supuesto en los últimos años, un gran incremento de la demanda. Por ello, se han ido buscando diferentes fuentes de energía que sirvan para satisfacer estas necesidades energéticas crecientes.

Una de las fuentes energéticas por la que últimamente se está apostando más intensamente con el objetivo de paliar el problema de la creciente demanda energética por parte de la sociedad es la energía de fusión nuclear. Este recurso energético combina una capacidad de generación energética muy alta con la sostenibilidad medioambiental, ya que no genera gases de efecto invernadero, además de que, al contrario de lo que ocurre con la energía de fisión, esta no genera reacción en cadena ni residuos radiactivos de larga duración [1].

La fusión nuclear es el proceso mediante el cual se genera la energía en el sol y las estrellas y de la cual depende la vida en la Tierra. Esta reacción consiste en la unión de dos átomos ligeros, los cuales, sometidos a elevadas condiciones de presión y temperatura, dan lugar a la formación de un átomo más pesado, liberando en este proceso una gran cantidad de energía. La reacción nuclear comúnmente aceptada como la más adecuada para futuros reactores de fusión consiste en la unión de dos isótopos de hidrógeno, deuterio y tritio (Figura 1). Estos dos isótopos, ambos cargados positivamente (estado de plasma), tienen a repelerse. En el sol, debido a las grandes fuerzas gravitatorias, los átomos se fusionan a temperaturas de 15 millones de grados. Sin embargo, en la Tierra, ya que las fuerzas gravitatorias son menores, se necesitan temperaturas de en torno a 150 millones de grados para poder vencer las fuerzas de repulsión.

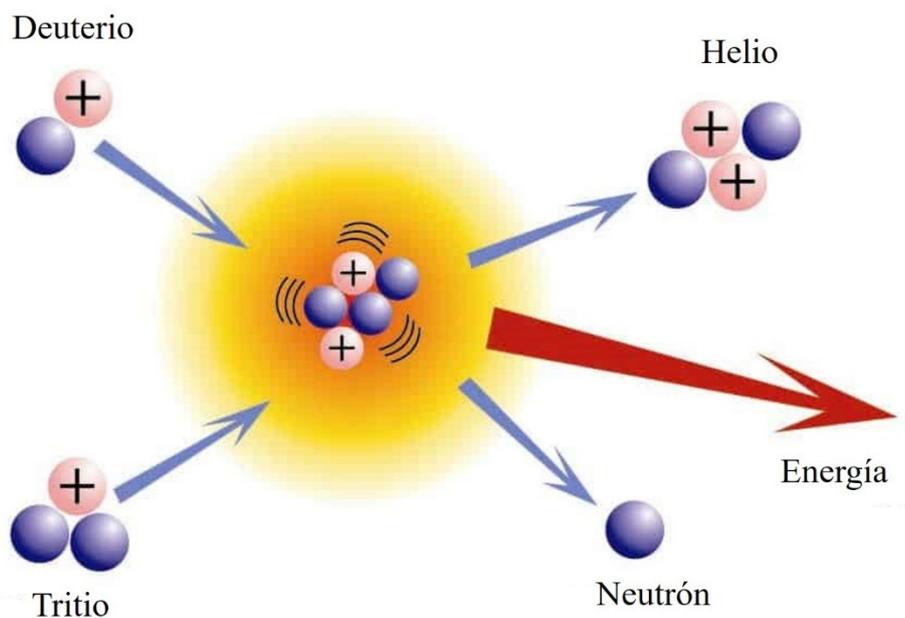


Figura 1. Reacción de fusión nuclear deuterio-tritio [2]

En la actualidad todavía existen multitud de desafíos físicos y tecnológicos a solventar antes de que la energía de fusión nuclear se pueda utilizar como una forma de energía comercial. Uno de los proyectos más ambiciosos a este respecto es la instalación ITER (International Thermonuclear Experimental Reactor, en español Reactor Termonuclear Experimental Internacional), la cual estará destinada a aportar soluciones a muchos de estos desafíos. Este proyecto de gran complejidad se ideó en 1985 y actualmente se desarrolla mediante la colaboración internacional entre China, la Unión Europea, Japón, India, Corea del Sur, Rusia y los Estados Unidos [3]. ITER (Figura 2) consiste en un reactor tokamak de 30 metros de diámetro y 24 metros de altura que actualmente se halla en construcción en Cadarache (sur de Francia) y el cual integrará todos los aspectos físicos y tecnológicos necesarios para la producción de energía, salvo los sistemas de producción de electricidad. Las cinco misiones fundamentales de ITER son: producir hasta 500 megavatios de energía de fusión, demostrar la operación conjunta de todas las tecnologías de una central de fusión, alcanzar una reacción sostenible deuterio-tritio, testear diferentes conceptos de reproductores de tritio y demostrar la seguridad de una instalación de fusión.

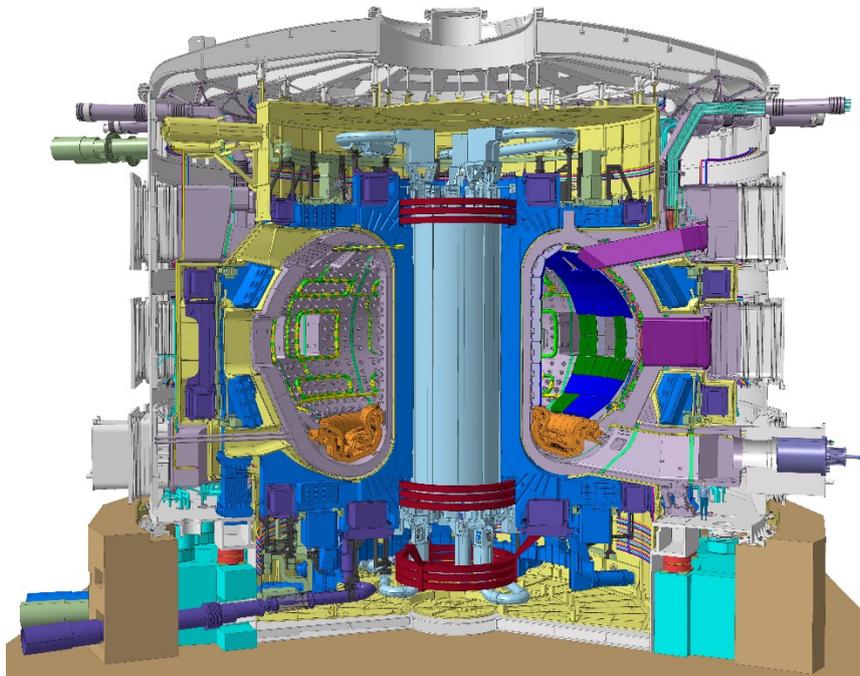


Figura 2. Esquema del reactor ITER [4]

## 1.2 Sistema de calentamiento por resonancia electrónica de ciclotrón

Cuatro sistemas de calentamiento del plasma se están desarrollando para la instalación ITER: el NBH (Neutral Beam Heating, en español sistema de calentamiento mediante haz de neutros), el ICH (Ion Cyclotron Heating, en español sistema de calentamiento a la frecuencia ciclotrónica de los iones), el ECH (Electron Cyclotron Heating, en español sistema de calentamiento por resonancia electrónica de ciclotrón) y el LHH (Lower Hybrid Heating, en español sistema de calentamiento a la frecuencia híbrida inferior). Los tres primeros se instalarán antes de la fase Deuterio-Tritio (DT), mientras que el último está planeado para una futura actualización durante la fase DT. El conjunto de estos cuatro sistemas proporciona un modo de actuación versátil para el control de la temperatura del plasma y los perfiles de corriente, así como de las inestabilidades del plasma.

El sistema ECH [5] de ITER está compuesto de 12 de fuentes de alimentación de alto voltaje que alimentan 24 ciclotrones, los cuales están conectados mediante 24 guías de onda a cinco antenas, cuatro situadas en los puertos superiores y una situada a nivel ecuatorial (Figura 3). El sistema está diseñado para proporcionar 20 megavatios de potencia (de los 24 megavatios generados en los ciclotrones) a una frecuencia de 170 gigahercios (la frecuencia de resonancia de los electrones) y con pulsos de hasta 3600 segundos. Las funciones principales del ECH [6] son iniciación del plasma, calentamiento central, generación de corriente, adaptación del perfil de corriente y control magneto-hidrodinámico (especialmente inestabilidades de diente de sierra [7] y modos de rasgado neoclásicos [8]). El diseño conceptual de este sistema se estableció en el año 2007 y a día de hoy se encuentra en su fase de diseño final. La instalación de los componentes necesarios para la primera operación de ITER se realizará antes del año 2025 (fecha prevista para el primer plasma de ITER).

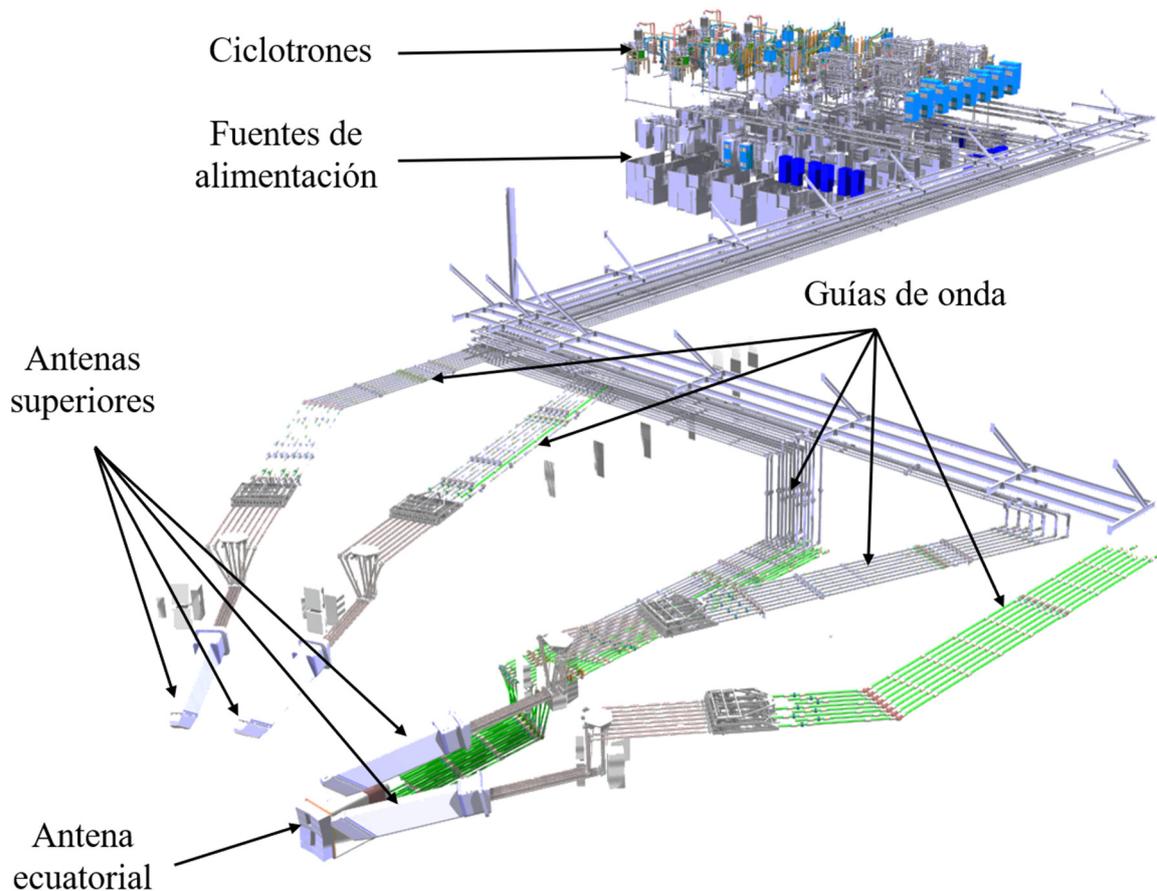


Figura 3. Sistema de calentamiento por resonancia electrónica de ciclotrón de ITER

La distribución del sistema ECH se ha concebido de un modo modular con el objetivo de mantener una flexibilidad suficiente para permitir futuras actualizaciones, así como para evitar que posibles fallos locales comprometan el funcionamiento de toda la instalación. Por tanto, la estrategia consiste en tener una fuente de energía alimentando dos ciclotrones (Figura 4), cada uno de los cuales estará conectado a la antena ecuatorial o “Equatorial Launcher (EL)” y a una de las antenas superiores o “Upper Launchers (UL)”. Un conmutador en línea emplazado en cada una de las guías de onda dirigirá entonces la potencia generada en el ciclotrón a la antena correspondiente dependiendo de las necesidades (Figura 5).

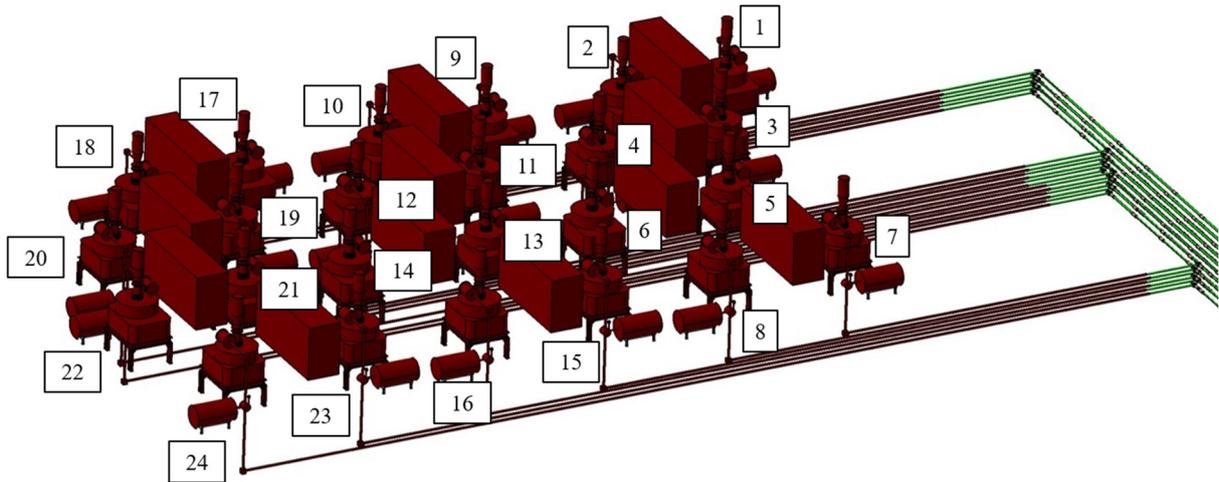


Figura 4. Distribución de los ciclotrones en el ECH de ITER

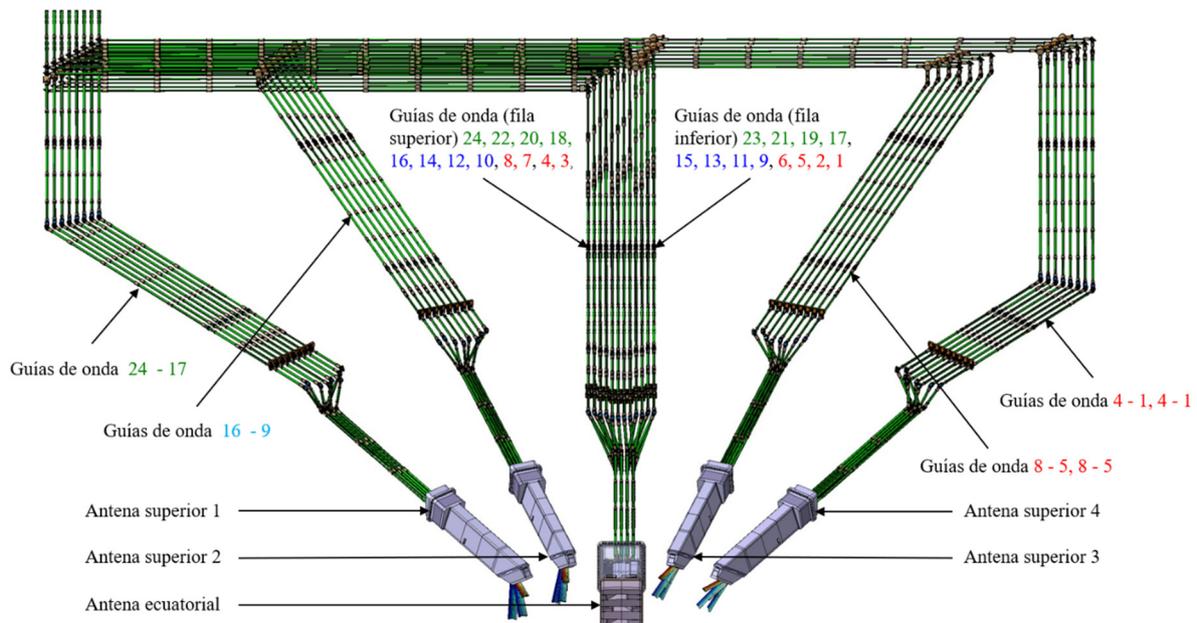


Figura 5. Distribución de las guías de onda y su conexión con las antenas superiores y la antena ecuatorial

El sistema ECH puede dividirse en los siguientes subsistemas:

- Fuentes de alimentación: El sistema ECH contará con 12 fuentes de alimentación de alto voltaje. Estas están diseñadas para usar la tecnología de pulso modular, la cual permite un control preciso del voltaje con alta frecuencia de modulación. Por razones de flexibilidad, cada fuente de potencia alimentará dos ciclotrones con una potencia de un megavatio cada uno [9].
- Ciclotrones: 24 fuentes de radio-frecuencia, incluyendo 24 ciclotrones, sus correspondientes imanes superconductores y sistemas auxiliares se instalarán en el sistema ECH. Estos ciclotrones tendrán una frecuencia de oscilación de 170 gigahercios, operación de onda continua de una potencia de salida de un megavatio y una eficiencia total de más del 50% [10].

- Guías de onda: Las guías de onda del sistema ECH consistirán en 24 líneas con diámetro interior de 50 mm, corrugadas y sometidas a alto vacío, las cuales se conectan a las antenas superiores y a la antena ecuatorial mediante un conmutador en línea. Las guías de onda atraviesan tres edificios y tienen una longitud de entre 100 y 160 metros con un número de codos angulares de entre 7 y 9. La eficiencia en la transmisión será de hasta el 92%, dependiendo del camino específico entre la antena y el ciclotrón [11].
- Antenas: Dos tipos de antenas se instalarán en ITER, cuyo uso combinado será necesario para conseguir la supresión de las inestabilidades magnetohidrodinámicas que conducirán a alcanzar un plasma de alto rendimiento y en estado estable. Las 24 guías de onda que llegan la antena ecuatorial [12] están agrupadas en tres filas de 8 guías de onda, las cuales están dirigidas a un sistema de dos espejos (un primero fijo y un segundo orientable). En cambio, cada antena superior [13], [14] consta de 8 guías de onda agrupadas en dos filas de 4 y cuyos haces se proyectan en un sistema de cuatro espejos (los tres primeros fijos y el último orientable).

### 1.3 Antena superior

El sistema ECH de ITER contará con cuatro antenas expuestas al plasma y situadas en los puertos superiores de la cámara de vacío. La función principal de estas será la supresión de los modos de rasgado neoclásicos, los cuales pueden desencadenar disrupciones en el plasma que supongan la degradación o pérdida del confinamiento. Los componentes de cada una de las antenas superiores se pueden dividir esencialmente en los componentes cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío y los componentes de guía de onda externos a la cámara de vacío (Figura 6). Parte de estos componentes de guía de onda externos constituyen una extensión del primer vacío de la máquina prolongando este fuera de la cámara de vacío y constituyendo el denominado FCS (First Confinement System, en español sistema de primer confinamiento [15]).

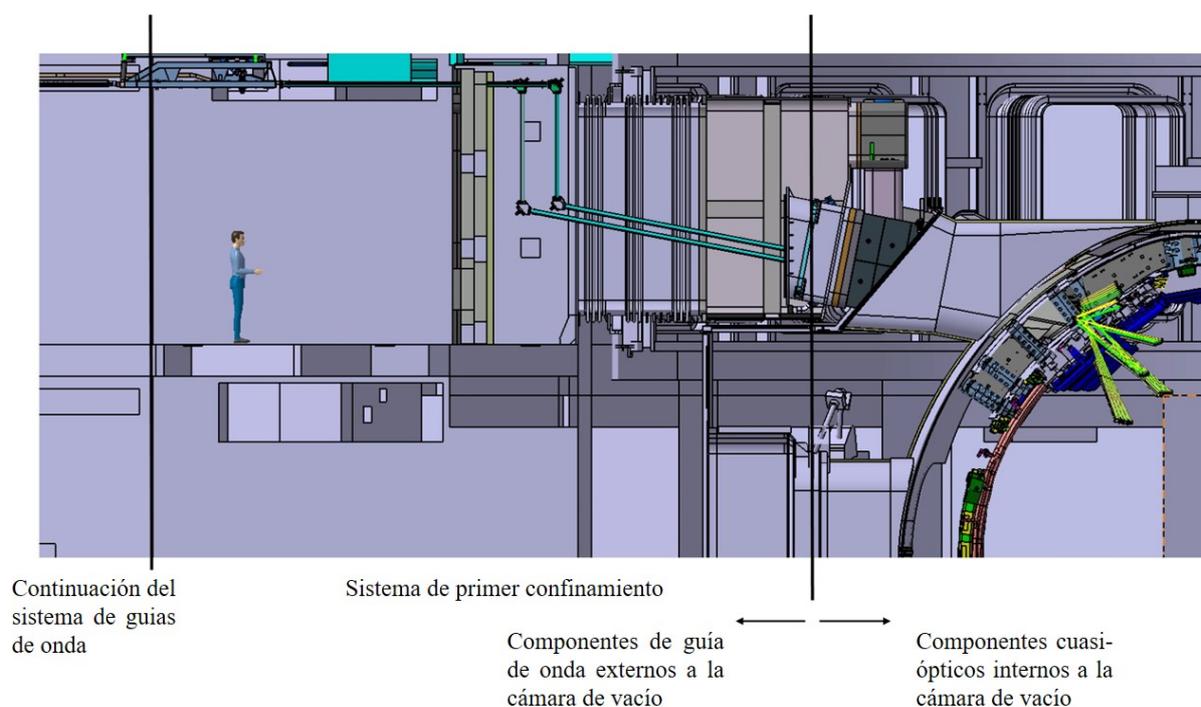


Figura 6. Antena superior del sistema ECH de ITER [15]

### 1.3.1 Componentes cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío

Los componentes cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío se componen de las guías de onda internas y los espejos ópticos (Figura 7). La potencia generada en los ciclotrones llega a la antena mediante las guías de onda externas y atraviesa los pasamuros situados en la placa de cierre llegando a las guías de onda internas. Estas se organizan en dos filas de 4 guías de onda formando un ensamblado, el cual está atornillado a la parte trasera de la antena y, por tanto, se puede manipular independientemente de esta [16]. La potencia saliente de las guías de onda internas es dirigida a localizaciones específicas del plasma mediante un sistema óptico de cuatro conjuntos de espejos (Figura 8). Los ocho haces se reflejan en conjuntos de dos espejos (cada espejo refleja 4 haces). Inicialmente los haces se enfocan en el conjunto de espejos M1 [17], después se reflejan en el conjunto de espejos M2 [18], más tarde se vuelven a enfocar en el espejo M3 (en el cual los dos espejos forman una única entidad [19]) y finalmente se dirigen con el conjunto de espejos orientables M4 [20], [21].

Todos estos componentes están fijados a una estructura metálica trapezoidal hueca la cual conforma el armazón de la antena [22]. La potencia antes reflejada en los espejos orientables M4 sale de la antena a través de una apertura en el BSM (Blanket Shield Module, en español Módulo de blindaje de manto [23]) situado en la parte frontal de la antena. Este elemento se encuentra atornillado al resto del armazón (a diferencia del resto de módulos, los cuales están soldados) con el objetivo de permitir el acceso en caso de mantenimiento. Tanto el armazón de la antena superior como los componentes internos a esta estarán refrigerados activamente mediante agua con el objetivo de disipar la potencia depositada por los neutrones y fotones producidos en el plasma, así como las pérdidas óhmicas producidas durante la transmisión de potencia. El blindaje de la antena [24] se ha realizado de modo que se cumpla el principio ALARA (As Low As Reasonably Achievable, en español tan bajo como sea razonablemente alcanzable) de minimizar el flujo de neutrones. Para ello, se ha maximizado el material rellenando los huecos libres, pero sin interponerse en la trayectoria descrita por los haces.

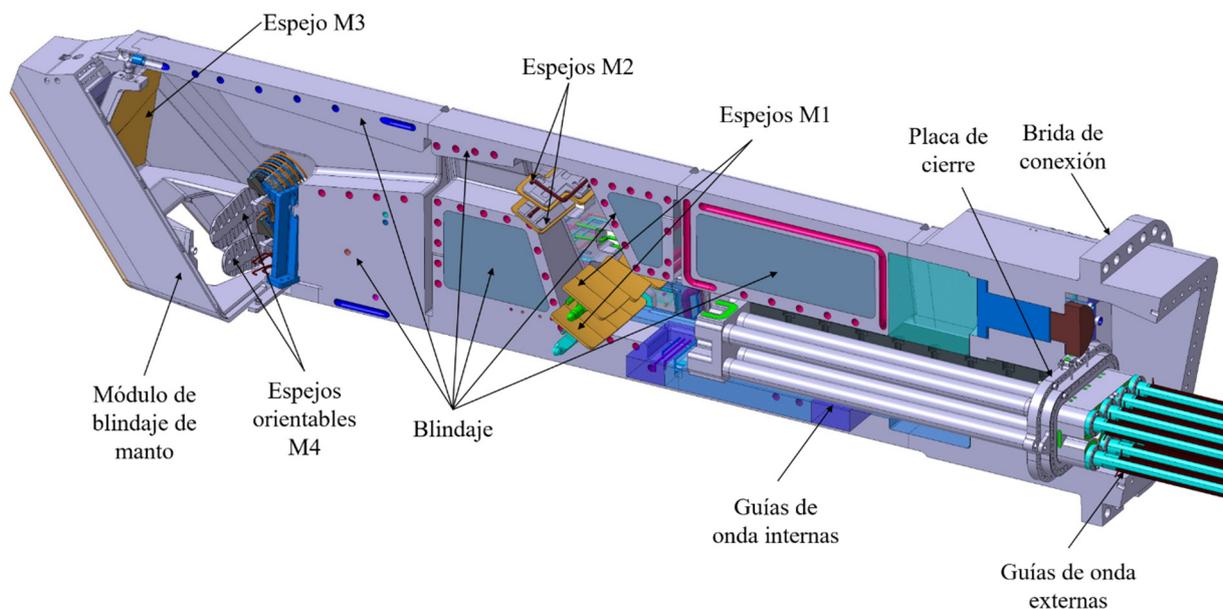


Figura 7. Componentes cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío

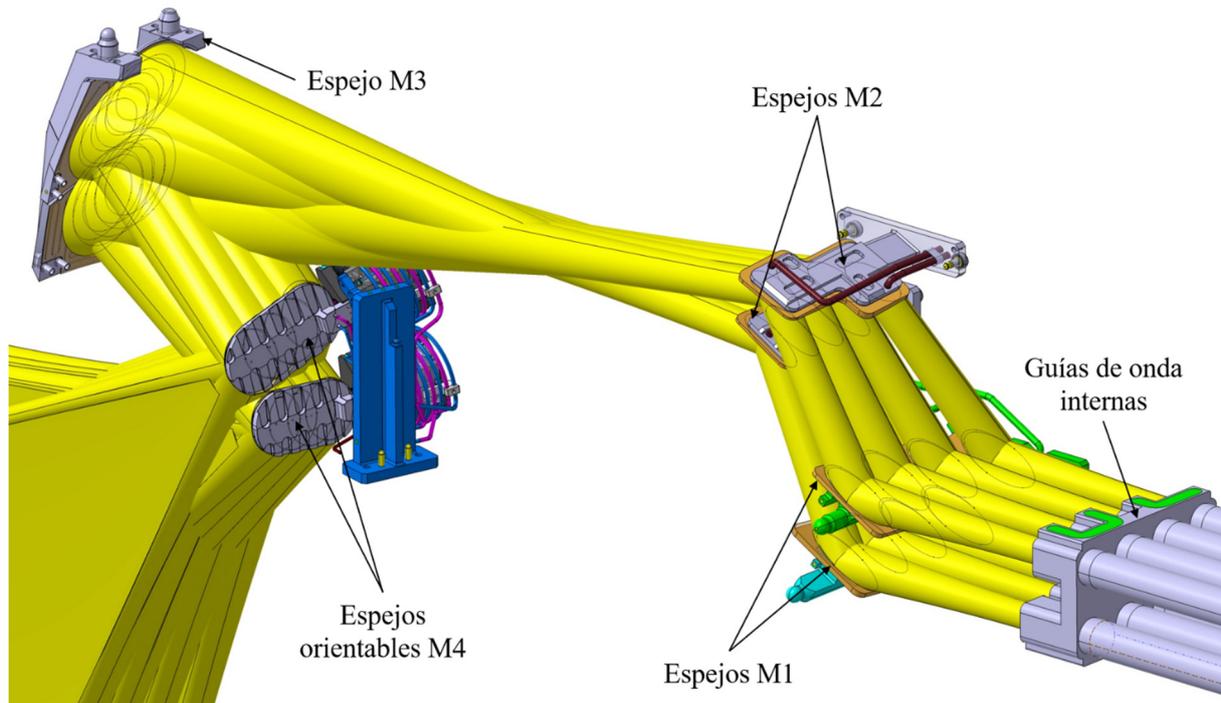


Figura 8. Representación gráfica de la reflexión de los haces mediante los espejos ópticos

### 1.3.2 Sistema de primer confinamiento

El sistema de primer confinamiento (Figura 9) está formado por un conjunto de guías de onda corrugadas internamente [25], fabricadas en una aleación de cobre, cromo y zirconio (CuCrZr) y con diámetro nominal interior de 50 mm, los cuales definen 8 líneas capaces de transmitir hasta 1.5 megavatios de potencia a 170 megahercios (las líneas están diseñadas para ser compatibles con la posible actualización de los ciclotrones hasta una potencia de 1.5 megavatios). Este sistema está delimitado por la placa de cierre [16] en la zona trasera del armazón de la antena y una ventana de diamante [26] en la zona situada más allá de la primera pared de blindaje. El disco de diamante policristalino, el cual está envuelto con una estructura metálica que lo protege, permite el paso de las ondas electromagnéticas (produciendo bajas pérdidas) a la vez que establece una barrera de confinamiento al primer vacío de la máquina, delimitando los productos radiactivos existentes en esta. Una válvula de aislamiento [27] se añade aguas abajo de la ventana de diamante para establecer un doble confinamiento. Tanto las ventanas de diamante como las válvulas de aislamiento cumplen una función de seguridad clave y por tanto se encuentran alejadas de la cámara de vacío y embutidas en una estructura anclada al techo [28] que las protege de las cargas y los desplazamientos generados en la cámara de vacío durante la operación normal de la instalación o durante eventos accidentales (esa estructura no está representada en la Figura 9).

Cada línea del sistema consiste en un conjunto de guías de onda rectas con longitud máxima de hasta aproximadamente 2 metros y unidas mediante uniones embridadas [29], las cuales forman una configuración en zigzag a través de codos angulares independientes [30] en la parte superior y codos angulares monobloque en la parte inferior. La disposición del sistema pasa de una configuración de una fila de ocho guías de onda a una configuración de dos filas de cuatro guías de onda en la zona de los codos angulares monobloques [31]. En ausencia de fuelles que cumplan los requisitos del sistema, la adaptación de los desplazamientos impuestos debido a la

expansión térmica de la cámara de vacío es absorbida a través de esta configuración en zigzag produciendo flexiones asumibles de los diferentes tramos rectos.

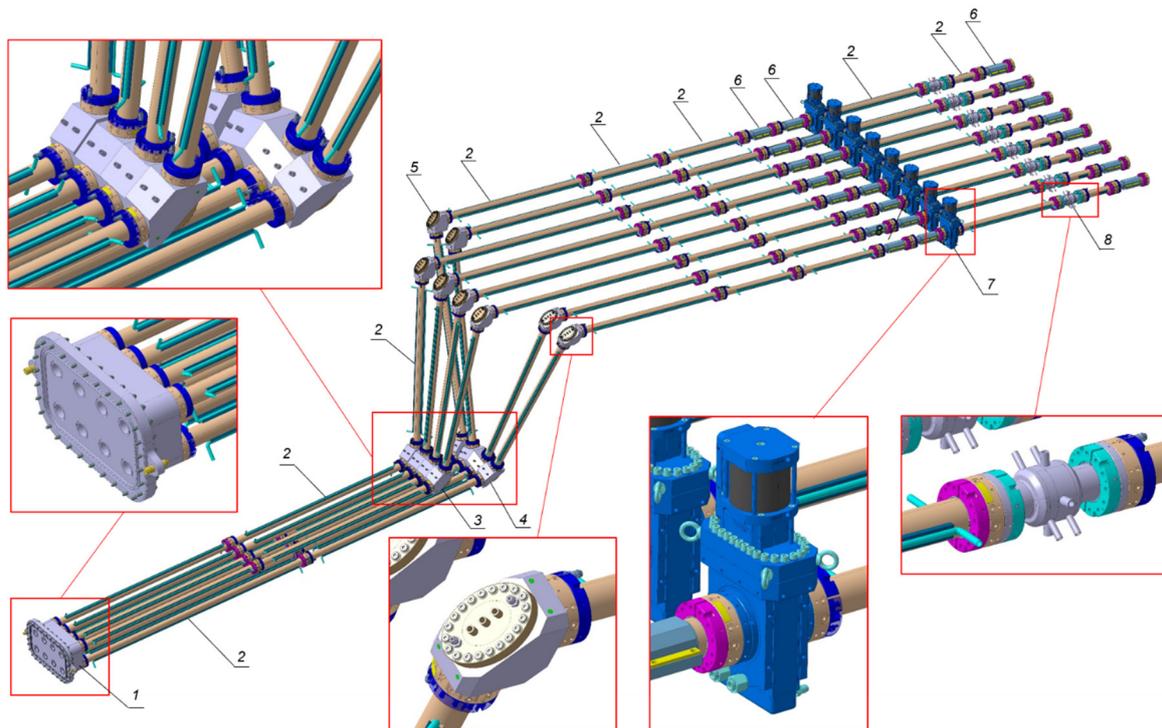


Figura 9. Sistema de primer confinamiento. 1. Placa de cierre, 2. Guías de onda estándar, 3. Codo angular monobloque superior, 4. Codo angular monobloque inferior, 5. Codos angulares, 6. Guías de onda fijas, 7. Válvulas de aislamiento, 8. Ventanas de diamante

## 1.4 Estado del arte de los componentes de estudio

Esta tesis se focaliza en los componentes asociados a los espejos reflectantes de la antena superior del ECH de ITER. Concretamente, en los sistemas de espejos orientables M4 (situados en la zona interna de la cámara de vacío, Figura 7) y en los codos angulares monobloque (situados en el sistema de primer confinamiento, Figura 9). Ambos sistemas tienen la función de reflejar el haz de potencia permitiendo la progresión de este a través de un entorno determinado: un sistema de espejos cuasi-ópticos en vacío para el caso de los espejos orientables M4 o un sistema de guía de onda para el caso de los codos angulares monobloque (también bajo estado de vacío). Durante el proceso de reflexión, parte de la potencia incidente se deposita en la superficie reflectante transformándose en calor a través del efecto Joule (perdidas óhmicas). Esto hace que estos componentes estén sometidos a valores de densidad de potencia muy elevados, lo cual implica la implementación de sistemas de refrigeración de alta eficiencia que sean capaces de disipar esa potencia de un modo estacionario; de modo que se garantice la integridad mecánica de los componentes, así como la correcta funcionalidad de estos.

### 1.4.1 Espejos orientables M4

Los espejos orientables M4 (Figura 10) son el último conjunto de espejos del sistema cuasi-óptico de la antena superior del ECH de ITER, cuyo principal objetivo es reflejar la potencia proveniente del espejo M3 y dirigirla a localizaciones específicas del plasma [32]. Esto se

consigue mediante un sistema accionador basado en cuatro fuelles comprimidos mediante helio a presión contrarrestados por seis muelles mecanizados con forma helicoidal y precargados (Figura 11). Uno de los lados de estos fuelles y muelles está soldado al estator (componente fijo) mientras que el otro lado está soldado al rotor (componente orientable). A través de este mecanismo, el espejo reflectante, el cual está conectado al rotor mediante una unión atornillada, puede rotar alrededor de dos ejes flexibles. Además, el sistema cuenta con dos tuberías de refrigeración con forma helicoidal necesarias para refrigerar el sistema.

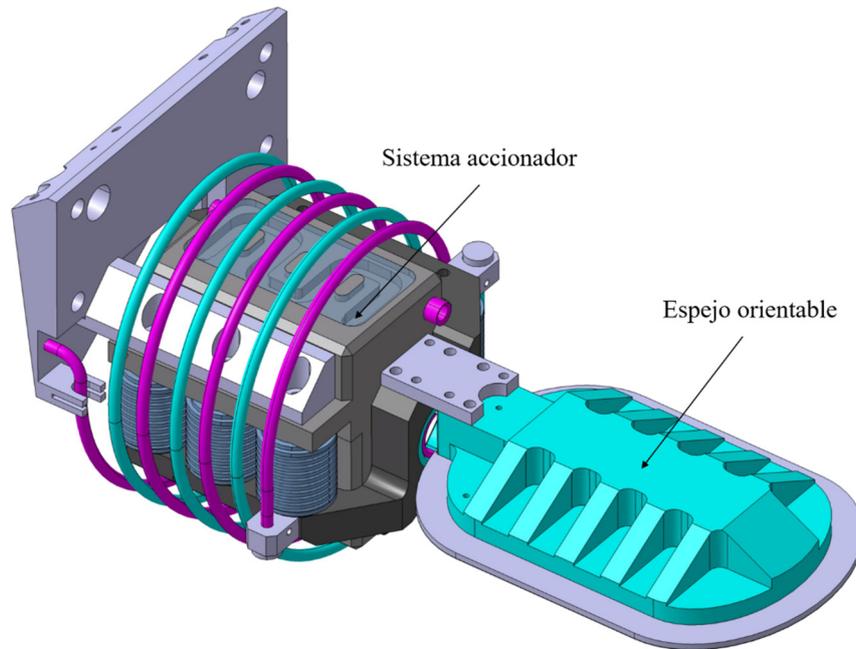


Figura 10. Conjunto de sistema accionador y espejo orientable M4

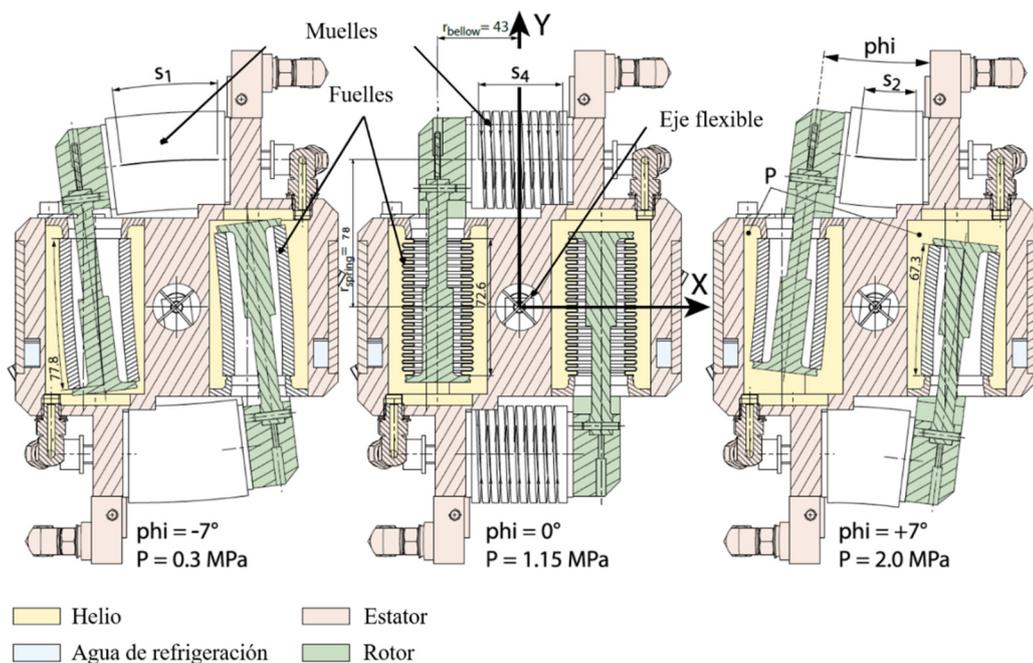


Figura 11. Rotación del sistema accionador de los espejos orientables M4[21]

Los espejos orientables M4 [20] consisten en términos generales en una lámina reflectante hecha de una aleación de CuCrZr unida a una estructura de acero inoxidable 316L(N) grado ITER mediante la técnica de unión mediante difusión (Figura 12). La lámina de CuCrZr tiene el objetivo de reducir las pérdidas óhmicas durante la reflexión debido a la baja resistividad eléctrica de este material. La estructura de acero aporta la rigidez necesaria para soportar las cargas. En este diseño los espejos asistidos M4 disponen de canales internos por los que circula agua refrigerante, sin embargo, se encuentran embebidos en la estructura de acero, no permitiendo el contacto directo entre con la lámina reflectante, lo que limita la transferencia de energía.

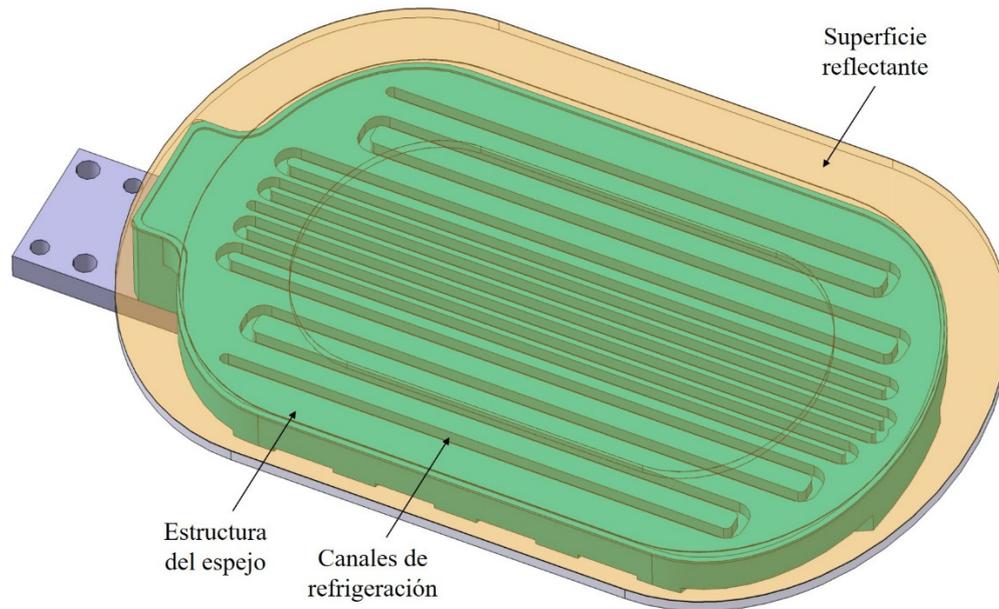


Figura 12. Espejo orientable M4

El sistema accionador de los sistemas orientables M4 [21] consiste en un mecanismo sin fricción basado en la deformación elástica de componentes estructurales evitando de este modo las complejidades tribológicas asociadas a los componentes internos a la cámara (entorno bajo condiciones de vacío, Figura 13). Los sistemas basados en rodamientos fueron rechazados ya que involucraban el riesgo de que se produjera el gripado de las superficies deslizantes o el efecto slip-stick. Por ello, este tipo de mecanismos fue reemplazado por un sistema de ejes flexibles con accionamiento neumático en el que la rotación del espejo se produce debido a la presión transmitida a un conjunto de fuelles, la cual se compensa mediante las reacciones producidas por una serie de muelles. Este sistema también cuenta con dos tubos de refrigeración con forma helicoidal conectados al rotor, los cuales son capaces de absorber los desplazamientos de este durante el movimiento de giro.

Este sistema está diseñado de modo que los espejos sean capaces de abarcar un ángulo de giro de  $\pm 7^\circ$  (topes mecánicos impiden que el sistema alcance ángulos indeseados en caso de accidente). Para alcanzar la precisión adecuada en el ángulo de giro, se requiere que los fuelles trabajen con valores de presión relativamente altos (0.3 MPa para  $-7^\circ$  y 2 MPa para  $+7^\circ$ ). Por, tanto, para evitar que se produzca el colapso de los fuelles durante la operación, estos se han fabricado mediante un sistema multilaminar con láminas hidroconformadas en una aleación de níquel (Inconel 718). Por otro lado, los ejes flexibles están contruidos mediante placas planas

elásticas, posicionadas simétricamente a  $90^\circ$  y encapsuladas en una carcasa cilíndrica (Figura 14). Estos elementos, así como el resto de los componentes del sistema accionador, deben de ser capaces de soportar los repetidos ciclos de carga (fatiga) de modo que se garantice el correcto funcionamiento de los espejos orientables M4 durante los 20 años de operación de la instalación ITER.

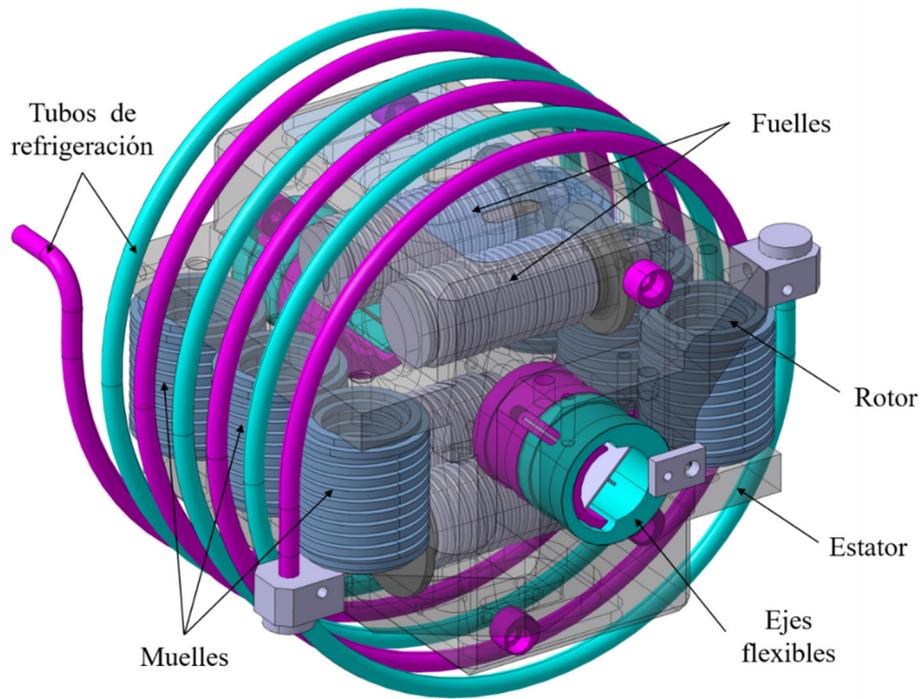


Figura 13. Sistema accionador

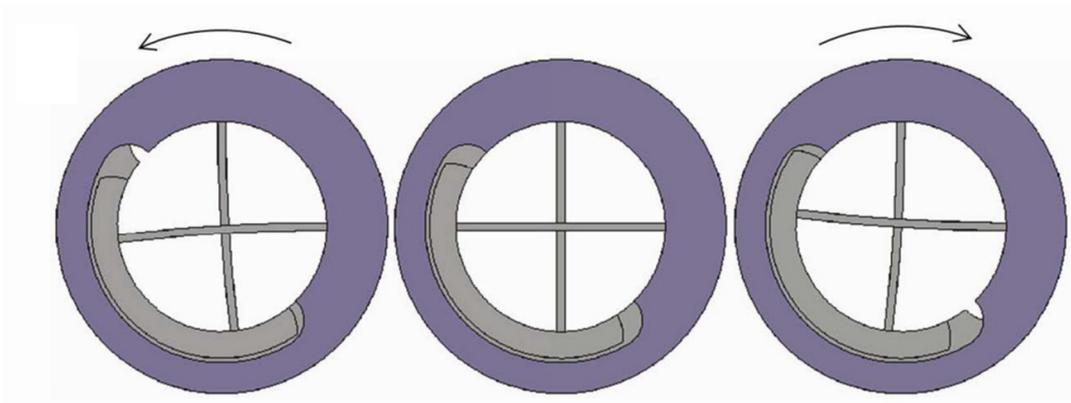
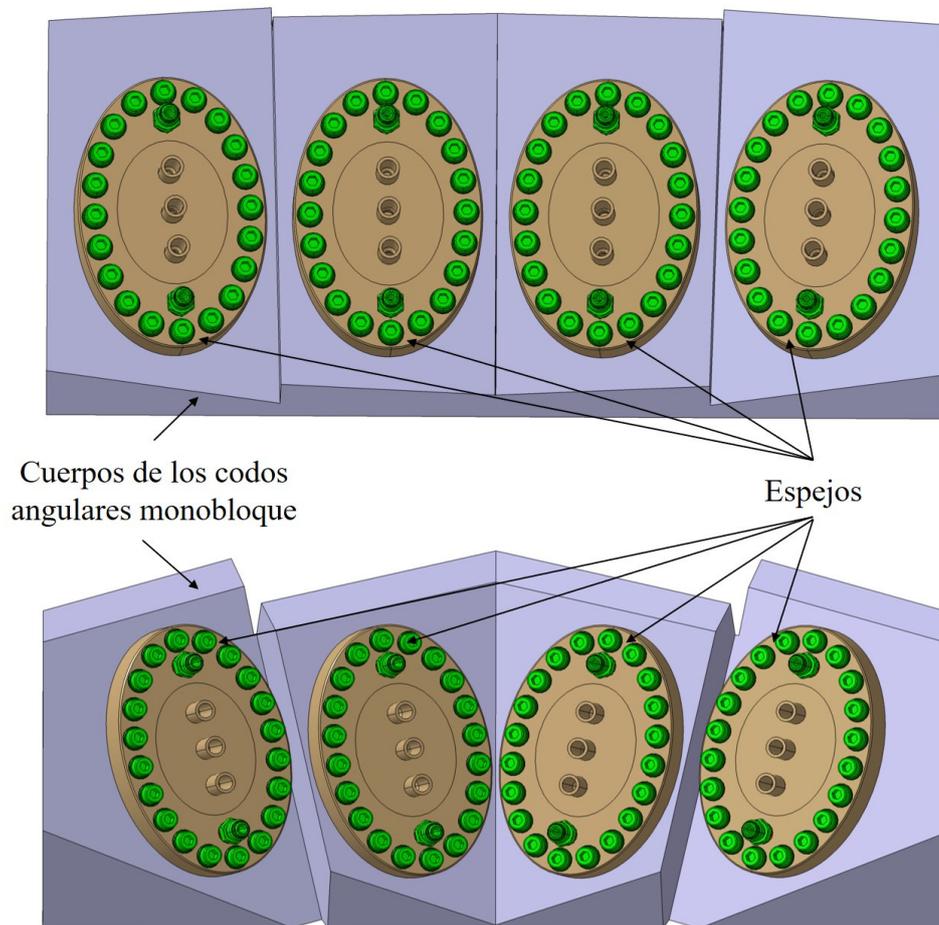


Figura 14. Ejes flexibles [21]

#### 1.4.2 Codos angulares monobloque

Los codos angulares [33] son los elementos a través de los cuales se puede establecer la conexión de dos tramos de guía de onda de modo que estos formen un ángulo distinto de cero. Para ello, estos constan del cuerpo del codo angular, el cual consiste en un bloque con dos pasamuros corrugados (al igual que las guías de onda) formando un ángulo determinado, y de un espejo encargado de reflejar el haz incidente y conectado al cuerpo del codo angular por medio de una unión atornillada. Debido a las limitaciones de espacio en la zona inferior del

sistema de primer confinamiento (Figura 9), los ocho codos angulares se han agrupado en dos monobloques (codo angular monobloque superior y codo angular monobloque inferior, Figura 15).



*Figura 15. Codos angulares monobloque. Codo angular monobloque superior (arriba), codo angular monobloque inferior (abajo)*

Debido a la alta densidad de potencia existente en los espejos de los codos reflectantes (la mayor de toda la antena superior del sistema ECH, [34]), el sistema de refrigeración de este tiene que ser especialmente eficiente de modo que sea capaz de disipar esa potencia en régimen continuo [35]. Para alcanzar este objetivo, el sistema de refrigeración (Figura 16) consta de una única entrada, la cual proyecta un chorro de agua centrado con la zona teórica de máxima deposición de potencia (centro del espejo). Posteriormente, el flujo se distribuye gracias a un dissipador de calor, el cual también favorece la eliminación de la potencia, y finalmente se dirige a las dos salidas situadas en los extremos.

Ya que el sistema de primer confinamiento supone una extensión del primer vacío de la máquina, los codos angulares monobloque (al igual que el resto de componentes del sistema de primer confinamiento) tienen que cumplir los requisitos más estrictos de ITER en lo que respecta a seguridad y vacío [36]. Las uniones atornilladas que conectan tanto los espejos como las dos guías de onda a los cuerpos de los codos angulares tienen que incluir dos juntas metálicas con dos puertos de detección de fugas los cuales monitorean el espacio entre las juntas en tiempo real. Los altos valores de fuerza necesarios para comprimir estas juntas se aportan por

medio de 20 y 12 tornillos de calibre M8 en los casos de la unión entre el espejo y el cuerpo del codo angular monobloque y de la unión entre cada una de las guías de onda y el cuerpo del codo angular monobloque, respectivamente. Para aplicar de un modo fiable estos valores de pretensado, se han incluido insertos roscados en el cuerpo del codo angular monobloque de un material más resistente que el material base, con el objetivo de reforzar la unión atornillada.

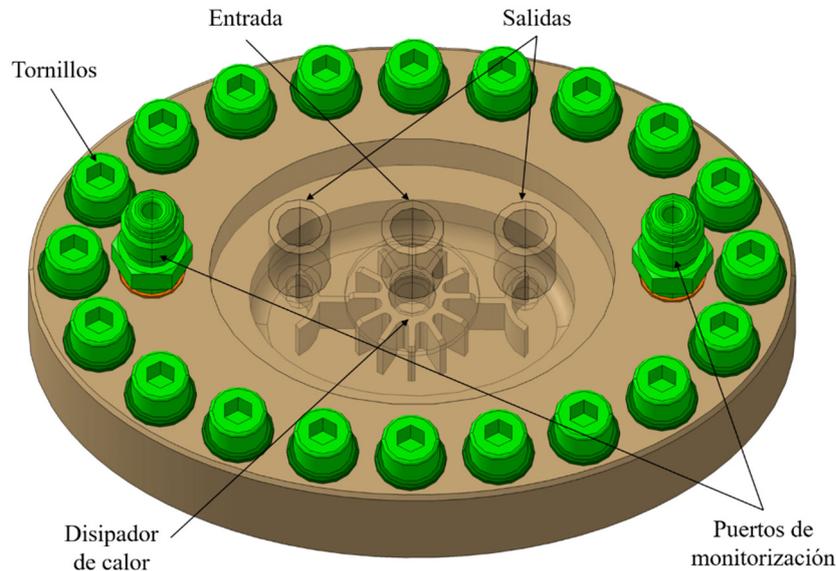


Figura 16. Espejos de los codos angulares monobloque

## 1.5 Motivación del trabajo y objetivos

Durante el año 2017, la disposición de la reflexión de los haces en los espejos cuasi-ópticos internos a la cámara de vacío se vio modificada con el objetivo de optimizar la transferencia de potencia en la antena superior [37]. Este cambio tuvo un impacto en los espejos asistidos M4, para los cuales los puntos de reflexión de los haces dejaron de estar alineados con los ejes de rotación de los sistemas accionadores (Figura 17). Este efecto fue incluso más notorio para el espejo superior, en el cual parte de los contornos de los haces caían fuera de la superficie reflectante. Esta premisa obliga a un completo rediseño de los espejos asistidos M4, los cuales ya no pueden tener la misma configuración, y cuya superficie reflectante se tiene que adaptar ahora a los nuevos contornos de los haces.

Por otro lado, a lo largo del año 2019, el sistema de primer confinamiento se adaptó para garantizar el espacio necesario que permita la existencia de pasillos de acceso (según la regulación francesa, se requiere un pasillo con dimensiones mayores de 900 mm). Para ello, los codos angulares correspondientes a las líneas 1, 2, 3 y 4 se movieron hacia delante (dirección a la cámara de vacío), mientras que los codos angulares correspondientes a las líneas 5, 6, 7 y 8 se movieron hacia atrás (dirección contraria a la cámara de vacío), lo que resultó en una modificación de los ángulos que forman las guías de onda que se conectan a los monobloques (Figura 18). Esta nueva configuración necesita el remodelado de ambos codos angulares monobloque (superior e inferior) con el objetivo de permitir la adaptación a estos nuevos ángulos.

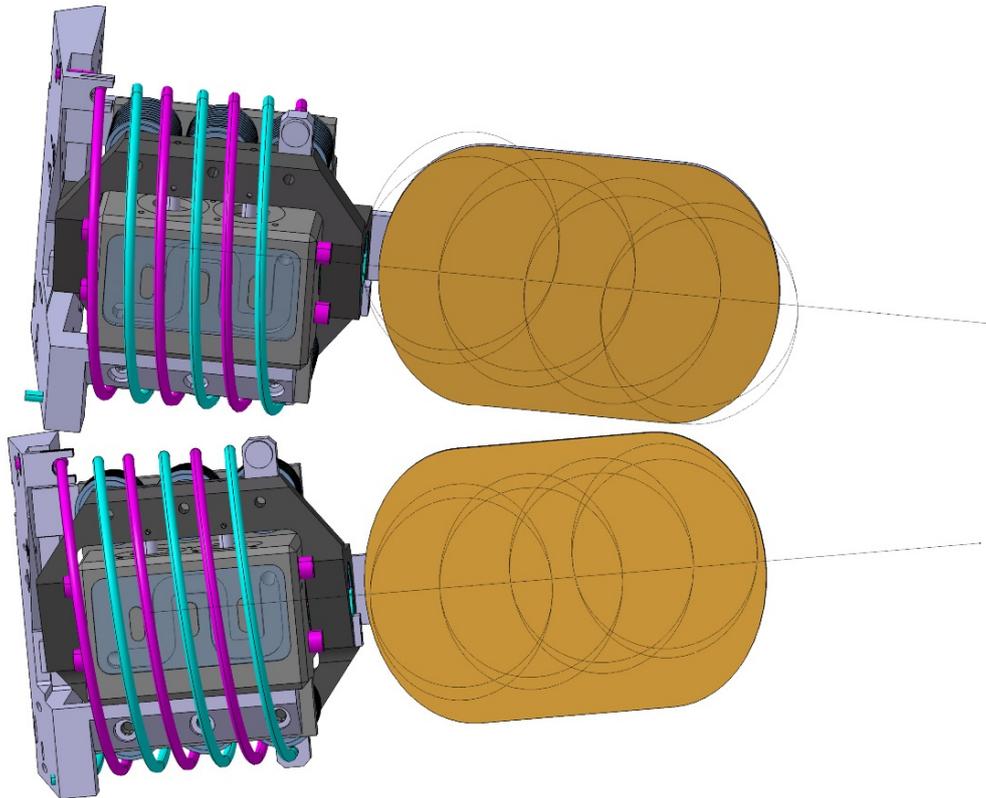


Figura 17. Representación de los contornos de los actuales haces en los espejos asistidos M4. Espejo superior (arriba), espejo inferior (abajo)

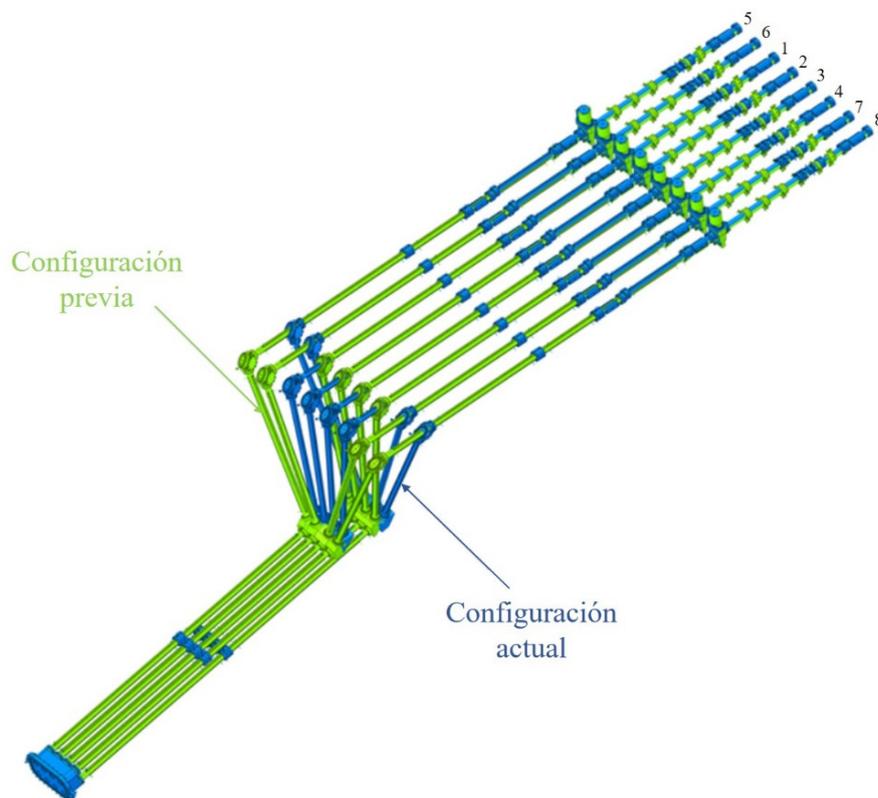


Figura 18. Comparación entre la configuración actual y la configuración previa del sistema de primer confinamiento del sistema ECH [34]

El objetivo fundamental de esta tesis se centrará en la optimación del diseño de los espejos orientables M4 y de los codos angulares monobloque de modo que esto se traduzca en una mejora sustancial de la eficiencia en la transmisión de potencia de la antena superior del sistema ECH de ITER.

Para alcanzar este objetivo fundamental se han abordado una serie de objetivos específicos:

- Maximizar la potencia reflejada por los espejos orientables M4 a la vez que se optimiza el sistema de refrigeración con el objetivo de limitar las distorsiones térmicas producidas en la superficie reflectante durante la operación normal de la instalación.
- Limitar las fuerzas electromotrices inducidas en los espejos orientables M4 durante posibles eventos electromagnéticos accidentales, manteniendo los objetivos antes mencionados en cuanto a la eficiencia en la transmisión de potencia.
- Adaptar el sistema de refrigeración en los espejos de los codos angulares monobloque de modo que se corresponda de una manera más efectiva con las necesidades de la carga térmica a la que están sometidos.
- Incorporar sistemas de refrigeración al rotor de los espejos orientables M4 y a los cuerpos de los codos angulares monobloque (los cuales carecían de refrigeración en conceptos anteriores) con el objetivo de que se reduzcan las distorsiones térmicas producidas en estos.
- Corroborar que estos diseños son compatibles con las cargas existentes mediante la obtención de las tensiones generadas y su posterior validación mediante códigos de fabricación.



## 2 Metodología y estado actual del diseño

### 2.1 Metodología

A lo largo de la vida útil de ITER, los diferentes subsistemas de la antena superior del sistema ECH estarán sometidos a cargas o combinaciones de carga que pueden poner en peligro la integridad mecánica de dichos subsistemas [39]. Por tanto, estos componentes deben diseñarse, además de para satisfacer los criterios funcionales en lo que respecta a la optimización de la transmisión de potencia, para soportar dichos eventos con un margen adecuado, en base a los requisitos de seguridad de cada componente.

Aunque se contempla la posibilidad de fabricar algún prototipo para cubrir alguna necesidad específica del diseño, el proyecto se ha concebido de modo que los diferentes componentes sean validados mediante análisis numérico. La herramienta fundamental para llevar a cabo esta tarea será el programa comercial de análisis multifísico mediante elementos finitos ANSYS [40], aunque se pueden considerar otros programas para cubrir tareas específicas.

Partiendo de un modelo geométrico, se realizan diversos tipos de análisis en base a la física que involucra cada escenario: análisis termohidráulicos para calcular la viabilidad de la refrigeración y la distribución de temperatura en el componente o análisis electromagnéticos para evaluar las corrientes y fuerzas inducidas durante disrupciones u otros eventos electromagnéticos. Todos estos análisis se traducen en cargas, las cuales se usan como valores de entrada en análisis mecánicos con el objetivo de obtener las tensiones y deformaciones producidas por dichas cargas. La precisión de estos análisis se evalúa mediante estudios de sensibilidad, salvo en casos específicos, en los cuales los resultados son validados experimentalmente. Por último, los valores en tensiones se comparan con los valores límite establecidos en el código de fabricación ASME [41], [42] en base a las prescripciones establecidas en [43]. En caso de no cumplir con los criterios especificados (tanto funcionales como estructurales), los diferentes aspectos relativos al diseño del componente en cuestión, como geometría, materiales o configuración, se modificarían con el objetivo de cumplir dichos criterios.

### 2.2 Optimización del diseño

El estado actual del diseño, tanto de los espejos orientables M4, como de los codos angulares monobloque, es el resultado de un proceso iterativo de optimización, el cual ha abarcado varias fases de análisis y rediseño. Durante este proceso, se ha alcanzado un estado de diseño de los componentes de estudio, el cual permite maximizar la transferencia de potencia, a la vez que limita las cargas generadas en estos durante los diferentes escenarios garantizando, por tanto, su integridad mecánica.

#### 2.2.1 Espejos orientables M4

La disposición de los haces en los espejos orientables M4 (Figura 19) se organiza en dos filas de cuatro haces cada una, los cuales se reflejan mediante dos espejos independientes denominados LSM (Lower Steering Mirror, español Espejo Orientable Inferior) y USM (Upper Steering Mirror, español Espejo Orientable Superior). Esta tesis abarca el diseño y análisis de

los espejos orientables, rotor y tubos de refrigeración (elementos móviles), mientras que el resto de componentes del sistema accionador se desarrollan en estudios paralelos [44].

Ambos espejos orientables M4 presentaban una configuración idéntica en fases previas de diseño [20]. Sin embargo, una modificación reciente del sistema cuasi-óptico [37] ha hecho que los contornos de los haces en las superficies reflectantes estén más próximos entre sí. Esto no permite usar la misma geometría para ambos espejos, ya que provocaría el choque entre ellos durante el giro. En su lugar, las superficies reflectantes se han optimizado para los contornos de los haces considerando un factor S igual a 1.5 (ratio entre la extensión radial del espejo y el tamaño radial de haz gaussiano). Esta optimización permite la reflexión de la mayor parte de la potencia incidente (98.9 %, [45]) a la vez que se minimizan las dimensiones de los espejos y, por tanto, también se minimizan el peso propio y las fuerzas electromotrices inducidas (Figura 20).

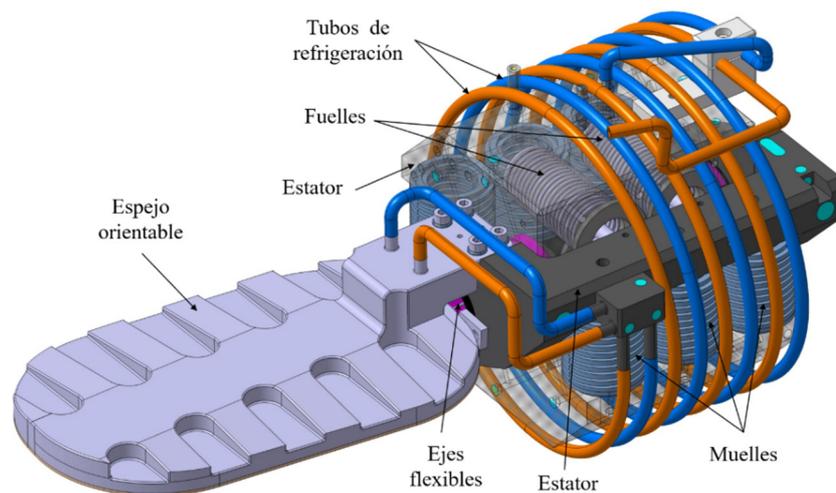


Figura 19. Estado actual del conjunto de sistema accionador y espejo orientable M4

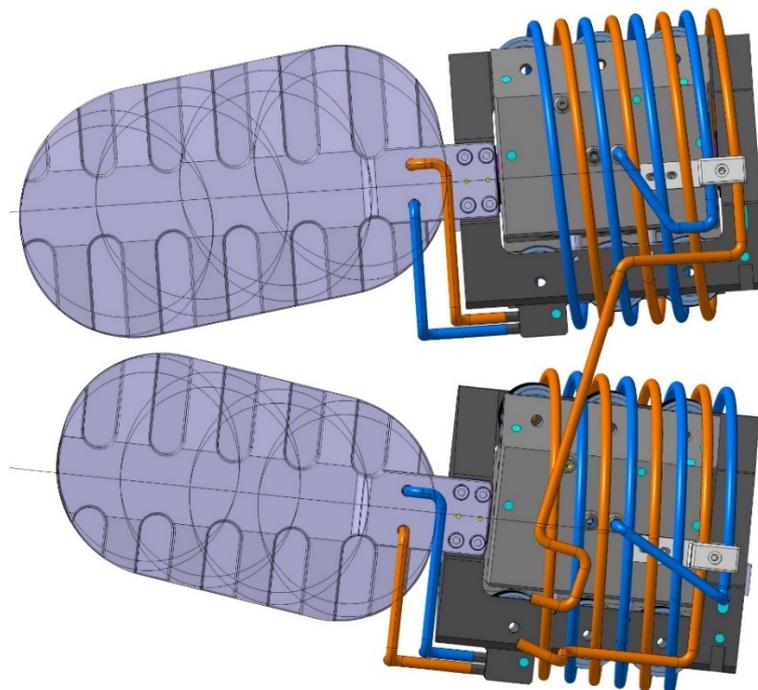


Figura 20. Optimización de la superficie reflectante en base a los contornos de los haces para el USM (arriba) y el LSM (abajo)

El diseño actual de los espejos orientables M4 (Figura 21) se basan en una lámina reflectante hecha en CuCrZr adherida a una base posterior de acero inoxidable 316L(N) grado ITER mediante la técnica de unión por difusión [46] (técnica compatible con el manual de vacío de ITER [47]). La superficie reflectante se restringe a un espesor 2 mm con el objetivo de limitar las fuerzas electromotrices inducidas durante las interrupciones del plasma u otros eventos electromagnéticos. Este espesor es suficiente para extender el flujo de calor producido por las pérdidas óhmicas durante la transmisión de potencia, así como para resistir la presión debida al agua refrigerante. La estructura posterior del espejo consiste en una placa de 8 mm de espesor con un rigidizador central alineado con el eje de rotación. También se han añadido rigidizadores perpendiculares a este último, cuyo espesor varía desde 20 mm (zona del rigidizador central) a 8 mm (extremo del espejo). El espejo se conecta con el rotor a través una estructura con forma de L situada en uno de los extremos, la cual permite la unión atornillada mediante cuatro tornillos de métrica 4 y dos clavijas de alineamiento de 4 mm de diámetro.

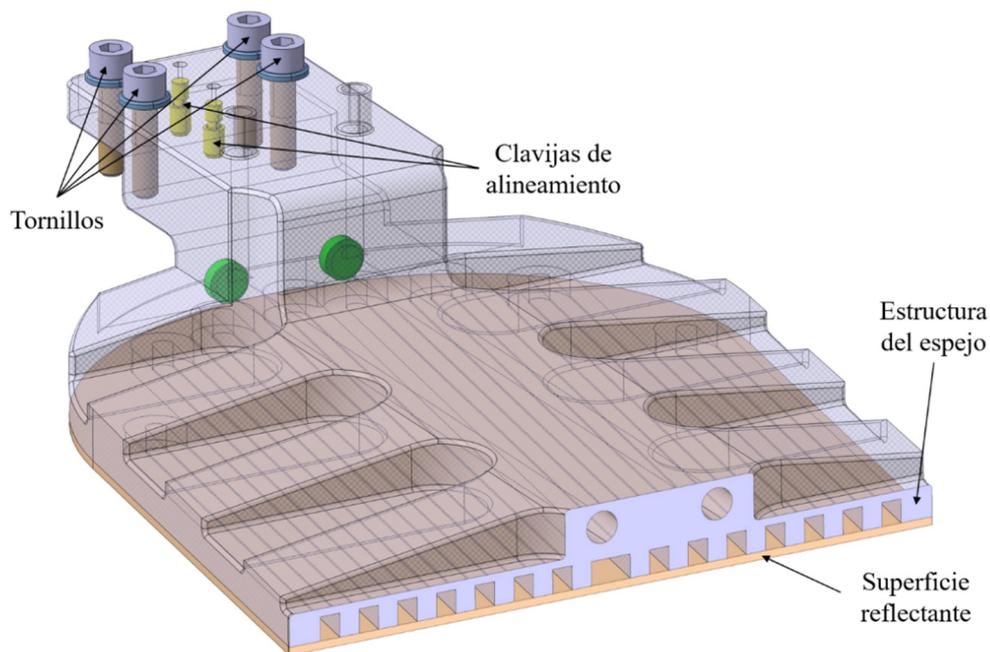


Figura 21. Sección transversal del espejo orientable M4

Los canales de refrigeración están mecanizados en la estructura de acero inoxidable 316L(N) grado ITER siguiendo el mismo principio para ambos espejos (Figura 22). Ya que en el caso de los espejos orientables M4 los haces se encuentran superpuestos, estos circuitos se basan en canales longitudinales que abarcan todo el espejo (en lugar de circuitos independientes para cada haz como en el caso del espejo M1 [17]). El canal central, con 10 mm de anchura y 6 mm de altura, recibe el agua desde la entrada haciéndola pasar cerca del centro de los haces. Entonces el agua se separa en dos circuitos independientes con 5 mm de anchura y 6 mm de altura, los cuales convergen en una salida. Este enfoque permite, además de obtener una distribución de temperatura lo más uniforme posible en los espejos, reducir la pérdida de presión del agua refrigerante de modo que se cumpla con el requisito de máxima caída de presión en el sistema de refrigeración [39].

Además, antes de llegar (o después de abandonar) la superficie reflectante, el agua recorre el rigidizador central a través de dos canales de sección circular (Figura 21). Esto permite refrigerar esta zona, la cual, aunque está relativamente alejada de la superficie reflectante, puede

ser susceptible a aumentar localmente la temperatura debido al calentamiento nuclear producido durante la operación de la máquina. Estos canales están conectados al rotor a través de tubos soldados. Los agujeros remanentes de la operación de taladrado están cubiertos con tapones soldados mediante una configuración de tres pasos basada en la descrita en [48], la cual permite la penetración total del cordón de soldadura (elementos en verde en la Figura 21).

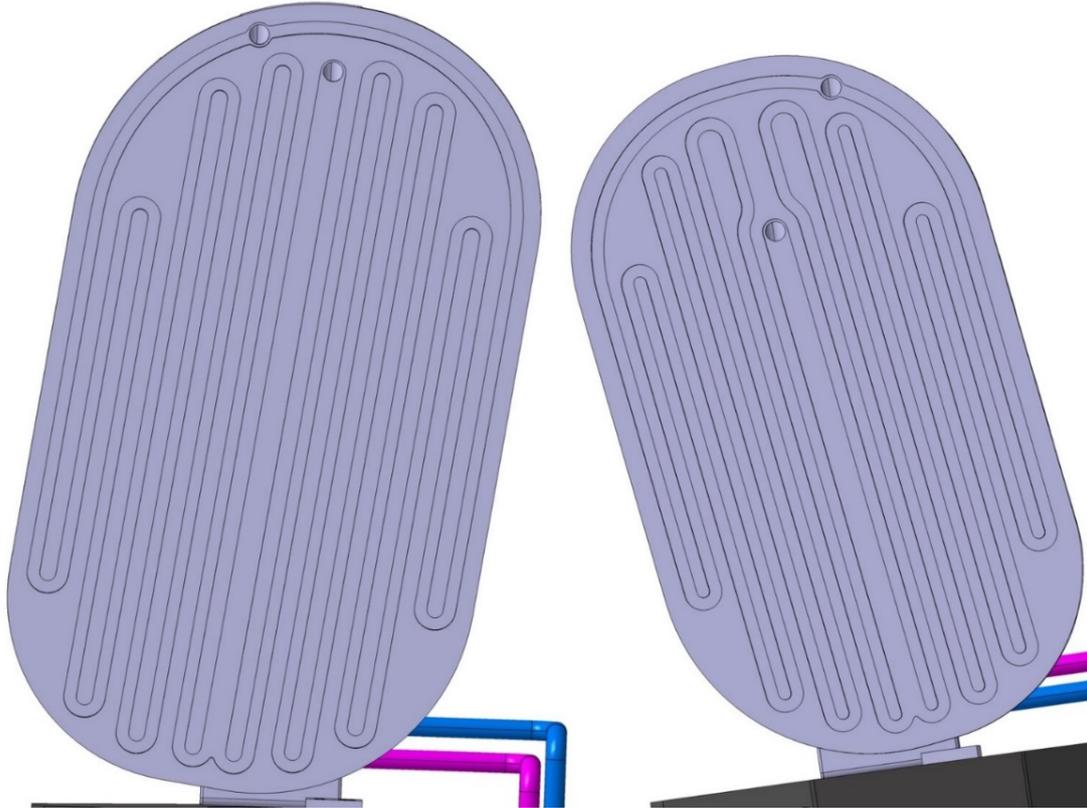


Figura 22. Circuitos de refrigeración para el USM (izquierda) y LSM (derecha)

Diseñar un sistema actuador lo suficientemente rígido es fundamental para alcanzar la precisión adecuada en el ajuste del ángulo de reflexión, así como el correcto alineamiento con el sistema cuasi-óptico. Esto se consigue trabajando con valores de presión relativamente altos, requiriendo valores de  $3 \cdot 10^5$  Pa y  $20 \cdot 10^5$  Pa (los cuales se corresponden con momentos de flexión de 41.3 Nm y 275.3 Nm) para ángulos de rotación de los espejos asistidos M4 de  $-7^\circ$  y  $+7^\circ$ , respectivamente [32].

Estos valores de fuerza y momento desarrollados en el sistema actuador requieren el uso de materiales de alta resistencia. Sin embargo, el uso de Inconel 718 está restringido para componentes dentro de la cámara de vacío por su alto contenido en Cobalto (hasta un 1%) y las dificultades para controlar el contenido de este durante la producción industrial, ya que esto puede causar problemas de activación. Por ello, el acero 660 es usado para componentes que requieren alta resistencia como el rotor del sistema accionador, con control adicional del contenido de cobalto, idealmente un 0.03% siguiendo las recomendaciones ALARA [49].

Los diseños previos del rotor del sistema accionador no presentaban canales de refrigeración. Sin embargo, los valores actuales de calentamiento nuclear [50] y flujo de calor del plasma [51] requieren la consideración de refrigeración activa. Por esta razón, las dimensiones del rotor se han modificado para facilitar la introducción de canales de refrigeración (Figura 23). Los chaflanes de las esquinas se han eliminado y se ha añadido material para hacer una transición

más suave desde la zona de los ejes flexibles a los brazos del rotor. Los canales de refrigeración con diámetro de 6 mm (Figura 24) están mecanizados mediante una operación de taladrado y cerrados con tapones siguiendo la misma estrategia que la desarrollada en [48]. Esta nueva configuración, además de permitir la inclusión de canales de refrigeración en el diseño, aporta una mayor rigidez a la estructura.

Por otro lado, con el objetivo de reducir la pérdida de presión global en el sistema, los canales de refrigeración se han diseñado en paralelo de modo que el flujo se divida entre el espejo orientable y el rotor. Esta bifurcación tiene lugar en una especie de colector situado en un brazo de rotor, al cual están soldados ambos tubos de refrigeración helicoidales (tanto el de flujo de entrada como el de flujo de salida). Los tubos que conectan el colector con los espejos orientables tan bien se encuentran soldados a este.

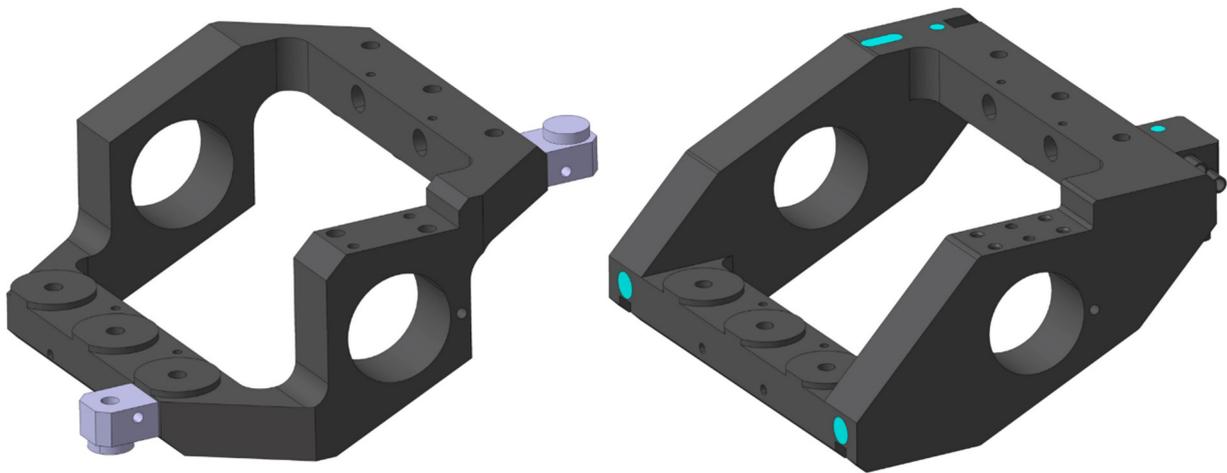


Figura 23. Rotor del sistema accionador. Diseño previo (izquierda), diseño actual (derecha)

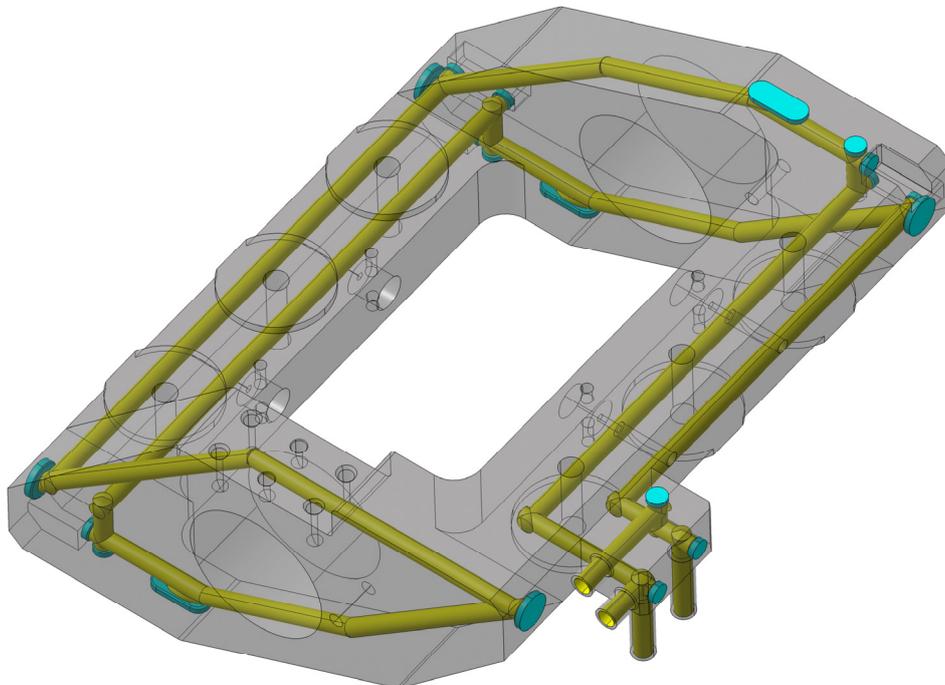


Figura 24. Canales de refrigeración en el rotor del sistema accionador

Los tubos de refrigeración helicoidales (Figura 25), los cuales están fabricados en acero inoxidable 316L(N) grado ITER, deben de tener una rigidez torsional lo más baja posible, ya

que estos tienen que deformarse elásticamente para acomodar el ángulo de giro. Sin embargo, la mayor contribución a la pérdida de carga global del sistema tiene lugar en estos elementos. Por ello, se ha incrementado el diámetro interior de los tubos helicoidales de 6 mm a 8 mm con el objetivo de reducir la pérdida de carga. Para compensar el aumento de rigidez asociado al aumento de diámetro, se ha maximizado el número de espiras en base al espacio disponible (cuatro espiras en lugar de tres para cada tubo de refrigeración).

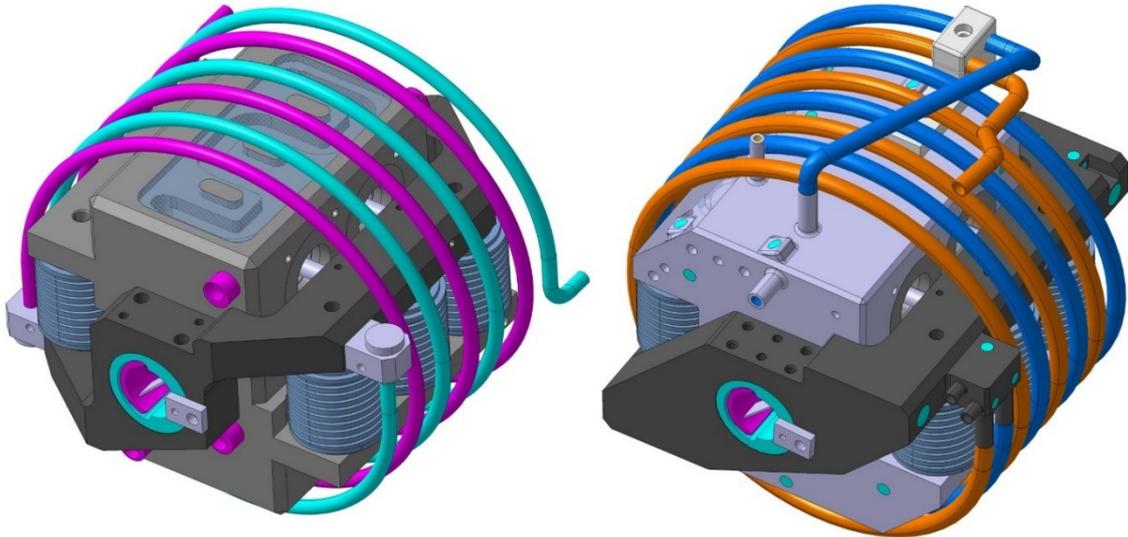


Figura 25. Tubos de refrigeración helicoidales. Diseño previo (izquierda), diseño actual (derecha)

### 2.2.2 Codos angulares monobloque

Los codos angulares monobloque (en inglés Mitre Bend Monoblock, MBMB) consisten en un cuerpo con pasamuros corrugados definiendo un ángulo específico para cada línea de transmisión (alrededor de  $100^\circ$ ) y cuatro espejos reflectantes conectados a este mediante uniones atornilladas (Figura 26). Tanto los cuerpos de los codos angulares monobloque como los espejos conectados a estos están fabricados en una aleación de Cobre-Cromo-Zirconio, con el objetivo de minimizar las pérdidas óhmicas, así como de mejorar la disipación de calor durante la transmisión de potencia.

El diseño previo del sistema de refrigeración de los espejos de los codos angulares monobloque consistía en un chorro de agua, el cual impactaba en el centro de la superficie reflectante (Figura 16). El problema intrínseco de este diseño radicaba en la recirculación del flujo generada en la zona de impacto, en la cual se presentaban valores de velocidad muy bajos. Esto producía una reducción de la eficiencia en la refrigeración y, por tanto, hacía aumentar localmente la temperatura tanto de la superficie reflectante como del agua de refrigeración (lo que podía conducir a condiciones de cavitación [35]). Por ello, el sistema de refrigeración actual consiste en un circuito con una entrada y una salida, basado en una espiral de sección cuadrada de  $5 \times 10$  mm. En este circuito, la entrada está desviada respecto a la zona central con el objetivo de conseguir un flujo completamente desarrollado en el centro del espejo (zona teórica de mayor densidad de potencia). Este circuito estará directamente mecanizado en el espejo y posteriormente cubierto con una placa superior mediante la técnica de unión por difusión, la cual es compatible con [47].

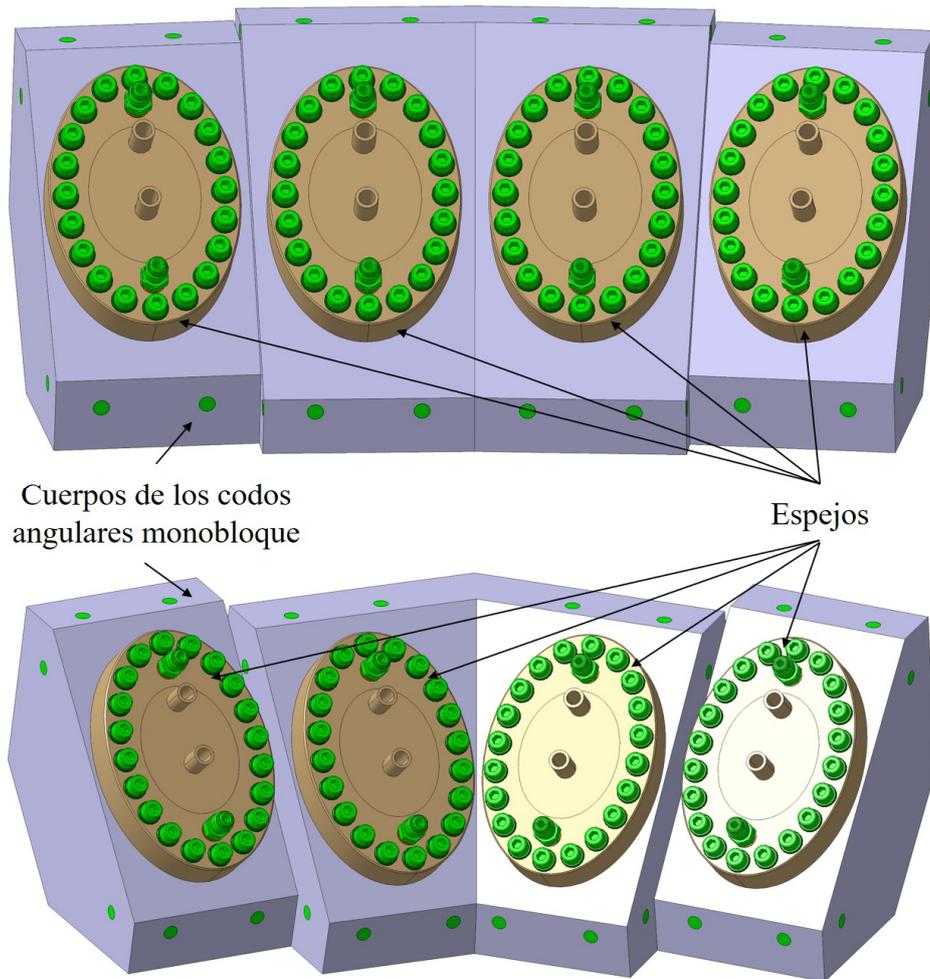


Figura 26. Estado actual de los codos angulares monobloque. Codo angular monobloque superior (arriba), codo angular monobloque inferior (abajo)

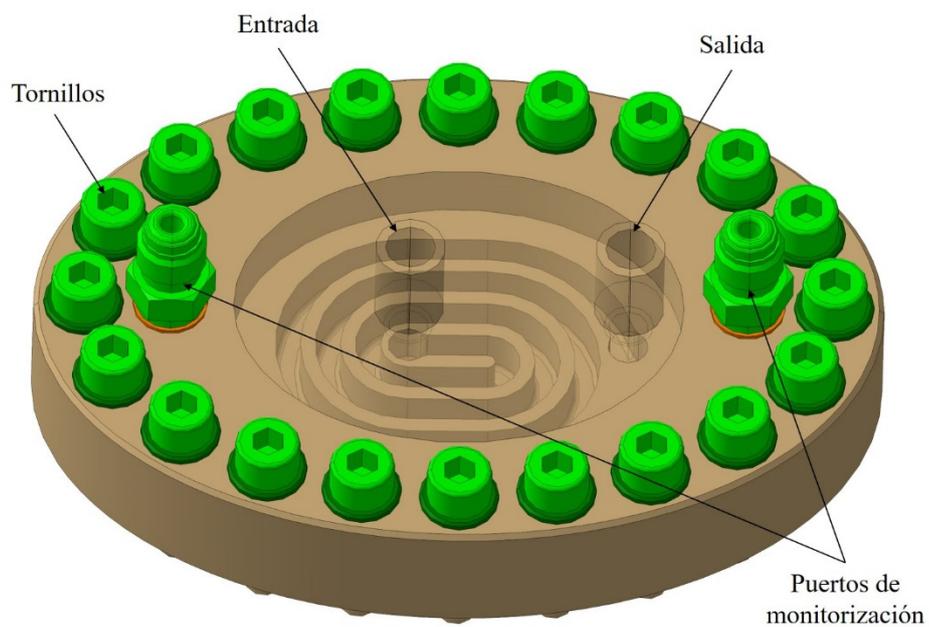


Figura 27. Diseño actual de los espejos de los codos angulares monobloque

Los diseños previos de los cuerpos de los codos angulares monobloque no consideraban refrigeración activa. Sin embargo, una evaluación más exhaustiva de las pérdidas óhmicas durante la transmisión de potencia determinó la necesidad de incorporar canales de refrigeración en estos componentes [34]. El circuito de refrigeración de los cuerpos de los codos angulares monobloque (Figura 28) consiste en canales de refrigeración de 8 mm de diámetro mecanizados mediante operaciones de taladrado. La distancia entre los ejes de los pasamuros y los ejes de los canales de refrigeración es de 32 mm, lo que define un espesor de pared mínimo de 3 mm y, por tanto, permite maximizar la disipación de calor a la vez que garantiza la integridad mecánica respecto a la carga de presión. Estos canales de refrigeración constan de cuatro entradas y cuatro salidas, ya que se tiene intención de conectar en series este componente con el resto de componentes de cada una de las líneas de transmisión.

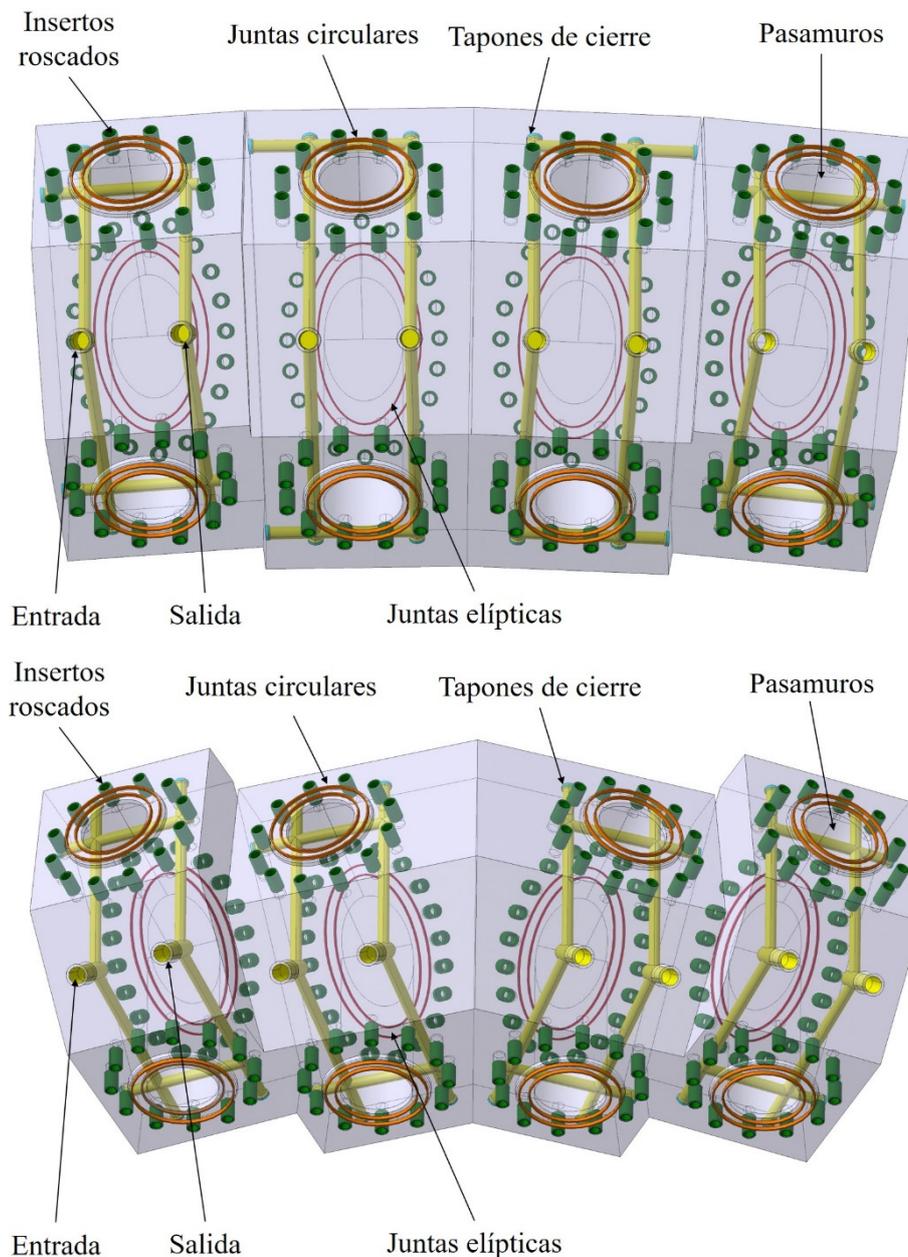


Figura 28. Diseño actual de los cuerpos de los codos angulares monobloque. Codo angular monobloque superior (arriba), codo angular monobloque inferior (abajo)

## 3 Resultados y discusión

Todos los componentes de la antena superior del sistema ECH deben de estar diseñados de modo que sean capaces de soportar las cargas asociadas a los diferentes eventos que tienen lugar durante la vida útil de ITER [39]. De entre todas las combinaciones de carga, la operación normal de transferencia de potencia (escenario en el que no se tienen en cuenta las cargas asociadas a eventos accidentales) destaca como el escenario más relevante, ya que la evaluación de este evento determinará si el diseño de los diferentes componentes cumple con los requisitos funcionales para los que se han concebido. Por ello, tanto los espejos orientables M4 como los codos angulares monobloque se han analizado frente a las cargas asociadas con la operación normal.

Por otro lado, el escenario denominado VDE III (Vertical Displacement Event Class III, en español Evento de Desplazamiento Vertical Clase III [52]) se ha identificado como uno de los eventos accidentales más exigentes para los espejos orientables M4. Este evento se inicia con la pérdida del control vertical del plasma, lo que hace que este derive verticalmente manteniendo inicialmente su corriente. Durante la deriva vertical se produce un colapso térmico seguido finalmente por un colapso de corriente. Debido a la proximidad de los espejos orientables M4 al plasma, este evento inducirá grandes fuerzas electromagnéticas a las cuales estos componentes tienen que hacer frente. La optimización del diseño está ligada a la reducción de la superficie reflectante, lo cual tiene un impacto directo en el funcionamiento de los espejos orientables M4 durante la operación normal y, por tanto, de ahí que se requiera un análisis exhaustivo de este evento. Respecto a los codos angulares monobloque, estos se encuentran mucho más alejados del plasma, por lo que la influencia de este evento en ellos es mucho más limitada.

### 3.1 Análisis numérico de los espejos orientables M4 durante operación normal

#### 3.1.1 Análisis fluidodinámicos

La distribución de flujo y la transferencia de calor que tiene lugar en ambos espejos orientables M4 se ha calculado a través de dos simulaciones fluidodinámicas estacionarias independientes realizadas en ANSYS Workbench 19.2 CFX [40]. El objetivo de estos análisis es estimar el flujo de refrigeración necesario para producir un incremento de temperatura aceptable en los componentes, a la vez que se obtiene una pérdida de carga admisible en los canales de refrigeración. La velocidad del fluido también se analizará para evaluar la velocidad de corrosión que experimentan las superficies en contacto con el agua refrigerante.

##### 3.1.1.1 Modelo numérico

Los modelos geométricos (Figura 29) usados para estos análisis abarcan los espejos orientables, rotores y tubos de refrigeración helicoidales. También se han incluido modelos simplificados de los ejes flexibles para obtener la distribución de temperatura en estos elementos, ya que esta se aplicará en los análisis termomecánicos. El agua de refrigeración se ha obtenido mediante una operación booleana a partir de los componentes descritos anteriormente.

El dominio fluido se ha mallado con una serie de 10 elementos prismáticos en la zona en contacto con el sólido con el objetivo de simular adecuadamente la capa límite viscosa (Figura

30). El tamaño del primer elemento tiene un espesor de  $10^{-6}$  m, lo que conduce a un valor de  $y^+$  menor que 1 cerca de la pared para todo el dominio. El número total de nodos es de 2243637 y 2140815 para el USM y LSM, respectivamente.

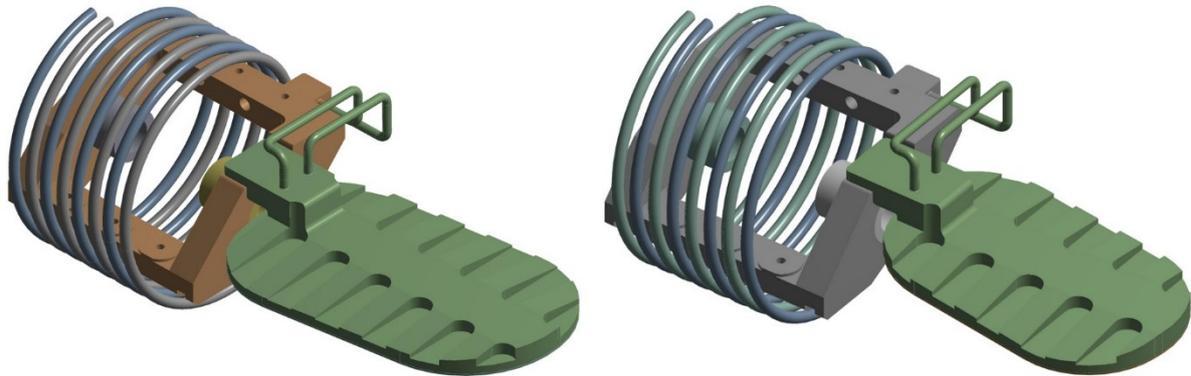


Figura 29. Modelos geométricos usados en los análisis fluidodinámicos del USM (izquierda) y LSM (derecha)

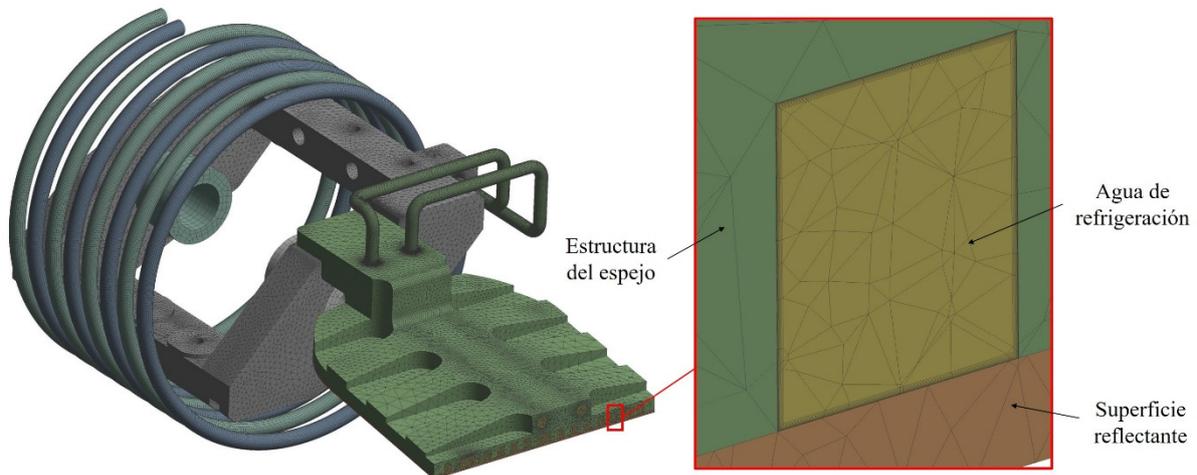


Figura 30. Detalle del mallado de los canales de refrigeración (espejos orientables M4)

Las propiedades de los materiales usados para estos análisis se han obtenido del manual de materiales de ITER. Las propiedades relativas al CuCrZr [53], acero 316L(N) grado ITER [54], acero 660 [55] y la aleación de titanio Ti-6Al-4V [56] se han aplicado como correlaciones dependientes de la temperatura a la superficie reflectante, estructura del espejo, rotor y ejes flexibles, respectivamente. Las propiedades del agua [57] se han considerado en base a valores de presión y temperatura de 4 MPa y 75°C (valores de entrada proporcionados por el sistema de refrigeración PHTS, sistema destinado a refrigerar los componentes dentro de la cámara de vacío [58]). El caudal másico impuesto a la entrada es de 0.25 kg/s, el cual se corresponde con tan solo el 3% del caudal total disponible para cada antena superior [58]. El modelo de turbulencia seleccionado es el SST (Shear Stress Transport, es español Transporte de esfuerzos cortantes [59]), ya que este modelo produce buenos resultados para casos de alta transferencia de calor entre el sólido y el fluido refrigerante.

Una parte de la potencia del haz se perderá en el espejo durante la reflexión. La pérdida de potencia fraccional se puede calcular para cada haz en base al ángulo específico de reflexión según la siguiente ecuación (para el caso de peor polarización):

$$f_{\Omega} = 4S \sqrt{\frac{\Pi \rho_e}{\lambda Z_0}} \left( \frac{1}{\cos \frac{\theta}{2}} \right) \quad 1)$$

Donde:

- $f_{\Omega}$  es la potencia fraccional
- $S$  es el factor de amplificación de la absorción que tiene en cuenta la rugosidad de la superficie u otras imperfecciones ( $S = 1.9$  para los espejos orientables M4 [60], componentes expuestos al plasma)
- $\rho_e$  es la resistividad eléctrica del CuCrZr [53] a 225°C (temperatura máxima de la superficie reflectante, ver capítulo 3.1.1.2)
- $\lambda$  es la longitud de onda para 170 GHz (0.00176 m)
- $Z_0$  es la impedancia del espacio libre  $\sqrt{\frac{\mu_0}{\epsilon_0}} = c \cdot \mu_0 \cong 120\Omega$
- $\theta$  es el ángulo de reflexión para cada haz (el ángulo de rotación elegido es el que produce una pérdida de potencia fraccional más alta)

La potencia absorbida relativa a cada haz se puede calcular como:

$$q_i''(x, y, \theta) = \frac{2P_0 \cdot f_{\Omega i} \cos \frac{\theta_i}{2}}{\Pi w_{mxi} w_{myi}} \cdot \exp \left( -2 \left( \frac{(x - x_i)^2}{w_{mxi}^2} \right) + \frac{(y - y_i)^2 \cos^2 \frac{\theta_i}{2}}{w_{myi}^2} \right) \quad 2)$$

Donde:

- $q_i''$  es la potencia absorbida por cada haz
- $i$  es el índice relativo a cada haz
- $P_0$  es la potencia de entrada (1.31 MW [39])
- $w_{mxi}, w_{myi}$  es el tamaño del contorno del haz según las direcciones x e y
- $x_i, y_i$  son las coordenadas locales respecto al centro de cada uno de los contornos de los haces

La densidad de potencia alcanza valores de 1.34 MW/m<sup>2</sup> and 1.65 MW/m<sup>2</sup> en los centros de haces para el USM y el LSM, respectivamente (Figura 31). La potencia absorbida total se corresponde con 25.3 kW (superficie reflectante de mayores dimensiones) y 23.4 kW para el USM y el LSM, respectivamente.

Los valores de calentamiento nuclear se calcularon para la antena superior mediante el código MCNP [61]. Los resultados de estos análisis [62] se han interpolado para obtener el calentamiento nuclear es los espejos orientables M4 [50]. Los valores más altos tienen lugar en la superficie reflectante, alcanzando valores de 0.82 MW/m<sup>3</sup> y 0.86 MW/m<sup>3</sup> en el USM y LSM, respectivamente (Figura 32). La potencia total absorbida por calentamiento nuclear es 0.71 KW y 0.67 kW para el USM y el LSM, respectivamente.

Los componentes expuestos al plasma están sometidos a altos flujos de calor producidos por la radiación del plasma y los fenómenos de intercambio de carga. Estos valores son bien conocidos para la primera pared, pero este no es el caso para componentes para los cuales la radiación está parcialmente bloqueada por otras geometrías. Por esta razón, se ha realizado un cálculo de factor de visibilidad siguiendo la metodología desarrollada en [63]. Los valores calculados de

este análisis se interpolaron para obtener el flujo de calor del plasma en los espejos orientables M4 [51]. Los mayores valores tienen lugar en el rotor, alcanzando valores de  $0.048 \text{ MW/m}^2$  y  $0.072 \text{ MW/m}^2$  en el USM y LSM, respectivamente (Figura 33). La potencia total absorbida debido al flujo de calor del plasma es  $1.01 \text{ kW}$  y  $1.06 \text{ kW}$  para el USM y el LSM, respectivamente.

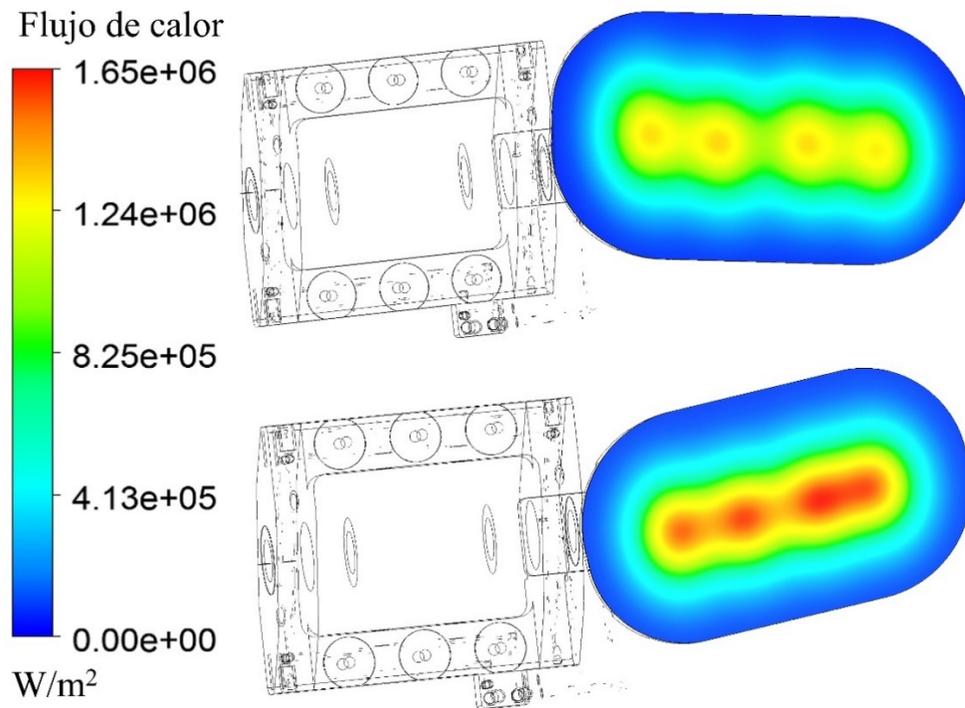


Figura 31. Pérdidas óhmicas en el USM (arriba) y en el LSM (abajo)

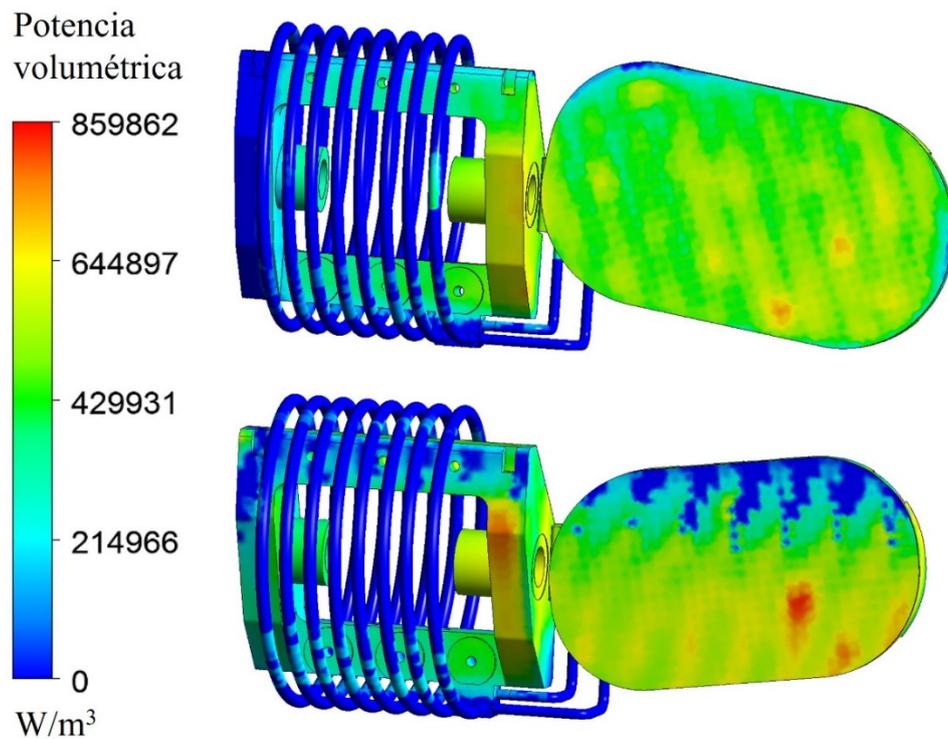


Figura 32. Calentamiento nuclear en el USM (arriba) y en el LSM (abajo)

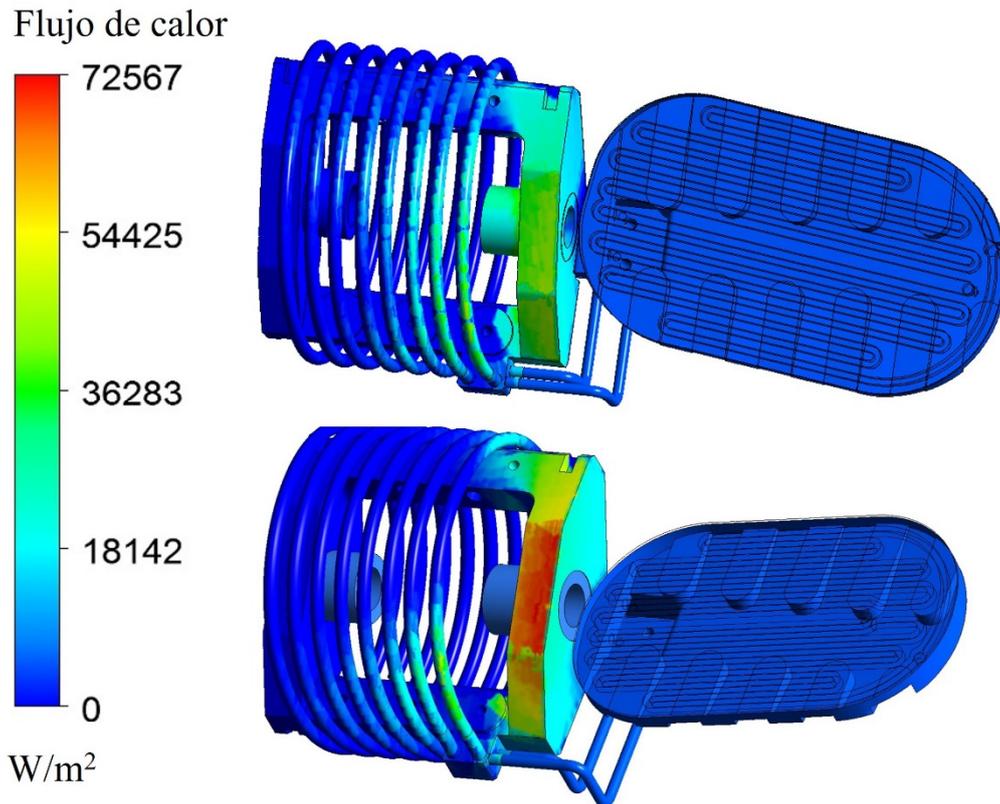


Figura 33. Flujo de calor del plasma en el USM (arriba) y en el LSM (abajo)

### 3.1.1.2 Resultados

Los valores de temperatura más altos tienen lugar en las superficies reflectantes, alcanzando valores máximos de 206°C y 225°C para el USM y LSM, respectivamente (Figura 34). La parte frontal del rotor presenta valores considerablemente más altos que la parte trasera. Esto se debe al hecho de que los valores de calentamiento nuclear y flujo de calor del plasma son mayores en esa zona debido a la exposición directa al plasma. La temperatura de salida del agua es de 100.8°C y 99.1°C para el USM y LSM, respectivamente, valores menores que la máxima temperatura del sistema de refrigeración PHTS (126°C [58]). Los valores de pérdida de presión a lo largo de todo el circuito son de 0.40 MPa y 0.43 MPa para el USM y LSM, respectivamente. Estos valores también son aceptables desde el punto de vista de la caída de presión total admisible del sistema de refrigeración PHTS (1.19 MPa [58]). Por tanto, tanto la temperatura de salida como la caída total de presión justifican la conexión en serie de los espejos orientables M4 con otros componentes internos a la cámara de vacío.

Durante la vida útil de ITER, los productos de activación en el agua de refrigeración podrían corroer las superficies de los componentes internos a la cámara de vacío en contacto con el fluido refrigerante. La velocidad de corrosión depende principalmente de la temperatura y velocidad del fluido. Para los componentes internos a la cámara de vacío, la diferencia en el ECP (Electrochemical Corrosion Potential, en español Potencial de Corrosión Electroquímica) entre condiciones de irradiación y no irradiación es suficientemente significativo como para cambiar las condiciones químicas del agua de oxidación a reducción [64]. En el caso del CuCrZr (material de la superficie reflectante, [64] concluye que la velocidad de corrosión para una velocidad del flujo de 7.5 m/s y una temperatura del refrigerante de 110°C es de 470 g/m<sup>2</sup>/año (60 μm/m<sup>2</sup>/año). Para los espejos orientables M4, la velocidad media en los canales es de 2.1

m/s, alcanzando valores máximos de 4 m/s en las entradas y salidas (Figura 35), por lo que se espera una velocidad de corrosión aún más baja a la anteriormente mencionada. Por otro lado, las velocidades medias en los tubos de refrigeración helicoidales y los canales del rotor son de 5 m/s y 4.4 m/s, respectivamente, alcanzado valores de hasta 17 m/s en la zona del colector. Aunque estas velocidades son relativamente altas, la velocidad de corrosión en acero se estima en  $0.6 \text{ g/m}^2/\text{año}$  [64], por lo que se pueden descartar los problemas de corrosión asociados a los componentes en acero.

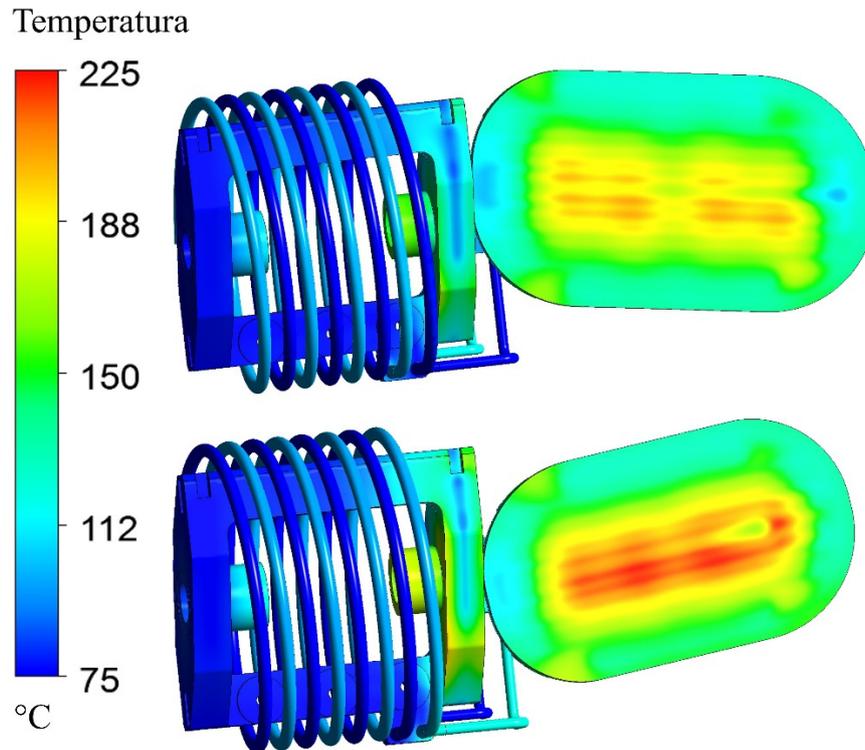


Figura 34. Distribución de temperatura en el USM (arriba) y en el LSM (abajo)

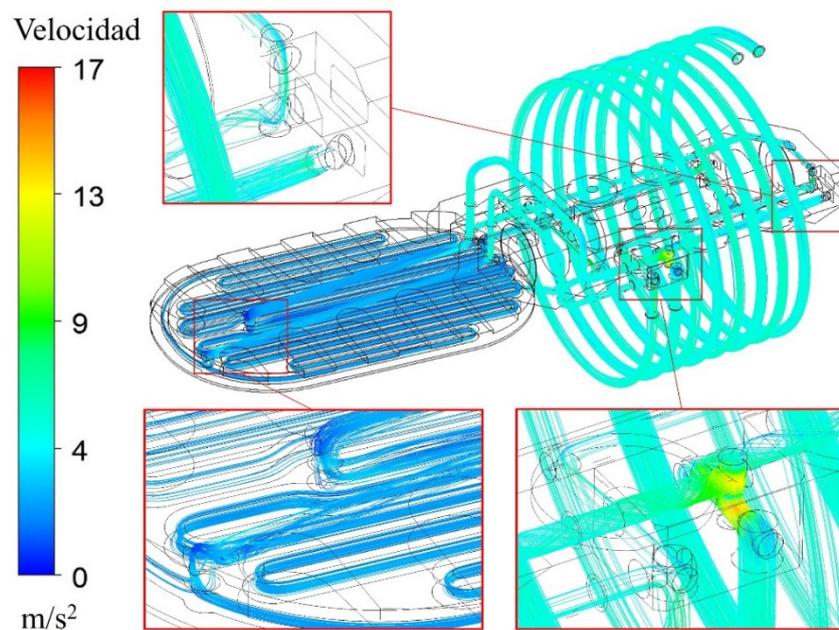


Figura 35. Distribución de velocidad en el fluido refrigerante en los espejos orientables M4

### 3.1.2 Análisis termomecánicos

Dos análisis termo-mecánicos estacionarios independientes se han realizado en ANSYS Workbench 19.2 Static Structural [40] con el objetivo de evaluar los espejos orientables M4 en términos de colapso plástico y ratcheting respecto a las cargas que tienen lugar durante la operación normal de transmisión de potencia.

#### 3.1.2.1 Modelo numérico

Las geometrías consideradas para los análisis del USM y del LSM abarcan la superficie reflectante, la estructura del espejo y el rotor (Figura 36). También se han incluido modelos simplificados de los ejes flexibles con el objetivo de definir adecuadamente las condiciones de contorno. Esta estrategia permite obtener resultados significativos en el rotor, los cuales se verían distorsionados por las propias condiciones de contorno si estas se aplicaran directamente en las superficies del rotor. Los tornillos y las arandelas que conforman la unión atornillada también se han incluido para simular el proceso de pretensado.

La superficie reflectante se ha mallado con un tamaño de elemento de 1.5 mm, mientras que un tamaño de 2.5 mm se ha considerado para el resto del dominio. El número total de nodos es de 1966168 y 1773977 para el USM y LSM, respectivamente. La topología de la superficie reflectante y la estructura del espejo, por un lado, y del rotor, los ejes flexibles y la tornillería, por el otro, se ha compartido para obtener un mallado conforme (continuidad en el mallado) de modo que se reduzca el número de contactos entre los diferentes elementos y, por tanto, se mejore la convergencia de la simulación.

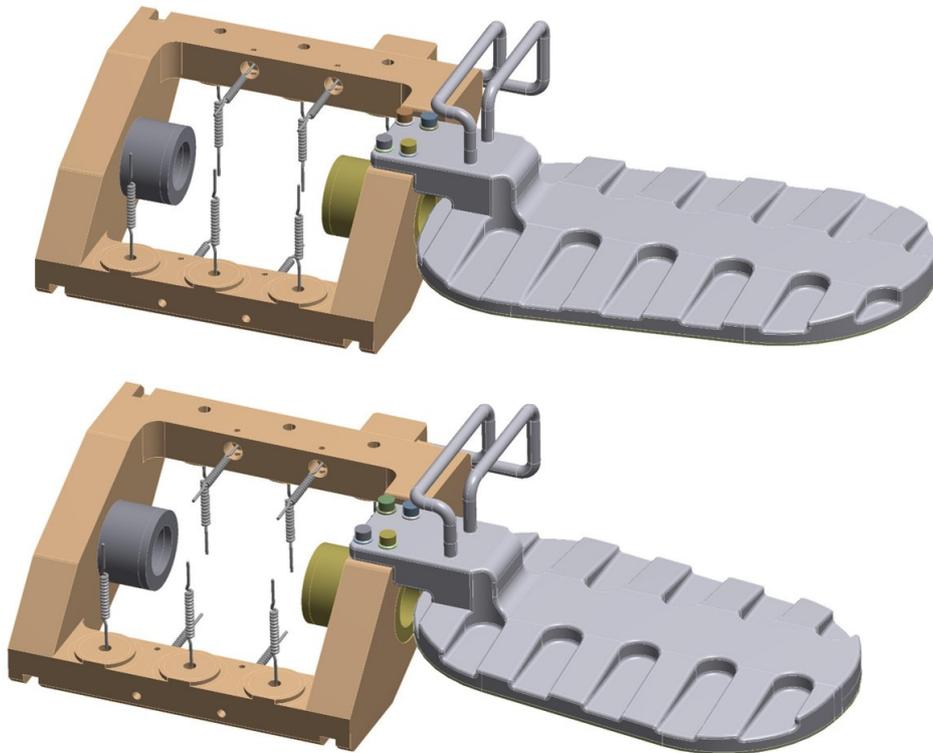


Figura 36. Modelos geométricos usados en los análisis termo-mecánicos del USM (arriba) y LSM (abajo)

Las propiedades de los materiales usados también se han obtenido en este caso del manual de materiales de ITER. Las propiedades relativas al CuCrZr [53], acero 316L(N) grado ITER [54], acero 660 [55] y la aleación de titanio Ti-6Al-4V [56] se han aplicado como tablas de valores dependientes de la temperatura a la superficie reflectante, estructura del espejo, rotor (y tornillería) y ejes flexibles, respectivamente. El comportamiento de todos estos materiales se asume como lineal.

Se han definido contactos friccionales entre las arandelas y la estructura del espejo, por un lado, y entre la estructura del espejo y el rotor, por el otro (coeficiente de fricción igual a 0.2), los cuales permiten el movimiento relativo entre ambas superficies. El contacto entre los tubos de la estructura del espejo y el rotor se ha definido como unido. Además, el rotor está anclado en el espacio a través de “elementos de tipo muelle”, los cuales permiten simular el comportamiento de los fuelles y muelles aportando una fuerza de compensación (compresión o tracción) cuando el rotor modifica su posición. Dos apoyos cilíndricos se han aplicado también a los ejes flexibles para simular el movimiento relativo tangencial entre estator y rotor.

Las cargas consideradas en estos análisis son las correspondientes a la operación normal [39]. Estas cargas se pueden dividir en el pretensado de los tornillos, las fuerzas y momentos externos transmitidos por los actuadores, muelles, tubos de refrigeración helicoidales y ejes flexibles, el peso propio de la estructura, la presión del refrigerante y la distribución de temperatura durante la operación normal. Estas cargas se han aplicado en 6 pasos de carga diferentes (Tabla 1). La configuración de carga después de los 4 primeros pasos se corresponde con las cargas mecánicas (cargas que involucran inestabilidad) y, por tanto, se considerarán para la evaluación de las tensiones primarias. Los 2 últimos pasos de corresponden con las cargas térmicas (cargas autolimitantes) y, por tanto, se tendrán en cuenta para la evaluación conjunta de las tensiones primarias y secundarias.

Tabla 1. Pasos de carga para los análisis termomecánicos de los espejos orientables M4

Carga	Pasos de carga					
	1	2	3	4	5	6
Pretensado de los tornillos (kN) x 4	8	Bloqueo	Bloqueo	Bloqueo	Bloqueo	Bloqueo
Reacción de los muelles (N) x 6 [21]	-	480	480	480	480	480
Reacción de los actuadores (N) x 4 [21]	-	1546	1546	1546	1546	1546
Reacción de los tubos de refrigeración (N) x 2 [21]	-	190	190	190	190	190
Reacción de los ejes flexibles (Nm) x 2 [21]	-	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
Gravedad (m/s <sup>2</sup> )	-	-	9.8	9.8	9.8	9.8
Presión del refrigerante (MPa) [58]	-	-	-	4	4	4
Temperatura del refrigerante (°C) [58]	-	-	-	-	75	-
Distribución de temperatura (°C)	-	-	-	-	-	Figura 34

### 3.1.2.2 Resultados

Las reglas de construcción de vasijas a presión desarrolladas en el código de fabricación ASME sección VIII [41] se han considerado para la validación mediante análisis de los espejos orientables M4. Estas reglas se basan en el criterio de máxima distorsión de energía y, por tanto, los resultados obtenidos en estas simulaciones se evaluarán mediante tensiones de Von Mises para su comparación con los límites establecidos.

La Figura 37 muestra la distribución de tensiones de Von Mises en los espejos orientables M4. Las mayores tensiones de todo el dominio tienen lugar en el rotor, alcanzando valores de 439 MPa y 412 MPa en la zona de la unión atornillada para el USM y LSM, respectivamente. Se puede ver un incremento de las tensiones en la zona frontal del rotor (zona expuesta al plasma) debido a un mayor gradiente térmico con respecto a la zona trasera. Respecto a las superficies reflectantes, las mayores tensiones aparecen en la zona central de estas, alcanzando valores máximos de 208 MPa y 241 MPa para el USM y LSM, respectivamente. Esto se debe a los diferentes coeficientes de expansión térmica relativos a los materiales de la superficie reflectante y la estructura del espejo, cuyo efecto es más remarcable en el LSM, ya que el gradiente térmico es mayor. Por último, las mayores tensiones de la estructura del espejo tienen lugar en la zona de transición entre la estructura en forma de L y el rigidizador central, localización en la que se alcanzan valores de 324 MPa y 318 MPa para el USM y LSM, respectivamente.

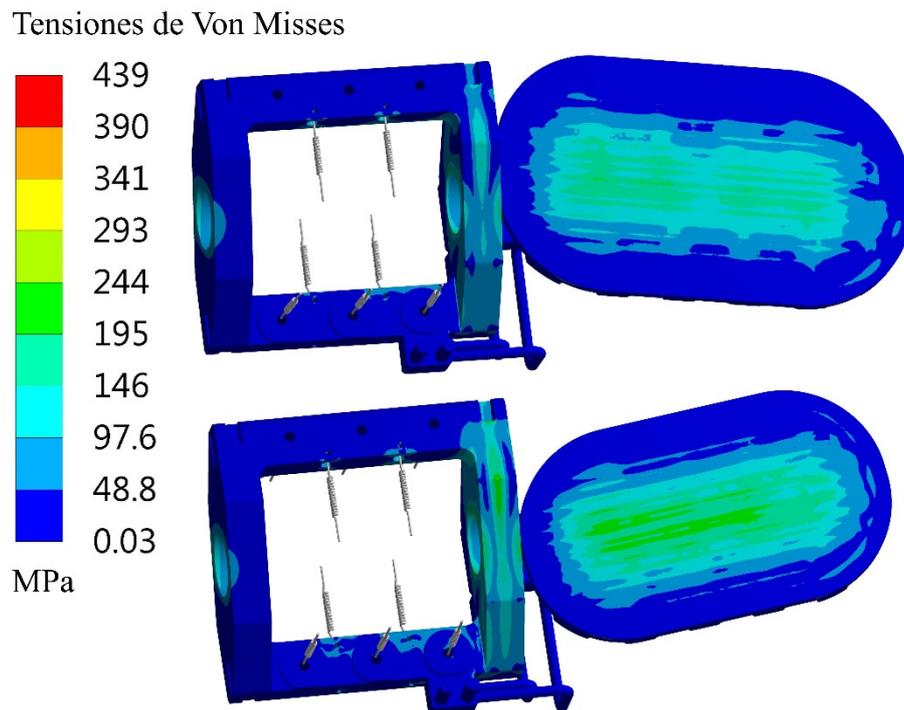


Figura 37. Distribución de tensiones de Von Mises en el USM (arriba) y en el LSM (abajo) durante operación normal

La Figura 38 muestra la deformación de las superficies reflectantes de los espejos orientables M4 respecto a la dirección del eje z del sistema local a cada uno de los espejos (las deformaciones en x e y no se muestran ya que no suponen una modificación de plano de reflexión). Debido a su configuración en voladizo, la mayor deformación tiene lugar en el extremo opuesto a la conexión de los espejos con el rotor, alcanzando valores de 2.21 mm y

1.92 mm para el USM y LSM, respectivamente. Los valores de deformación son muy similares para ambos espejos siendo para el caso del USM ligeramente mayores debido a sus mayores dimensiones. En ambos casos estos valores de deformación resultan aceptables desde el punto de vista de la transmisión de potencia

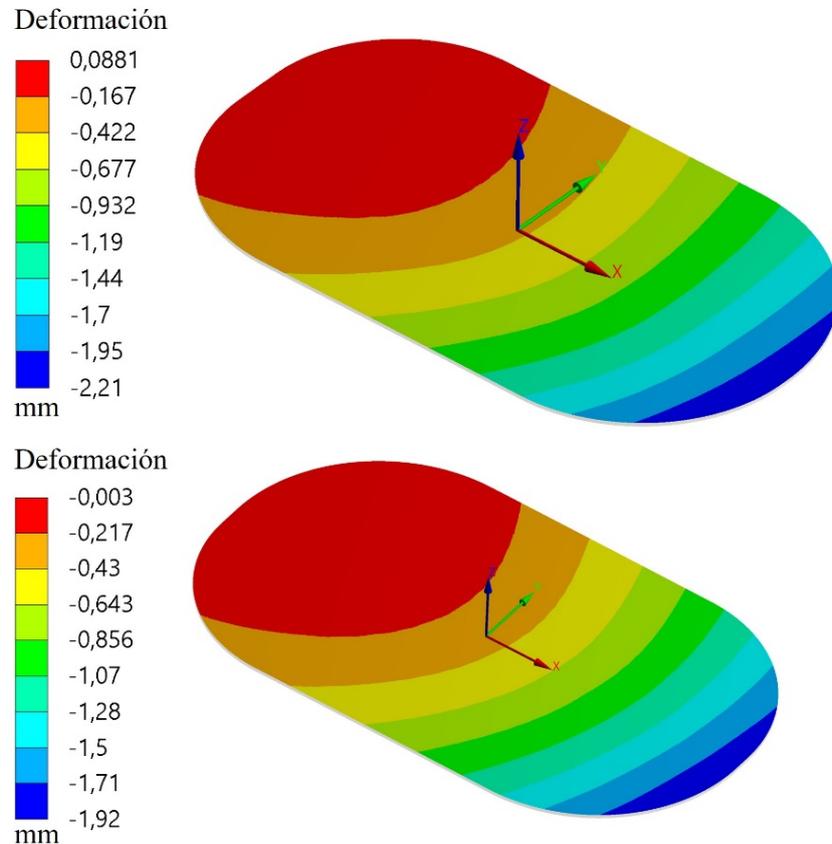


Figura 38. Deformación local de las superficies reflectantes relativas al USM (arriba) y al LSM (abajo)

## 3.2 Análisis numérico de los espejos orientables M4 durante el evento de desplazamiento vertical

### 3.2.1 Análisis electromagnéticos

Las fuerzas electromagnéticas inducidas en los espejos orientables M4 durante el evento de desplazamiento vertical del plasma se han calculado mediante dos simulaciones electromagnéticas transitorias realizadas en ANSYS Workbench 19.2 Maxwell [40]. En estos análisis, los espejos orientables M4 se han modelado de una manera detallada mediante simulaciones independientes en las cuales se han aplicado como valores de entrada los campos magnéticos dependientes del tiempo obtenidos en la simulación electromagnética global de la antena superior [65].

La geometría usada para el análisis electromagnético global de la antena superior consiste en un sector de 20° del reactor ITER, el cual incluye la cámara de vacío, los módulos reproductores, las antenas superiores y ecuatoriales, el solenoide central y las bobinas toroidales y poloidales. Debido al tamaño del modelo numérico, los componentes internos a la antena superior (como los espejos orientables M4) no se pudieron modelar con el suficiente detalle

para que se obtuvieran valores fiables de las fuerzas inducidas. Por ello, se desarrolló esta estrategia de submodelado mediante la cual se puede obtener de una forma precisa las fuerzas volumétricas desarrolladas en los diferentes componentes de los espejos orientables M4.

### 3.2.1.1 Modelo numérico

Los modelos geométricos usados para estos análisis abarcan la superficie reflectante, la estructura del espejo y el rotor (Figura 39). También se han incluido modelos simplificados de los ejes flexibles ya que estos se incluirán en los análisis mecánicos conjugados. Algunos elementos como tornillos, arandelas y clavijas de alineamiento se han eliminado del modelo y ya que estos no tienen relevancia desde el punto de vista del comportamiento electromagnético del conjunto.

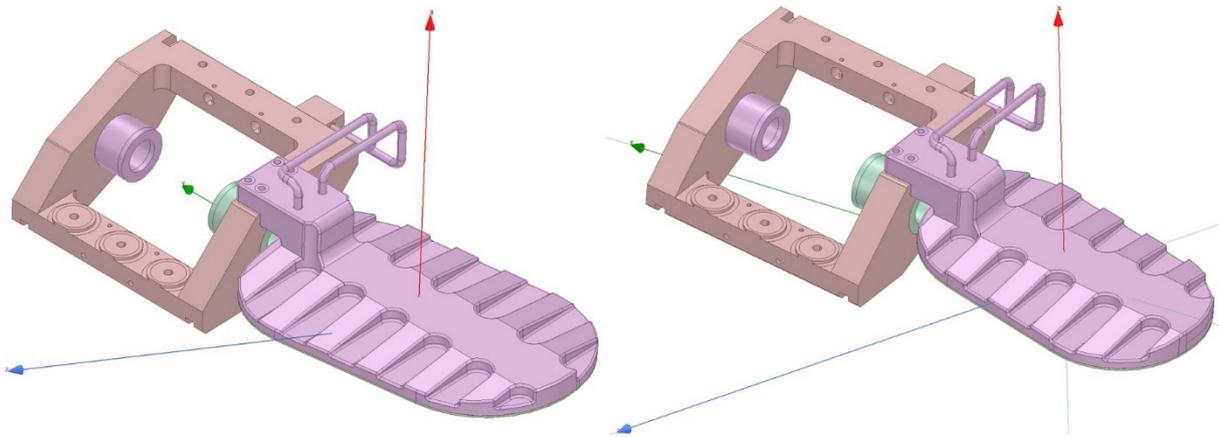


Figura 39. Modelos geométricos usados en los análisis electromagnéticos del USM (izquierda) y LSM (derecha). Los ejes de coordenadas locales están posicionados en el centro de una de las superficies reflectantes y orientados según los ejes globales

Además, tres pares de bobinas de Helmholtz (un par para cada componente del campo magnético) se han incluido en modelo (Figura 40). Estos tres pares de bobinas tienen la función de producir un campo magnético representativo del escenario VDE III mediante la aplicación de la adecuada corriente. Para evitar que las diferentes bobinas se solapen, se han usado diferentes dimensiones para cada una de ellas, con radios de 1000 mm, 1100 mm y 1200 mm para las bobinas de Helmholtz perpendiculares a los ejes X, Y y Z, respectivamente. Por otro lado, también se han añadido dos esferas concéntricas con radios de 1.5 m y 8 m necesarias para modelar el vacío donde se van a desarrollar los campos magnéticos. Estos dos dominios se han definido para aplicar valores de mallado independientes a cada uno de ellos.

Tamaños de elemento de 10 mm, 100 mm (aplicado solo en la superficie), 300 mm y 3000 mm se han aplicado en los componentes de los espejos orientables M4, las bobinas de Helmholtz, la esfera de vacío menor y la esfera de vacío mayor, respectivamente. El número total de elementos en los modelos numéricos es de 588007 y 562818 para los USM y LSM, respectivamente.

Las propiedades de los materiales usados se han obtenido del manual de materiales de ITER. Concretamente, los valores de la conductividad eléctrica relativos al CuCrZr [53], acero 316L(N) grado ITER [54], acero 660 [55] y la aleación de titanio Ti-6Al-4V [56] se han aplicado a la superficie reflectante, estructura del espejo, rotor y ejes flexibles, respectivamente. Estos valores se corresponden con 46000000 siemens/m, 1330000 siemens/m, 1100000 siemens/m and 580000 siemens/m para CuCrZr, acero 316L(N) grado ITER, acero 660 y la

aleación de titanio Ti-6Al-4V, respectivamente (valores para temperatura ambiente). La permeabilidad relativa de todos los materiales se ha establecido como 1.

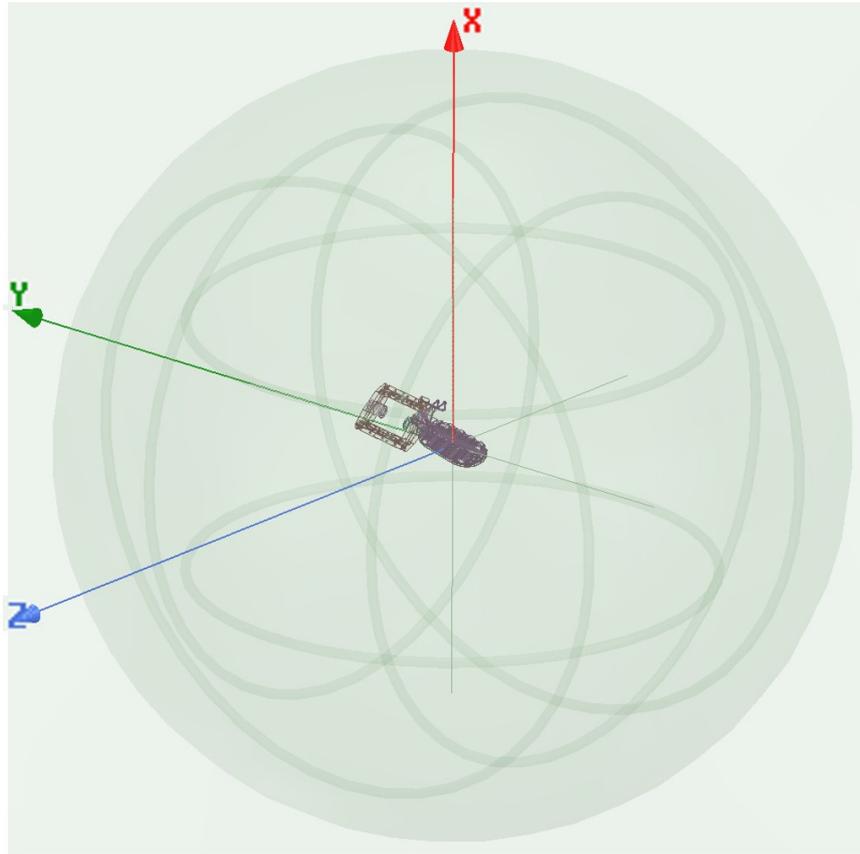


Figura 40. Bobinas de Helmholtz usadas en los análisis electromagnéticos

Las bobinas de Helmholtz es la configuración más sencilla para generar un flujo magnético conocido y casi constante [66]. Estas consisten en dos bobinas circulares idénticas posicionadas en el mismo eje y separadas una distancia igual al radio de las bobinas (Figura 41). Si cada una de las bobinas circula una corriente eléctrica en la misma dirección, el campo magnético en el centro de las bobinas de Helmholtz se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\vec{B} \Big|_{z=0} = \frac{\mu_0 I}{\left(\frac{5}{4}\right)^{3/2} a} \quad 3)$$

Donde:

- $\vec{B} \Big|_{z=0}$  es el campo magnético en el centro de las bobinas de Helmholtz
- $I$  es la corriente que circula por cada bobina
- $a$  es la distancia entre las bobinas (así como el radio de ellas)
- $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ H} \cdot \text{m}^{-1}$  es la permeabilidad del vacío

El análisis electromagnético global de la antena superior se realizó previamente para el escenario VDE III decaimiento lineal (36 ms) [65], el cual es considerado como más aún exigente que el VDE IV lento-rápido [67]. Entonces la función del tiempo del campo magnético para cada una de las componentes es promediada independientemente en los dominios del USM y LSM (Figura 42, [68]). La corriente equivalente se calcula usando la ecuación 3) y se aplica a los terminales de las bobinas.

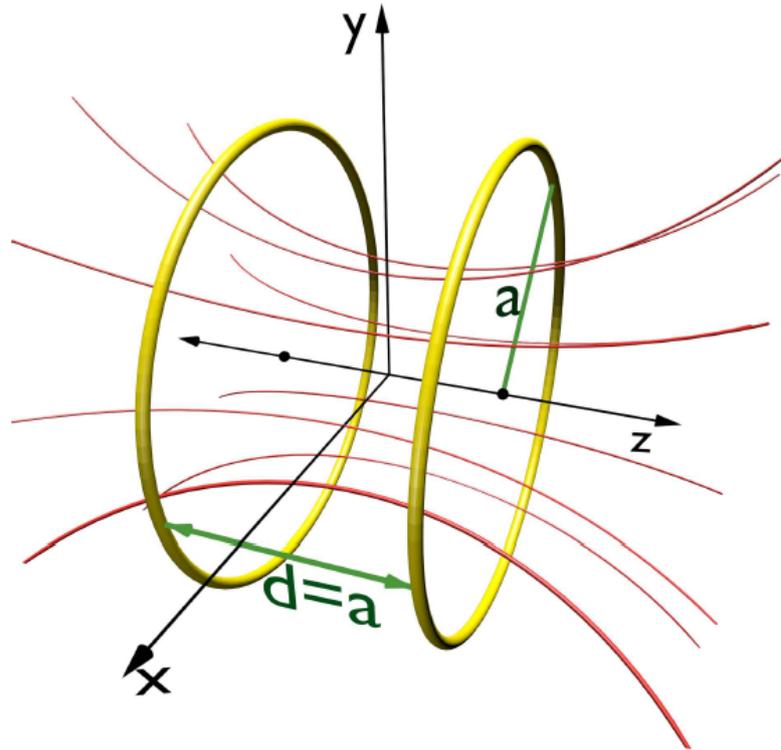


Figura 41. Esquema de un par de bobinas de Helmholtz [66]

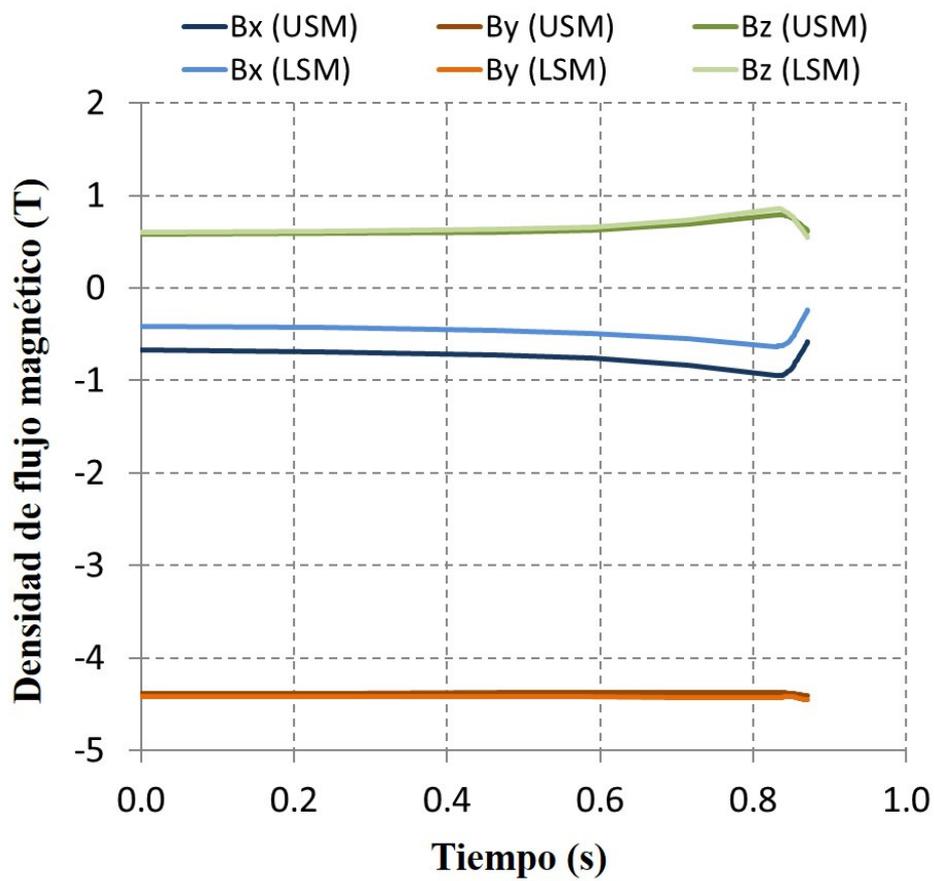


Figura 42. Función del tiempo del campo magnético en el USM y LSM

La evolución temporal del  $\Delta B / \Delta T$  se muestra en la Figura 43. El evento VDE III comienza en el instante  $t = 0$  s. A partir de ese instante, el plasma deriva verticalmente pero el campo magnético se mantiene prácticamente constante hasta  $t = 0.83$  s, momento en el que se produce el colapso térmico. Posteriormente, la corriente cae rápidamente y, por tanto, el campo magnético, durante 36 ms.

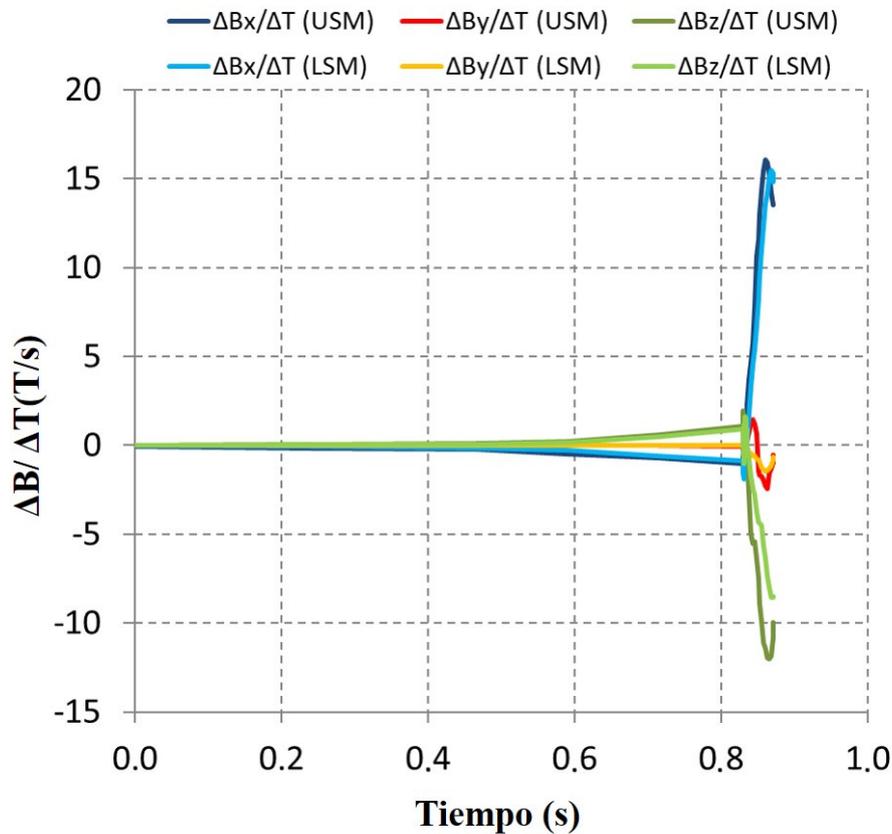


Figura 43. Función del tiempo del  $\Delta B / \Delta T$  en el USM y LSM

### 3.2.1.2 Resultados

La Figura 44 muestra el campo magnético calculado en los alrededores del USM y LSM para instantes de tiempo de  $t = 0.8702$  s y  $t = 0.8677$  s, respectivamente (estos instantes se han elegido ya que se corresponden con los momentos en los que se desarrollan las tensiones más altas, ver capítulo 3.2.2.2). Se puede ver que el campo magnético es muy uniforme en las proximidades de los espejos asistidos M4. La comparación entre el campo magnético objetivo y el campo magnético generado en la simulación en el origen de coordenadas del sistema local indica que máximo error obtenido durante toda la evolución temporal es menor a un 0.2%.

Las dos variaciones más importantes del campo magnético ( $\Delta B / \Delta T$ ) ocurren para las componentes asociadas con la dirección radial y vertical (ejes X y Z, Figura 43). Estas fluctuaciones del campo magnético inducen corrientes en los materiales conductores de los espejos orientables M4 (Figura 45), especialmente la componente radial ya que esta componente es casi perpendicular a las superficies reflectantes.

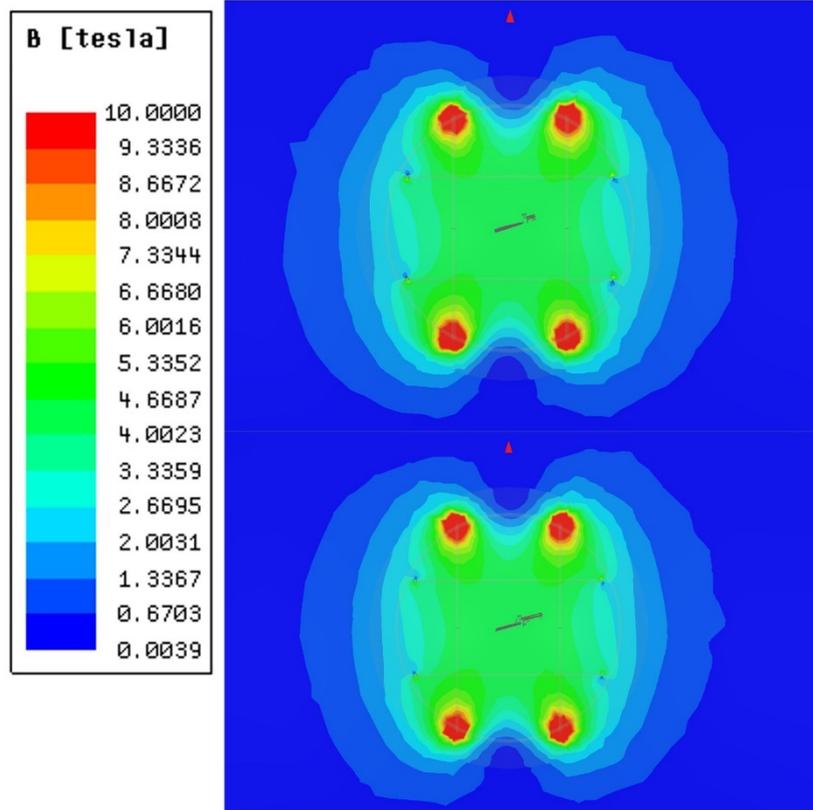


Figura 44. Módulo del campo magnético en el plano XY para el USM ( $t = 0.8702s$ , arriba) y el LSM ( $t = 0.8677s$ , abajo)

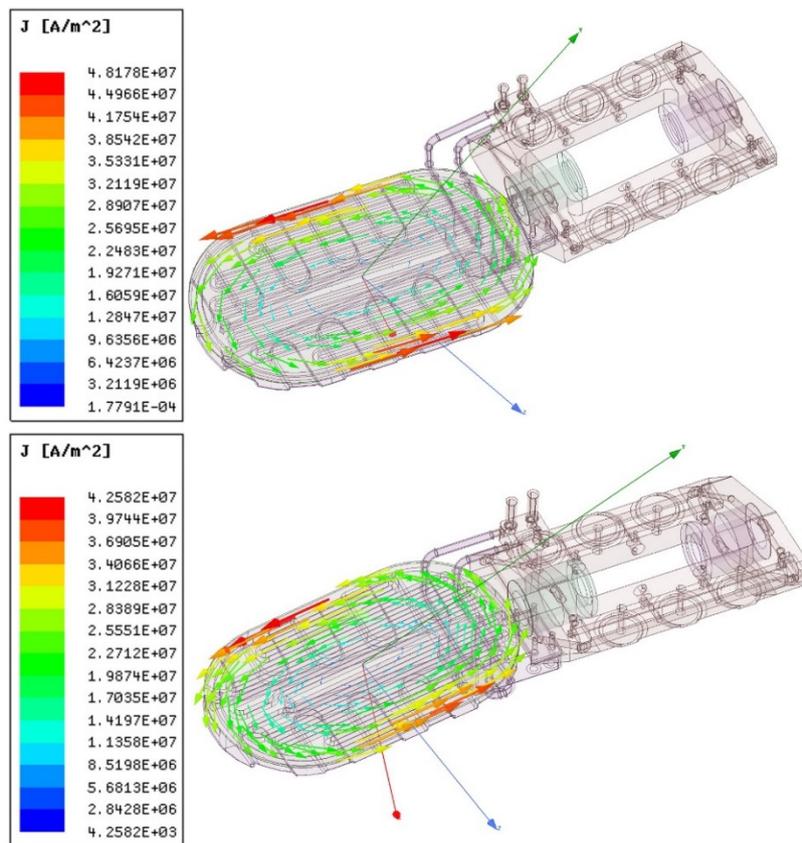


Figura 45. Densidad de corriente en el USM ( $t = 0.8702s$ , arriba) y el LSM ( $t = 0.8677s$ , abajo)

La mayor parte de la densidad de corriente se induce en las superficies reflectantes (alrededor de 10 veces más que la densidad de corriente desarrollada en la estructura del espejo o el rotor) debido a la conductividad eléctrica mucho mayor del CuCrZr [53]. Este hecho resalta la importancia de limitar el espesor de las superficies reflectantes incluso a costa de reducir la capacidad de disipación de calor de los espejos durante la operación normal de transmisión de potencia. Los valores máximos de densidad de potencia inducidos en el USM y el LSM son de  $4.82 \cdot 10^7 \text{ A/m}^2$  y  $4.26 \cdot 10^7 \text{ A/m}^2$ , respectivamente. Este 10% de diferencia se justifica en base a las mayores dimensiones de la superficie reflectante del USM.

Del mismo modo que para la densidad de corriente, las mayores fuerzas volumétricas inducidas tienen lugar en las superficies reflectantes (también en torno a 10 veces más que en el resto de componentes). La mayor contribución a estas fuerzas se produce principalmente debido a la componente toroidal del campo (ejes Y, Figura 43), la cual es la componente de mayor magnitud del campo magnético. Estas fuerzas (Figura 46) crean un momento de flexión que tiende a rotar los espejos principalmente alrededor del eje Z (sistema de coordenadas local). Las fuerzas desarrolladas son mayores para el USM alcanzando valores de hasta  $1.45 \cdot 10^8 \text{ N/m}^3$ , mientras que los máximos valores para el LSM solo llegan a  $1.27 \cdot 10^8 \text{ N/m}^3$ . Esta diferencia en los valores de fuerza también se explica debido a las diferentes dimensiones de los espejos.

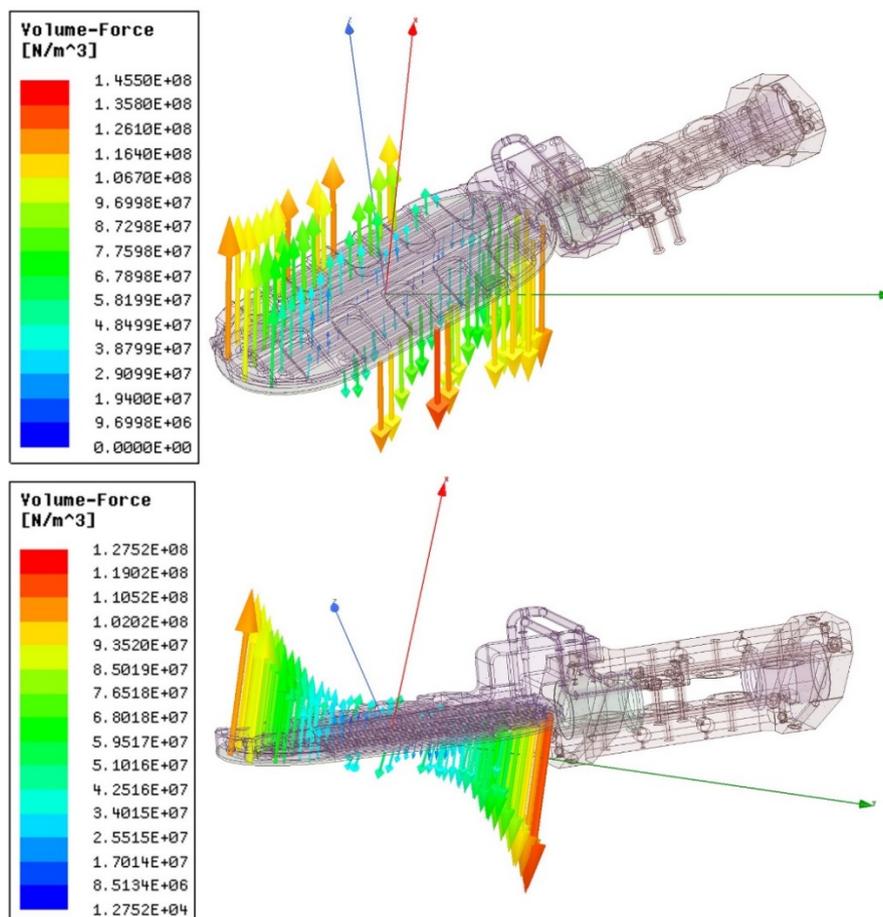


Figura 46. Fuerza volumétrica inducida en el USM ( $t = 0.8702s$ , arriba) y el LSM ( $t = 0.8677s$ , abajo)

La evolución temporal del momento inducido tanto en USM como LSM respecto a los ejes locales de coordenadas se muestra en la Figura 47. Antes del instante  $t = 0.83 \text{ s}$  la corriente del plasma es casi constante y, por tanto, el momento inducido es prácticamente 0. A partir de ese

momento, el colapso térmico tiene lugar produciendo una caída lineal de la corriente de 36 ms. En ese instante, el momento inducido comienza a aumentar alcanzando valores pico de -95.0 Nm, 92.8 Nm and 584.3 Nm para las coordenadas radiales, toroidales y verticales, respectivamente en USM y -64.4 Nm, 63.5 Nm and 406 Nm para las coordenadas radiales, toroidales y verticales, respectivamente en LSM.

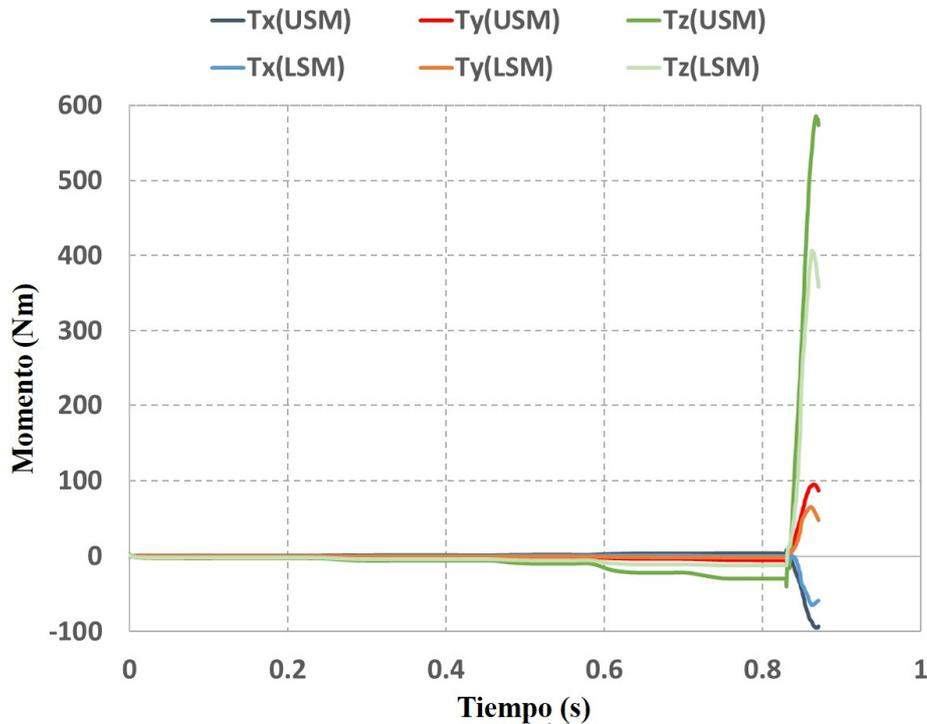


Figura 47. Evolución temporal del momento global inducido

### 3.2.2 Análisis mecánicos

Dos simulaciones mecánicas transitorias independientes se han realizado en ANSYS Workbench 19.2 Transient Structural [40], utilizando como base las fuerzas volumétricas calculadas anteriormente, con el objetivo de evaluar los espejos orientables M4 en términos de colapso plástico respecto a las cargas desarrolladas durante el escenario de desplazamiento vertical del plasma. Estos análisis proporcionarán la distribución de tensiones en los espejos orientables M4 durante el VDE III, la cual se postprocesará y posteriormente se comparará con los valores límite existentes en los códigos de fabricación.

#### 3.2.2.1 Modelo numérico

Los modelos geométricos usados para simulaciones mecánicas de los espejos orientables M4 (Figura 48) abarcan la superficie reflectante, la estructura del espejo y el rotor. El espesor del brazo que conecta los espejos con el rotor se ha aumentado de 10 mm (Figura 36) a 20 mm de modo que la sección de este pueda resistir el momento de flexión inducido durante el escenario VDE III. Modelos simplificados de los ejes flexibles también se han incluido para definir adecuadamente las condiciones de contorno. Mediante esta estrategia se pueden obtener resultados significativos en el rotor, los cuales se verían distorsionados si las condiciones de contorno se aplicaran directamente en las superficies de estos. Tornillos y arandelas también se han incluido con el objetivo de simular adecuadamente el proceso de pretensado.

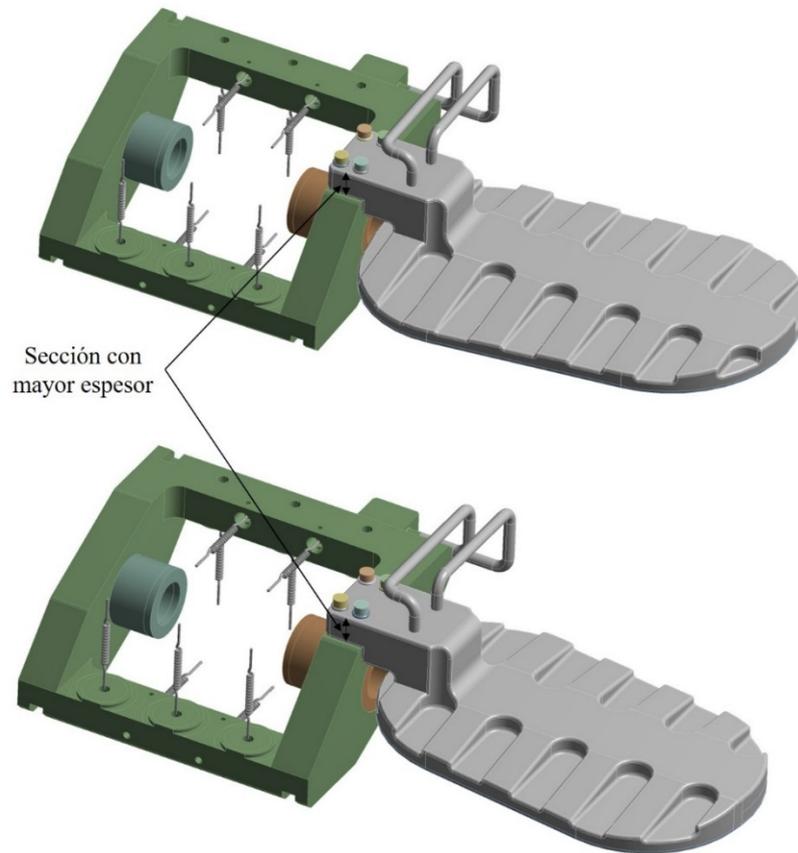


Figura 48. Modelos geométricos usados en los análisis mecánicos del USM (arriba) y LSM (abajo)

La superficie reflectante se ha mallado con un tamaño de elemento de 1.5 mm, mientras que un tamaño de 2.5 mm se ha considerado para el resto del dominio. El número total de elementos es de 1400687 y 1190673 para el USM y LSM, respectivamente. La topología de la superficie reflectante y la estructura del espejo, por un lado, y del rotor, los ejes flexibles y la tornillería, por el otro, se ha compartido para obtener un mallado conforme (continuidad en el mallado) de modo que se reduzca el número de contactos entre los diferentes elementos y, por tanto, se mejore la convergencia de la simulación.

Las propiedades de los materiales usados también se han obtenido en este caso del manual de materiales de ITER. Las propiedades relativas al CuCrZr [53], acero 316L(N) grado ITER [54], acero 660 [55] y la aleación de titanio Ti-6Al-4V [56] se han aplicado como tablas de valores dependientes de la temperatura a la superficie reflectante, estructura del espejo, rotor (y tornillería) y ejes flexibles, respectivamente y evaluados en base a la máxima temperatura esperada durante operación normal (capítulo 3.1.1.2). El comportamiento de todos estos materiales se asume como lineal.

Se han definido contactos friccionales entre las arandelas y la estructura del espejo, por un lado, y entre la estructura del espejo y el rotor, por el otro (coeficiente de fricción igual a 0.2), los cuales permiten el movimiento relativo entre ambas superficies. El contacto entre los tubos de la estructura del espejo y el rotor se ha definido como unido. Además, el rotor está anclado en el espacio a través de “elementos de tipo muelle”, los cuales permiten simular el comportamiento de los fuelles y muelles aportando una fuerza de compensación (compresión o tracción) cuando el rotor modifica su posición. Dos apoyos cilíndricos se han aplicado también a los ejes flexibles para simular el movimiento relativo tangencial entre estator y rotor.

Las cargas consideradas en estos análisis son las correspondientes al escenario VDE III [39]. Estas cargas se pueden dividir en el pretensado de los tornillos, las fuerzas y momentos externos transmitidos por los actuadores, muelles, tubos de refrigeración helicoidales y ejes flexibles, el peso propio de la estructura, la presión del refrigerante y las fuerzas electromagnéticas inducidas. Estas simulaciones se dividen en 38 pasos de carga (Tabla 2). Los cuatro primeros pasos se corresponden con el estado de carga existente antes de que el evento VDE III tenga lugar (estas cargas se han dividido en diferentes pasos para facilitar la convergencia del problema numérico). La integración temporal en estos pasos de carga está deshabilitada, ya que los efectos de inercia pueden despreciarse. Los 34 pasos restantes se corresponden con la aplicación de las cargas asociadas al escenario VDE III, para los cuales las fuerzas volumétricas se han importado directamente de las simulaciones electromagnéticas. En este caso los efectos de inercia están activados, ya que este estado de carga tiene un claro carácter transitorio.

Tabla 2. Pasos de carga para los análisis mecánicos de los espejos orientables M4

Carga	Pasos de carga (Rango de tiempo (s))				
	1 (0-1)	2 (1-2)	3 (2-3)	4 (3-4)	5-38 (4-4.8709)
Pretensado de los tornillos (kN) x 4	8	Bloqueo	Bloqueo	Bloqueo	Bloqueo
Reacción de los muelles (N) x 6 [21]	-	480	480	480	480
Reacción de los actuadores (N) x 4 [21]	-	1546	1546	1546	1546
Reacción de los tubos de refrigeración (N) x 2 [21]	-	190	190	190	190
Reacción de los ejes flexibles (Nm) x 2 [21]	-	3.5	3.5	3.5	3.5
Gravedad (m/s <sup>2</sup> )	-	-	9.8	9.8	9.8
Presión del refrigerante (MPa) [58]	-	-	-	4	4
Fuerzas volumétricas (N/m <sup>3</sup> )	-	-	-	-	Figura 46

### 3.2.2.2 Resultados

Las reglas de construcción de vasijas a presión desarrolladas en el código de fabricación ASME sección VIII [41] se han considerado para la validación mediante análisis de los espejos orientables M4. Estas reglas se basan en el criterio de máxima distorsión de energía y, por tanto, los resultados obtenidos en estas simulaciones se evaluarán mediante tensiones de Von Mises para su comparación con los límites establecidos.

El estado de tensiones más alto para los espejos orientables M4 ocurre en el instante  $t = 0.8702$  s ( $t = 4.8702$  s en la simulación) en el caso del USM y  $t = 0.8677$  s ( $t = 0.8677$  s en la simulación) en el caso del LSM. En ambos casos, las mayores tensiones aparecen en el rotor, alcanzando valores de 636 MPa y 381 MPa en la zona de la unión atornillada para el USM y LSM, respectivamente, lo que se explica debido mayores fuerzas electromagnéticas inducidas para el caso de USM. Esta diferencia es menos apreciable en la estructura del espejo, para la cual se alcanzan valores de 401 MPa y 381 MPa también en la zona de la unión atornillada para el USM y LSM, respectivamente. Tensiones mucho más bajas aparecen en las superficies reflectantes, alcanzando valores máximos de 99 MPa y 61 MPa para el USM y LSM, respectivamente.

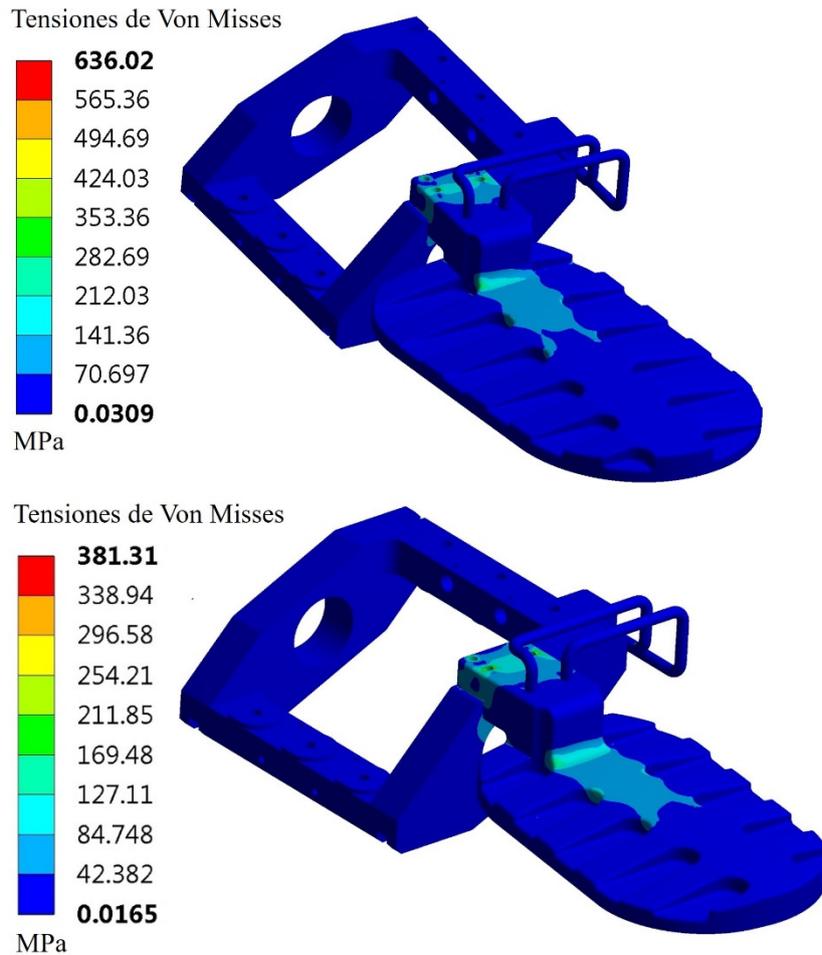


Figura 49. Distribución de tensiones de Von Mises en el USM (arriba) y en el LSM (abajo) durante el evento VDE III

Otras dos simulaciones mecánicas estacionarias de los espejos orientables M4 se han realizado en ANSYS Workbench 19.2 Static Structural [40] con el objetivo de cuantificar la relevancia de los efectos dinámicos asociados al escenario VDE III. La geometría, mallado, materiales, contactos, apoyos, condiciones de contorno y cargas son idénticas a las descritas anteriormente (capítulo 3.2.2.1). En este caso las fuerzas volumétricas no se aplican como funciones del tiempo, sino como fuerzas volumétricas estáticas para los instantes  $t = 0.8702$  s y  $t = 0.8677$  s para el USM y el LSM, respectivamente (instantes cuando se producen los mayores estados tensionales).

La Tabla 3 resume los valores de tensión máximos relativos a la superficie reflectante, la estructura del espejo y el rotor para tanto el USM como para el LSM obtenidos con ambas estrategias. Como puede verse en la tabla, los fenómenos de inercia son relevantes, ya que, aunque el peso de los espejos no es muy elevado (alrededor de 6 kilos), la escala de tiempo de tanto solo 36 ms hace que la contribución inercial sea relevante. Aunque el enfoque dinámico es siempre recomendado para este tipo de simulaciones, análisis estáticos que incluyan un factor de amplificación de 1.22 (mayor ratio presentado en la Tabla 3) se pueden utilizar como una primera estimación de las tensiones desarrolladas en los espejos orientables M4 durante el escenario VDE III.

Tabla 3. Comparación entre los valores de tensión máximos obtenidos en los análisis transitorios y estáticos para los diferentes componentes de los espejos orientables M4

Componente	USM			LSM		
	Análisis transitorio	Análisis estático	Ratio	Análisis transitorio	Análisis estático	Ratio
Superficie reflectante	98.6 MPa	93.5 MPa	1.05	60.9 MPa	53.2 MPa	1.14
Estructura del espejo	401.1 MPa	361.9 MPa	1.11	292.8 MPa	239.4 MPa	<b>1.22</b>
Rotor	636.0 MPa	557.6 MPa	1.14	381.3 MPa	341.9 MPa	1.11

### 3.3 Análisis numérico de los codos angulares monobloque durante operación normal

#### 3.3.1 Análisis fluidodinámicos

Dos simulaciones fluidodinámicas estacionarias independientes se han realizado en ANSYS Workbench 19.2 CFX **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** con el objetivo de calcular la distribución de flujo y la transferencia de calor que tiene lugar en los codos angulares monobloque durante la operación normal de transmisión de potencia. Estos análisis permitirán estimar el flujo de refrigeración necesario para producir un incremento de temperatura aceptable en los componentes, a la vez que se obtiene una pérdida de carga admisible en los canales de refrigeración.

##### 3.3.1.1 Modelo numérico

La geometría considerada en estos análisis cubre tanto los espejos como los cuerpos de los codos angulares monobloque (Figura 50). Otros componentes que no son relevantes para el comportamiento fluidodinámico del conjunto como los tornillos, los puertos de monitorización, los insertos roscados o las juntas metálicas se han eliminado del modelo. Algunas características como los agujeros de los tornillos o pequeños chaflanes también se han simplificado. Además, se han aplicado condiciones de simetría con el objetivo de reducir el coste computacional asociado a los modelos. El agua de refrigeración se ha obtenido mediante una operación booleana a partir de los componentes descritos anteriormente.

El dominio fluido se ha mallado con una serie de 10 elementos prismáticos en la zona en contacto con el sólido con el objetivo de simular adecuadamente la capa límite viscosa (Figura 51). El tamaño del primer elemento tiene un espesor de  $5 \cdot 10^{-6}$  m, lo que conduce a un valor de  $y^+$  menor que 1 cerca de la pared para todo el dominio. El número total de nodos de los modelos números es de 2965548 y 2870954 para los codos angulares monobloque superior e inferior, respectivamente.

Las propiedades relativas al CuCrZr [53] se han aplicado como correlaciones dependientes de la temperatura tanto a los espejos como a los cuerpos de los codos angulares monobloque. Las propiedades del agua [57] se han considerado en base a valores de presión y temperatura de 1 MPa y 34°C (valores de entrada proporcionados por el sistema de refrigeración CCWS-1, sistema destinado a refrigerar los componentes relativos al sistema de primer confinamiento [69]). El caudal másico impuesto a la entrada es de 0.15 kg/s y 0.27 kg/s para cada espejo y cada una de las entradas de los cuerpos de los codos angulares monobloque, los cuales se

corresponden con tan solo el 3.5% y 6.5% del caudal total disponible para cada sistema de primer confinamiento, respectivamente [69]. El modelo de turbulencia seleccionado es el SST (Shear Stress Transport, es español Transporte de esfuerzos cortantes [59]), ya que este modelo produce buenos resultados para casos de alta transferencia de calor entre el sólido y el fluido refrigerante.

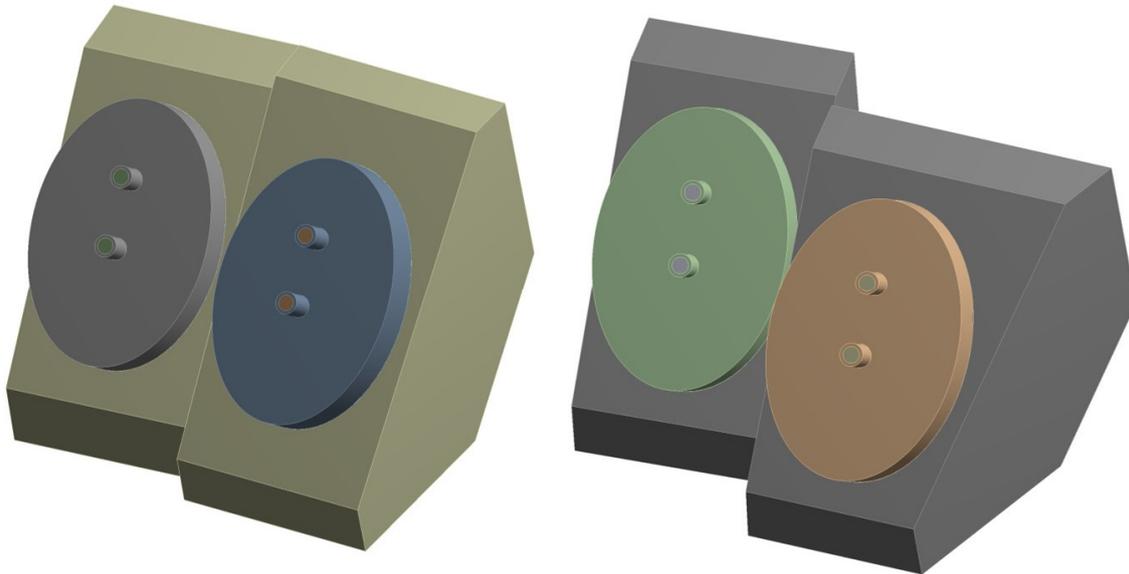


Figura 50. Modelos geométricos usados en los análisis fluidodinámicos del MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha)

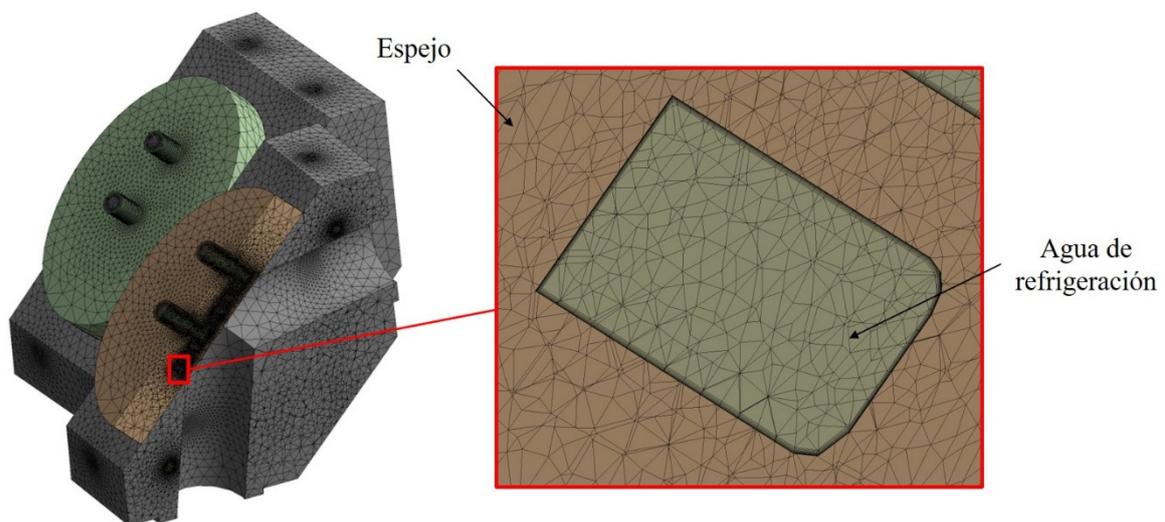


Figura 51. Detalle del mallado de los canales de refrigeración (espejos de los codos angulares monobloque)

Al igual que para los espejos orientables M4, una parte de la potencia del haz se depositará en los espejos de los codos angulares monobloque durante la reflexión. La pérdida de potencia fraccional para cada haz se puede calcular también en este caso en base al ángulo específico de reflexión según la ecuación 1), ya descrita es el capítulo 3.1.1.1.

$$f_{\Omega} = 4S \sqrt{\frac{\Pi \rho_e}{\lambda Z_0}} \left( \frac{1}{\cos \frac{\theta}{2}} \right) \quad 1)$$

Donde:

- $f_{\Omega}$  es la potencia fraccional
- $S$  es el factor de amplificación de la absorción que tiene en cuenta la rugosidad de la superficie u otras imperfecciones ( $S = 1.5$  para los espejos de los codos angulares monobloque [34], componentes no expuestos al plasma)
- $\rho_e$  es la resistividad eléctrica del CuCrZr [53] a 200°C (temperatura máxima de los espejos de los codos angulares monobloque, ver capítulo 3.3.1.2)
- $\lambda$  es la longitud de onda para 170 GHz (0.00176 m)
- $Z_0$  es la impedancia del espacio libre  $\sqrt{\frac{\mu_0}{\epsilon_0}} = c \cdot \mu_0 \cong 120\Omega$
- $\theta$  es el ángulo completo de reflexión para cada haz

La potencia absorbida relativa a cada haz se puede calcular como:

$$q_i(r) = \frac{P_0 \cdot f_{\Omega i} \cdot 3.71 \cdot \cos \frac{\theta_i}{2}}{\pi a^2} \cdot J_0^2 \left( 2.405 \frac{r}{a} \right) \quad 4)$$

Donde:

- $q_i(r)$  es la potencia absorbida por cada haz
- $i$  es el índice relativo a cada haz
- $P_0$  es la potencia de entrada (1.31 MW [39])
- $a$  es el radio de las guías de onda (0.025 mm)
- $J_0$  es la función de Bessel de orden 0
- $r$  es igual  $\sqrt{x^2 + y^2}$  (siendo  $x$  e  $y$  las coordenadas del plano transversal al eje de la guía de onda incidente)

La ecuación 4) produce un pico de densidad de potencia de 5.94 MW/m<sup>2</sup> en las superficies reflectantes de los espejos (Figura 52), lo que supone una potencia total absorbida de 4.9 kW para cada espejo.

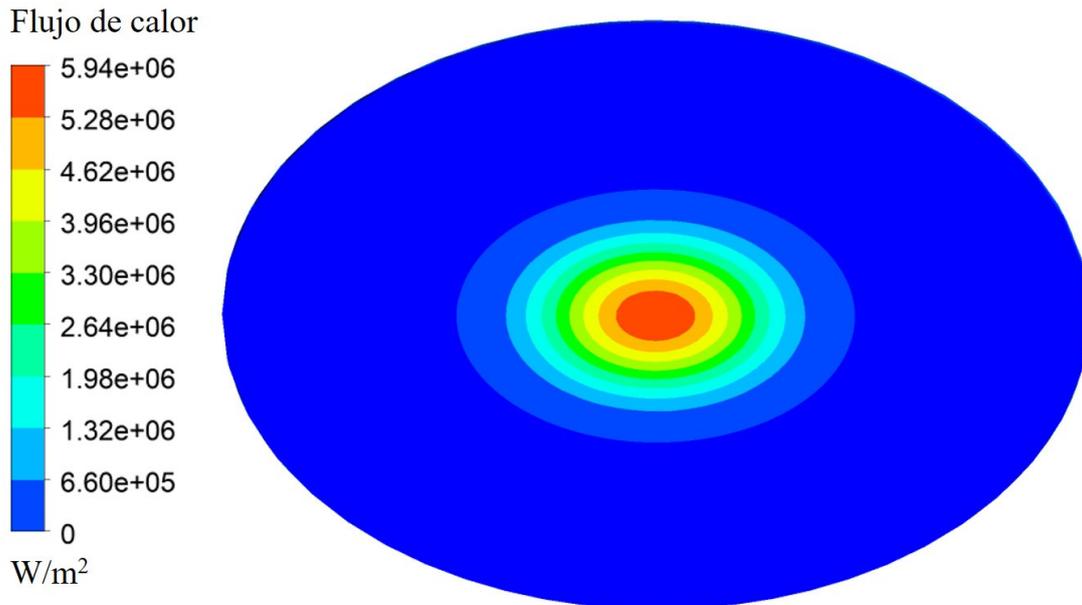


Figura 52. Pérdidas óhmicas en los espejos de los codos angulares monobloque

Además de esta potencia, un valor uniforme de  $10.2 \text{ kW/m}^2$  [34] proveniente de la atenuación óhmica y los HOM (High Order Modes, es español Modos de Alto Orden) se ha aplicado en la superficie de los pasamuros de los MBMB, lo que contribuye con una potencia adicional de  $0.35 \text{ kW}$  por cada línea de transmisión.

### 3.3.1.2 Resultados

La distribución de temperatura obtenida en cada uno de los espejos de ambos codos angulares monobloque es muy similar (menos de  $1^\circ\text{C}$  de diferencia), alcanzando un valor pico de  $203^\circ\text{C}$  en el centro del haz (Figura 53), zona que se corresponde con la mayor densidad de potencia. Los cuerpos de los codos angulares monobloque presentan temperaturas mucho más bajas, llegando tan solo a valores en torno a los  $50^\circ\text{C}$  (Figura 54). Las temperaturas más altas tienen lugar en las proximidades de los espejos, ya que la mayor parte de la potencia absorbida proviene del contacto directo con estos.

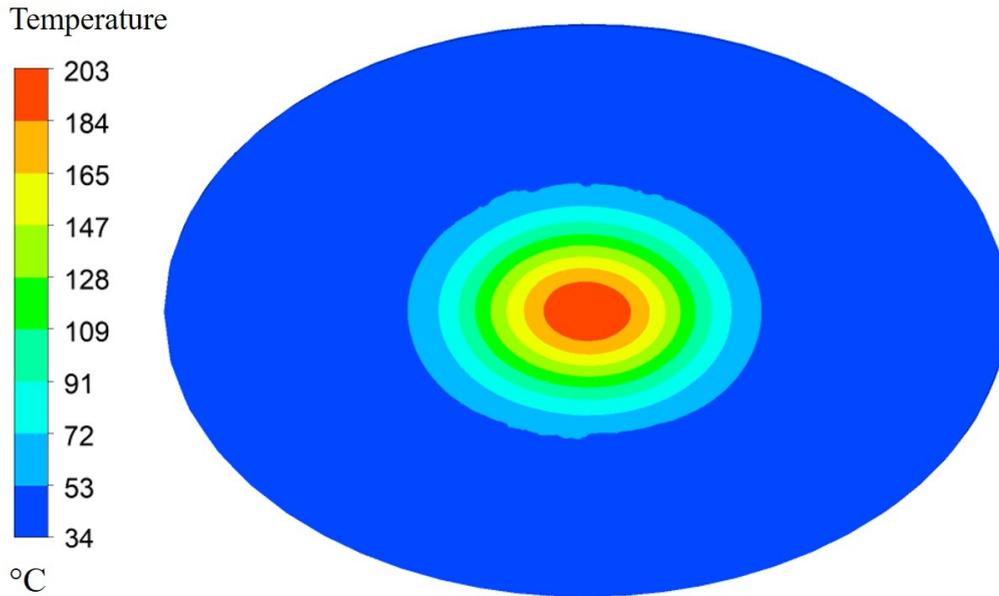


Figura 53. Distribución de temperatura en los espejos de los codos angulares monobloque

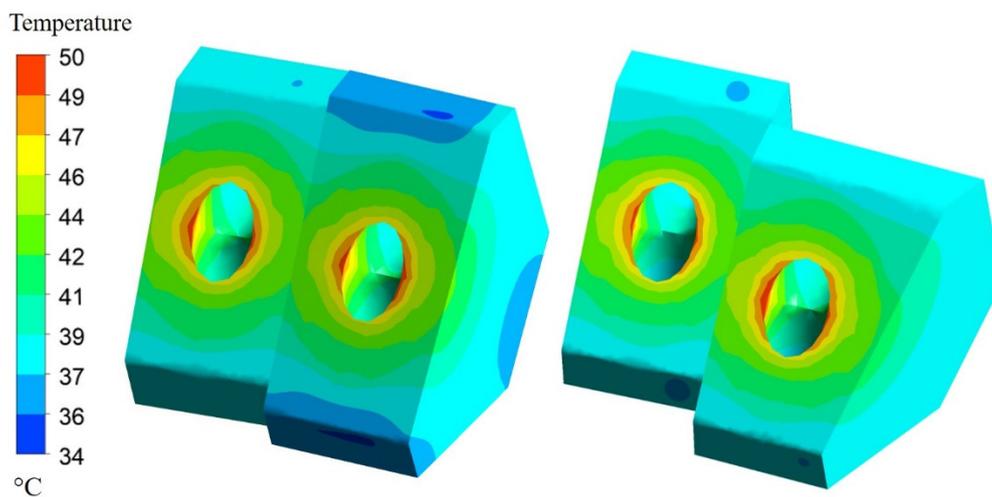


Figura 54. Distribución de temperatura en los cuerpos del MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha)

La temperatura de salida del agua es de  $40.1^{\circ}\text{C}$  y  $34.7^{\circ}\text{C}$  para los espejos y los cuerpos de los codos angulares monobloque, respectivamente, valores menores que la máxima temperatura admisible del sistema de refrigeración CCWS-1 ( $64^{\circ}\text{C}$  [69]). Por tanto, estos valores permitirían su conexión en serie con otros componentes del sistema de primer confinamiento. Por otro lado, la máxima temperatura local del agua refrigerante es  $134^{\circ}\text{C}$  y  $38^{\circ}\text{C}$  para los espejos y los cuerpos de los codos angulares monobloque, respectivamente. Estos valores son menores que la temperatura de ebullición del agua para  $0.45\text{ MPa}$  (mínima presión admisible en sistema CCWS-1 [69]), por lo que se pueden descartar los problemas asociados a los fenómenos de cavitación.

Respecto a los valores de pérdida de presión, estos son muy bajos para todos los circuitos, alcanzándose valores máximos de  $0.024\text{ MPa}$  y  $0.018\text{ MPa}$  para los circuitos asociados a los espejos y los cuerpos de los codos angulares monobloque, respectivamente. Estos valores también son aceptables desde el punto de vista de la caída presión total admisible del sistema de

refrigeración CCWS-1 (0.55 MPa [58]), lo cual también justificaría su conexión en serie con otros subsistemas. En este caso los valores de velocidad (Figura 55) son relativamente altos comparados con los valores obtenidos en los espejos orientables M4 (capítulo 3.1.1.2), alcanzando valores de hasta 7.3 m/s en la zona central de los espejos (zona en la que la disipación de calor tiene que ser más alta). Sin embargo, estos valores son claramente admisibles ya que en el circuito de refrigeración del sistema de primer confinamiento no se dan los fenómenos de oxidación/reducción que tienen lugar en los componentes internos a la cámara de vacío, los cuales suelen contribuir a una corrosión acelerada.

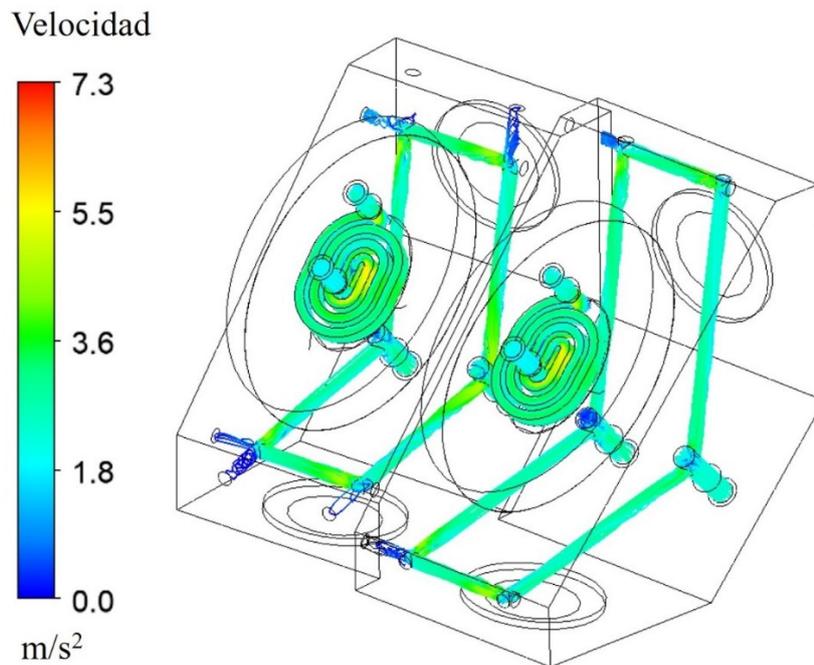


Figura 55. Distribución de velocidad en el fluido refrigerante en los codos angulares monobloque

### 3.3.2 Análisis termomecánicos

Dos análisis termomecánicos estacionarios independientes se han realizado en ANSYS Workbench 19.2 Static Structural **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** con el objetivo de evaluar los codos angulares monobloque en términos de colapso plástico y ratcheting respecto a las cargas que tienen lugar durante la operación normal de transmisión de potencia.

#### 3.3.2.1 Modelo numérico

Los modelos geométricos (Figura 56) considerados para las simulaciones termomecánicas de los codos angulares monobloque superior e inferior abarcan los espejos, los cuerpos de los codos angulares monobloque y las guías de onda adyacentes. Además, los tornillos, los aros de compresión, los insertos roscados y modelos simplificados de las juntas metálicas se han incluido con el objetivo de simular el proceso de pretensado en cada una de las uniones atornilladas. Otros componentes como los puertos de monitorización, los cuales no son relevantes para el comportamiento mecánico del ensamblado se han eliminado. También se han aplicado condiciones de simetría para reducir el coste computacional asociado a la simulación.

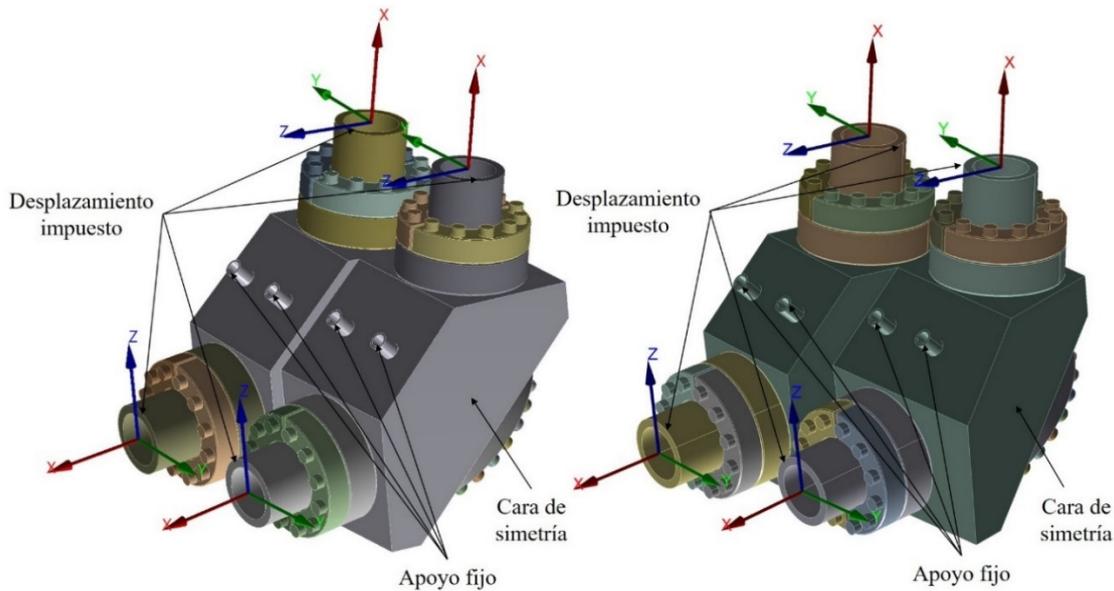


Figura 56. Modelos geométricos usados en los análisis termomecánicos del MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha)

Las juntas metálicas (Figura 57) se han modelado como anillos prismáticos con forma circular para las uniones entre las guías de onda y los cuerpos de los codos angulares monobloque y con forma elíptica para las uniones entre los espejos y los cuerpos de los codos angulares monobloque (dos juntas metálicas por cada unión). Estos anillos presentan una sección transversal cuadrada de 1 mm de anchura (superficie de contacto de la junta después de la compresión) y 2.6 mm de altura (diámetro de la junta antes de la compresión). Una separación inicial de 0.47 mm se ha definido entre las superficies de contacto para la configuración inicial (compresión recomendada por el proveedor [70]).

El comportamiento complejo de las juntas metálicas se ha simulado usando el modelo de material denominado “gasket” **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** Este modelo permite simular las juntas metálicas induciendo en el análisis las curvas que relacionan la fuerza de compresión y la deformación de estas. La Figura 58 muestra las curvas experimentales de histéresis proporcionadas por el proveedor [70]. El tramo A-B muestra la deformación de las juntas metálicas cuando están sometidas a una carga creciente hasta un valor máximo. En el punto de máxima compresión comienza el tramo a B-C, el cual representa la reducción de la carga cuando las superficies comienzan a separarse y la compresión se reduce.

Debido a la considerable deformación plástica que experimentan las juntas metálicas durante el proceso de compresión, la separación de las superficies que forman la unión embridada puede conllevar una rápida reducción de las fuerzas transmitidas por las juntas metálicas, lo que puede provocar una pérdida del confinamiento. De ahí la importancia de limitar las deformaciones de los diferentes componentes que forman el conjunto durante la operación normal o eventos accidentales.

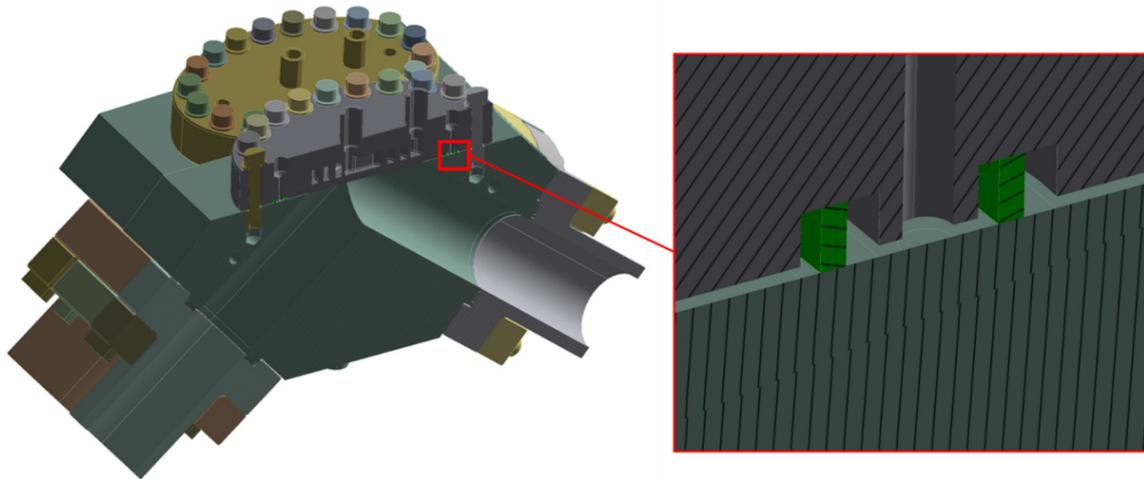


Figura 57. Detalle del modelado de las juntas metálicas

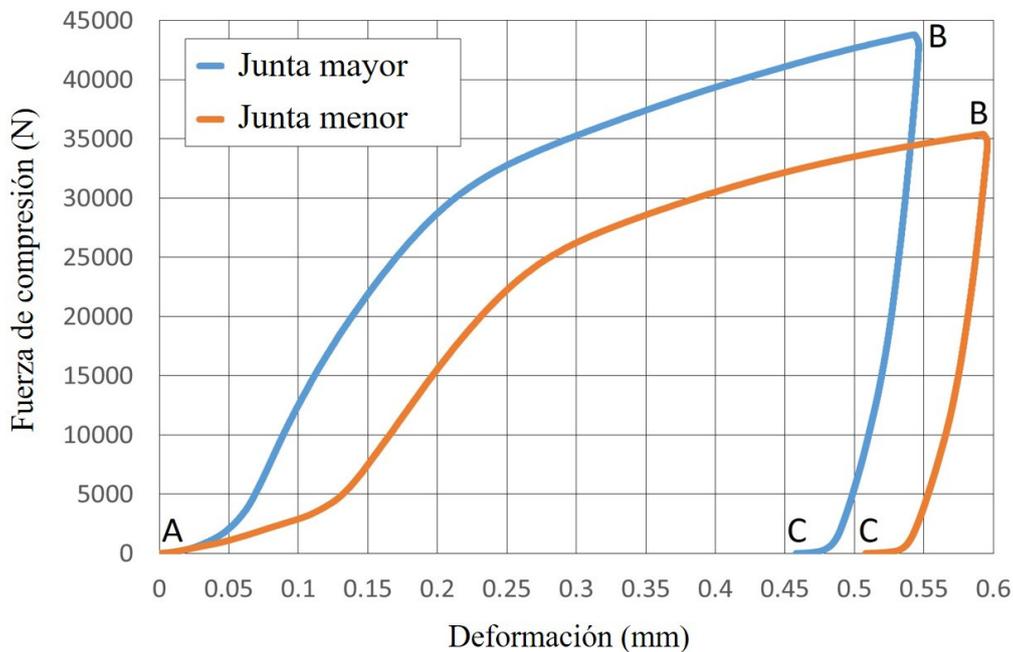


Figura 58. Relación entre la fuerza y la deformación en las juntas metálicas. Las juntas mayores se refieren a las juntas de mayor perímetro, mientras que las juntas menores se refieren a las de menor perímetro (tanto para las uniones con juntas circulares como elípticas)

Los espejos y la tornillería se han mallado con un tamaño de elemento de 3 mm, mientras que un tamaño de 6 mm se ha aplicado a los cuerpos de los codos angulares monobloque y las guías de onda adyacentes (con una reducción a 3 mm en las regiones próximas a las uniones atornilladas). El número total de elementos definidos en los modelos numéricos es de 1071584 y 860852 para el MBMB superior y el MBMB inferior, respectivamente. La topología de los espejos, cuerpos de los codos angulares monobloque y las guías de onda se compartió a través de las juntas, obteniéndose un mallado conforme (continuidad en el mallado). Esta estrategia facilita la convergencia del problema numérico, la cual es especialmente compleja debido al carácter claramente no-lineal de las juntas y los grandes desplazamientos de espejos y guías de onda.

Las propiedades de los materiales usados también se han obtenido del manual de materiales de ITER. Las propiedades relativas al CuCrZr [53] se han aplicado a los espejos, a los cuerpos de

codos angulares monobloque y a las guías de onda adyacentes, mientras que las propiedades relativas al Inconel 718 [71] se han aplicado a la tornillería (tornillos, aros de compresión e insertos roscados). Todas estas propiedades se han introducido como tablas de valores dependientes de la temperatura. El comportamiento de tanto el CuCrZr como el Inconel 718 se ha considerado lineal. Las curvas de histéresis representadas en la Figura 57 se han usado para simular el comportamiento de las juntas metálicas.

Se han definido contactos friccionales (coeficiente de fricción igual a 0.2) entre las superficies que definen una unión atornillada (espejos y guías de onda con los cuerpos de los MBMB) y entre los tornillos de los espejos y los aros de compresión con sus respectivas superficies de contacto.

Este análisis se ha dividido en 6 pasos de carga (Tabla 4). Esta estrategia de pasos de carga secuenciales tiene el objetivo no solo de facilitar la convergencia del problema numérico sino de permitir la evaluación de la contribución de cada paso de carga. En el primer paso el modelo se encuentra anclado a través de los apoyos fijos situados en los conductos de refrigeración de los cuerpos de los MBMB, mientras que un valor de pretensando de 14 kN se aplica a cada uno de los tornillos (12 para las uniones de cada guía de onda y 20 para cada espejo). La gravedad, la presión de entrada del sistema CCWS-1 (1 MPa, [66]) en las superficies en contacto con el fluido refrigerante y la distribución de temperatura se han aplicado en el segundo, tercero y cuarto paso de carga, respectivamente. Además, el desplazamiento impuesto proveniente del desplazamiento de la cámara de vacío y la expansión térmica de las guías de onda se ha aplicado en el quinto paso. Un valor de (0.13, 0.21, 0.03) mm (sistema de coordenadas local, Figura 56) se ha aplicado en los extremos de las guías de onda (valores obtenidos de la simulación global del sistema de primer confinamiento [13]). Finalmente, los apoyos fijos situados en los conductos de refrigeración de los cuerpos de los MBMB se liberan en el sexto paso, ya que el sistema está restringido mediante los desplazamientos impuestos en los extremos de las guías de onda.

Tabla 4. Pasos de carga para los análisis termo-mecánicos de los codos angulares monobloque

Carga	Pasos de carga					
	1	2	3	4	5	6
Apoyos fijos	Activados	Activados	Activados	Activados	Activados	Desactivados
Pretensado de cada tornillo (kN)	14	Bloqueo	Bloqueo	Bloqueo	Bloqueo	Bloqueo
Gravedad (m/s <sup>2</sup> )	-	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8
Presión del refrigerante (MPa) [69]	-	-	1	1	1	1
Distribución de temperatura (°C)	-	-	-	Figura 53 y Figura 54	Figura 53 y Figura 54	Figura 53 y Figura 54
Desplazamiento impuesto (mm) [15]	-	-	-	-	(0.13, 0.21, 0.03)	(0.13, 0.21, 0.03)

### 3.3.2.2 Resultados

Las reglas de construcción de componentes de instalaciones nucleares desarrolladas en el código de fabricación ASME sección III [42] se han considerado para la validación mediante

análisis de los codos angulares monobloque. Estas reglas se basan en el criterio de máxima tensión cortante y, por tanto, los resultados obtenidos en estas simulaciones se evaluarán mediante tensiones de Tresca para su comparación con los límites establecidos.

La zona más tensionada se encuentra el centro de la superficie reflectante de los espejos (zona en la que se producen los mayores valores de temperatura), alcanzando un valor pico de 324,1 MPa (Figura 59). Los valores en tensiones entre los diferentes espejos son muy similares ya que las distribuciones de temperatura también lo son. Respecto a los cuerpos de los codos angulares monobloque, las mayores tensiones tienen lugar en la región de unión atornillada, alcanzándose valores máximos de 154 MPa y 145 MPa para los MBMB superior e inferior respectivamente. Comparando estos valores con los obtenidos en los espejos, se puede ver que las tensiones en los cuerpos de los MBMB son mucho menores debido a los menores valores de temperatura.

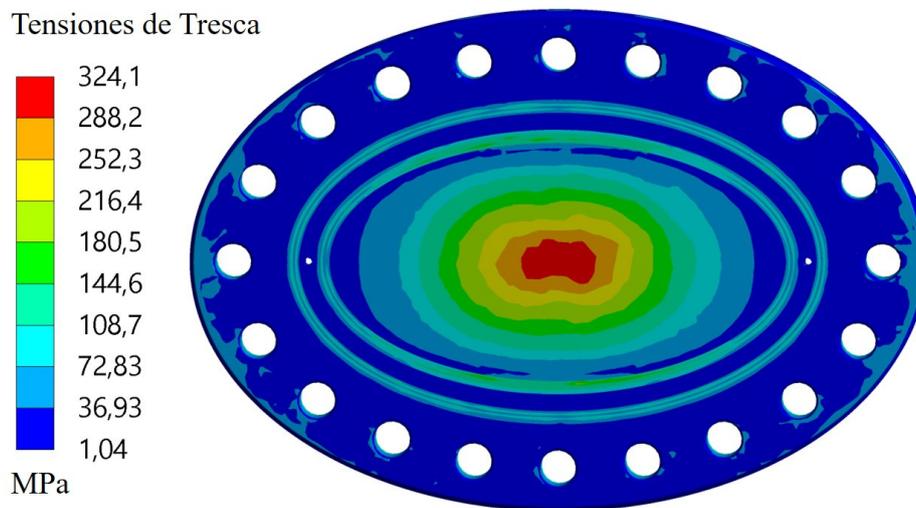


Figura 59. Distribución de tensiones de Tresca en los espejos de los codos angulares monobloque

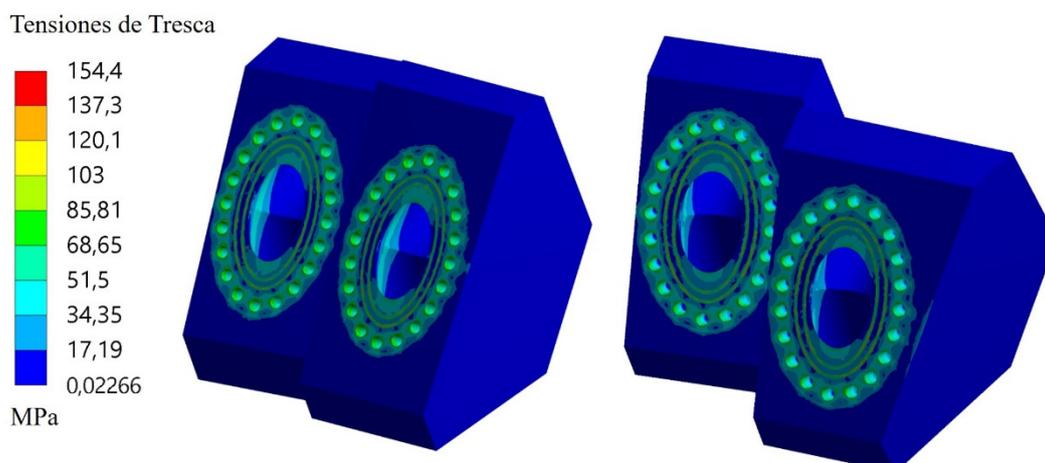


Figura 60. Distribución de tensiones de Tresca en los cuerpos del MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha)

La Figura 61 muestra la deformación de la superficie reflectante de uno espejos de los codos angulares monobloque respecto a la dirección del eje z del sistema local (las deformaciones experimentadas en el resto de espejos son muy similares, orden de magnitud de 0.01 mm).

Durante el proceso de pretensado, los espejos de los codos angulares monobloque tienden a curvarse adquiriendo una forma ligeramente cóncava debido al momento flexor local generado por las reacciones entre los tornillos y las juntas metálicas. Una vez se aplica la carga térmica, el espejo tiene a expandir en mayor medida en la superficie reflectante que en la zona superior (debido a los mayores valores de temperatura), lo que hace que el espejo se curve en el sentido opuesto al anteriormente mencionado. La imagen mostrada en la Figura 61 se corresponde con la deformación final del espejo después de que todos los estados de carga se hayan aplicado. En esta se observa que la deformación en la zona izquierda del espejo es mayor que en la derecha debido al desplazamiento del cuerpo del MBMB una vez que se aplican los desplazamientos impuestos en los extremos de las guías de onda.

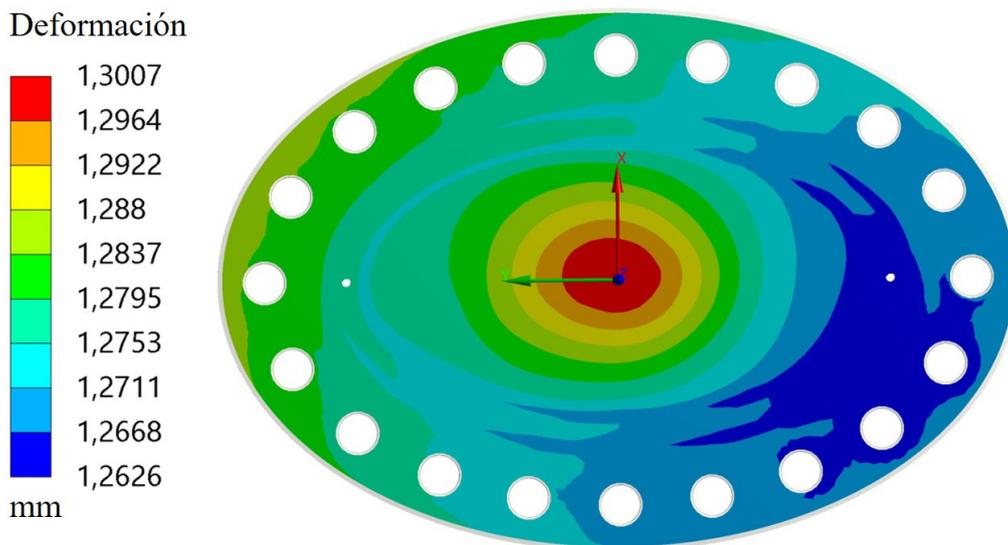


Figura 61. Deformación local de las superficies reflectantes relativas a los espejos de los codos angulares monobloque

Con el objetivo de mantener el confinamiento del primer vacío de la máquina, se tiene que garantizar, no solo que la compresión de las juntas metálicas sea la adecuada después del proceso de ensamblado, sino que esta compresión se conserve durante toda la vida del componente. Cuando desplazamientos impuestos o cargas externas se aplican al sistema, estos pueden hacer que las superficies de la unión atornillada tiendan a separarse, descomprimiendo las juntas metálicas y, por tanto, comprometiendo la estanqueidad de la unión.

Según el proveedor [70], se recomienda que, para garantizar el confinamiento, la descompresión nunca sea mayor que un tercio de la recuperación elástica de las juntas metálicas (spring back en inglés), que en este caso se corresponde con 0.085 mm (un tercio se corresponde con 0.028 mm) para ambos tipos de juntas (Figura 58). La Figura 62 muestra la compresión de las juntas después del primer paso de carga (solo pretensado). En esta se observa que no es posible obtener exactamente el valor objetivo de compresión de 0.47 mm debido a la flexión de los espejos y bridas, siendo la compresión mayor en las juntas de mayor diámetro. La Figura 63 muestra la compresión de las juntas una vez que se han aplicado todas las cargas. En esta figura se aprecia como la descompresión es mayor en las uniones con las guías de onda que en las uniones con los espejos (de hecho, en estos últimos la compresión aumenta) debido a los desplazamientos impuestos. Considerando los mayores valores de compresión después del proceso de pretensado (0.461 mm, Figura 62) y los menores después de que todas las cargas se hallan aplicado (0.442 mm, Figura 63), un valor conservativo de máxima compresión sería

0.019 mm (menor que un tercio del spring back), por tanto, esta configuración asegura la estanqueidad de todas las uniones durante la operación normal.

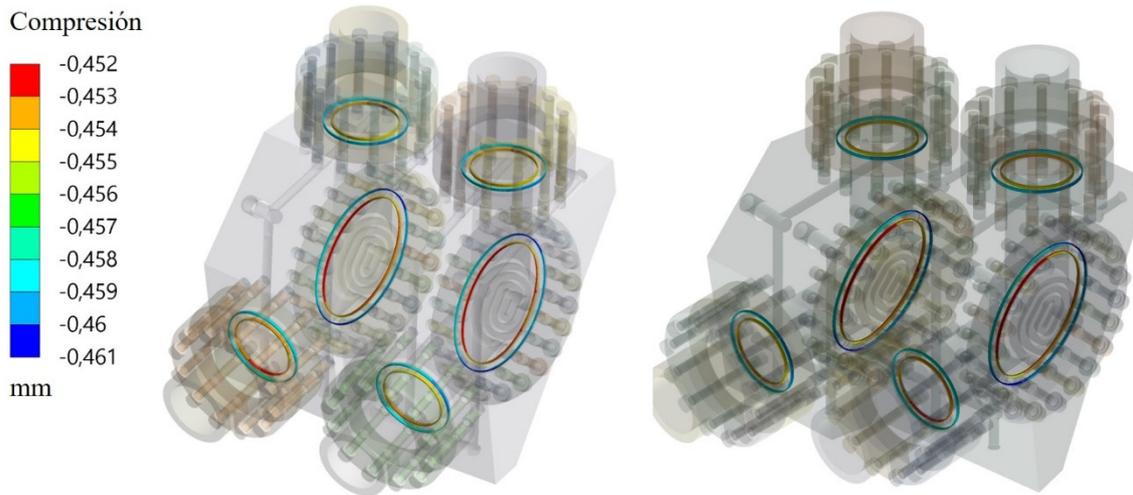


Figura 62. Compresión de las juntas metálicas en el MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha) después de aplicar el primer estado de carga

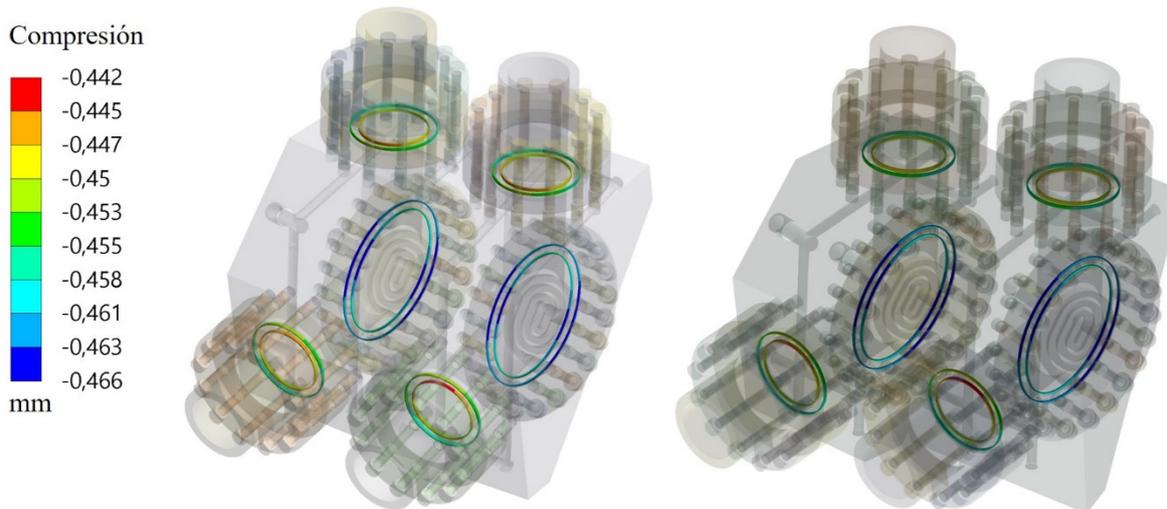


Figura 63. Compresión de las juntas metálicas en el MBMB superior (izquierda) y MBMB inferior (derecha) después de aplicar todos los estados de carga

### 3.4 Evaluación de la integridad estructural de los componentes

#### 3.4.1 Criterios de diseño

Los criterios de diseño existentes en el código de fabricación de vasijas a presión ASME sección VIII [41] se han usado para la validación mediante análisis de los espejos orientables M4. En el caso de los codos angulares monobloque, en cambio, se han considerado las reglas de construcción de componentes de instalaciones nucleares desarrolladas en el código de fabricación ASME sección III [42]. La prescripción sobre la utilización de estos códigos se establece en [43] y se basa en los criterios de seguridad asociados a los diferentes componentes. Los codos angulares monobloque se clasifican como SIC-1 (Safety Important Component 1, en español Componente Importante para la Seguridad Clase 1 [36]), la cual se asocia a los

componentes de la primera barrera de confinamiento que son usados para llevar y mantener ITER en un estado seguro. Por otro lado, los espejos orientables M4 se clasifican como Non-SIC (Non Safety Important Component, en español Componente no Importante para la Seguridad [36]), ya que estos componentes no definen una barrera de confinamiento y, por tanto, no comprometen la seguridad de la instalación en caso de fallo.

Ambos códigos utilizan una formulación equivalente para la evaluación de la integridad estructural. La principal diferencia radica en cómo se procesan las tensiones, siendo estas en forma de tensiones de Von Mises (criterio de máxima distorsión de energía) para el caso de ASME sección VIII [41] y en forma tensiones de Tresca (criterio de máxima tensión cortante) para el caso de ASME sección III [42], siendo este último criterio más conservador.

Con el objetivo de comparar el estado tensional obtenido en una determinada sección con los criterios de diseño admisibles, estas tensiones se deben categorizar y posteriormente linealizar. La categorización de las tensiones se basa en la propia naturaleza de las cargas que las producen, dividiéndose estas en:

- Tensión primaria (P). La tensión primaria se define como la porción de la tensión total, la cual se requiere para satisfacer el equilibrio con la carga aplicada y que, por tanto, no disminuye después de una deformación permanente de pequeña escala. Estas tensiones se suelen asociar a las producidas por cargas mecánicas (presión, fuerzas, etc)
- Tensión secundaria (Q). La tensión secundaria se define como la porción de la tensión total, la cual se puede relajar como resultado una deformación permanente de pequeña escala. Las tensiones secundarias se consideran autolimitantes y se suelen asociar con las tensiones térmicas o tensiones provenientes de desplazamientos impuestos

Por otro lado, la linealización de las tensiones se lleva a cabo a lo largo de las denominadas SCL (Stress Classification Lines, en español Líneas de Clasificación de Tensiones). Lejos de las discontinuidades, las SCL son las líneas perpendiculares a la superficie media de la sección y con una longitud igual al espesor de la pared. En las zonas con discontinuidades, las SCL son las líneas más cortas que une las dos superficies de la pared (Figura 64). La linealización se realiza directamente en ANSYS Workbench 19.2 **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** Para ello, el programa linealiza independientemente cada una de las seis componentes del tensor de tensiones totales a lo largo de la SCL produciendo las tensiones de membrana, flexión y pico (resto de tensiones no lineales) para cada componente. Finalmente, se calculan las tensiones equivalentes de membrana, flexión y pico aplicando los criterios de Von Mises o Tresca a las componentes linealizadas (Figura 65).

Para satisfacer la protección frente a colapso plástico se tienen cumplir los siguiente tres criterios:

$$P_m \leq S_m \quad 5)$$

Donde la tensión primaria de membrana general ( $P_m$ ) es el valor medio a lo largo del espesor de la sección de las tensiones primarias generales producidas por una presión interna de diseño u otras cargas mecánicas, pero excluyendo las tensiones secundarias y de pico.  $S_m$  es la tensión de diseño.

$$P_L \leq S_{PL} \quad 6)$$

Donde la tensión primaria de membrana local ( $P_L$ ) es el valor medio a lo largo del espesor de la sección de las tensiones primarias locales producidas por una presión interna de diseño u

otras cargas mecánicas, pero excluyendo las tensiones secundarias y de pico.  $S_{PL}$  se computa como la mayor de las dos cantidades siguientes:

- a) 1.5 veces la tensión de diseño del material ( $S_m$ )
- b) La tensión de fluencia del material ( $S_y$ ) del material. El valor en 1 debe de usarse cuándo el cociente entre la tensión de fluencia y la tensión ultima ( $S_u$ ) exceda 0.7 o cuando el valor de  $S_m$  esté gobernado por propiedades dependientes del tiempo

$$P_L + P_B \leq S_{PL} \quad 7)$$

Donde la tensión primaria de membrana (local o general) más la tensión primaria de flexión ( $P_L + P_B$ ) es el mayor valor a lo largo del espesor de la sección de las tensiones primarias producidas por una presión interna de diseño u otras cargas mecánicas, pero excluyendo las tensiones secundarias y de pico.  $S_{PL}$  se computa como anteriormente.

Para satisfacer la protección frente a ratcheting se tienen cumplir el siguiente criterio:

$$P_L + P_B + Q \leq S_{PS} \quad 8)$$

Donde el rango de tensión primaria más secundaria  $P_L + P_B + Q$  es el mayor valor a lo largo del espesor de la sección de la combinación de las tensiones primarias más las tensiones secundarias producidas por una presión interna de diseño u otras cargas mecánicas y efectos térmicos.  $S_{PS}$  se computa como la mayor de las dos cantidades siguientes:

- a) 3 veces la tensión de diseño del material ( $S_m$ )
- b) 2 veces la tensión de fluencia del material ( $S_y$ ) del material. El valor en 1 debe de usarse cuándo el cociente entre la tensión de fluencia y la tensión ultima ( $S_u$ ) exceda 0.7 o cuando el valor de  $S_m$  esté gobernado por propiedades dependientes del tiempo

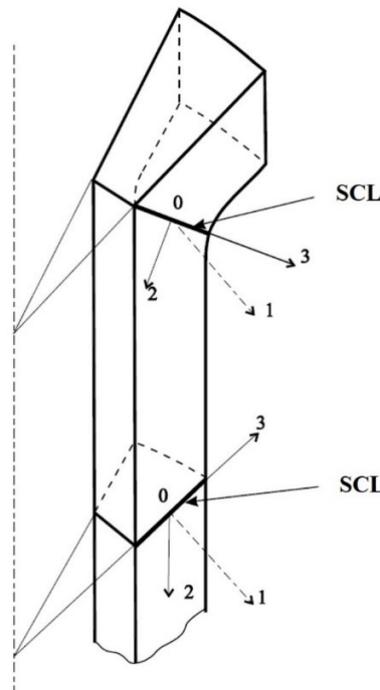


Figura 64. Ejemplos de SCL [72]

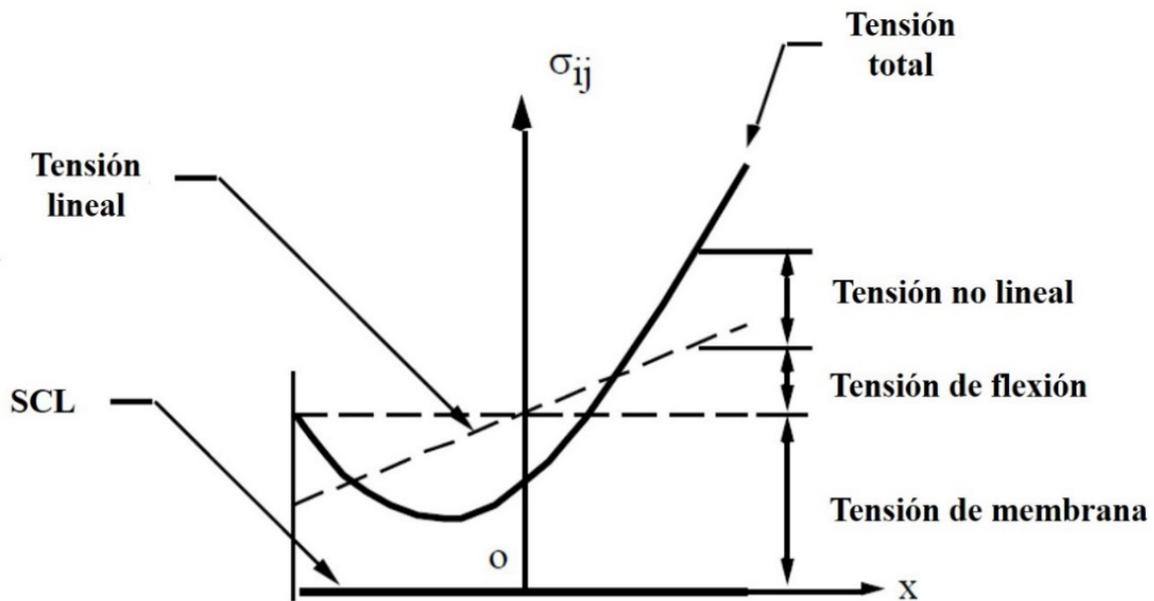


Figura 65. Desglose de las tensiones [72]

### 3.4.2 Límites de daño

Los componentes de la antena superior del sistema ECH de ITER [39] tienen asociados un límite de daño en base a los criterios de seguridad y la categoría del escenario que se está analizando (Tabla 5).

Tabla 5. Definición de los límites de daño

Categoría del escenario	Categoría I: Operacional/ Cargas de diseño	Categoría II: Cargas probables	Categoría III: Cargas improbables	Categoría IV: Cargas extremadamente improbables	Cargas de testeo
SIC-1	<b>Normal</b>	Normal	Emergencia	Fallo	Normal/test
SIC-2	Normal	Normal	Emergencia	Fallo	Normal/test
Non-SIC	<b>Normal</b>	Afectado	<b>Emergencia</b>	Fallo	Normal/test

La definición de los límites de daño se puede encontrar a continuación:

- Normal/test: El componente debe de mantener su específica función de servicio
- Afectado: El componente debe de resistir las cargas sin producirse un daño significativo que requiera inspección o reparación
- Emergencia: Se producen grandes deformaciones en áreas de discontinuidad estructural que podrían implicar el desmontaje del componente para inspección o reparación. No se producen deformaciones generales permanentes que puedan comprometer las funciones de seguridad del componente. Los componentes activos deberían funcionar después del transitorio.
- Fallo: Se producen grandes deformaciones generales produciendo una pérdida de estabilidad dimensional y daños que requieren reparación, lo cual podría suponer la

retirada del componente de servicio. Sin embargo, esta deformación no debería conducir a colapso estructural que dañara otros componentes. Además, la función de seguridad debe de mantenerse, manteniendo el confinamiento de los materiales radiactivos. Los componentes activos deberían funcionar después del transitorio.

Respecto a los espejos orientables M4, estos se clasifican como Non-SIC, por tanto, los límites de daño asociados a estos componentes son Normal y Emergencia, para los escenarios de operación normal (categoría I) y desplazamiento vertical clase III (categoría III), respectivamente. En cuanto a los codos angulares monobloque, estos se clasifican como SIC-1, por tanto, el límite de daño relativo al escenario de operación normal (categoría I) es Normal.

Sin embargo, el código de fabricación ASME sección VIII [41] no distingue entre diferentes límites de daño. Por esa razón, el código estructural de diseño para componentes internos a la cámara de vacío de ITER [72] se ha usado definir las implicaciones que los límites de daño tienen en los criterios de diseño. La Tabla 6 muestra la correspondencia entre los límites de daño asociados a los componentes de estudio (Tabla 5) con los límites de servicio existentes en el código de fabricación ASME sección VIII [41], en base a las definiciones existentes en [73]. Por tanto, para el caso de los espejos orientables M4, los criterios de diseño desarrollados en el capítulo 3.4.1 se deben incrementar en un factor 1.2 [74] para límite de daño Emergencia (para límite de daño Normal el factor es igual a 1, por lo que los criterios de diseño no varían). Para el caso de los codos angulares monobloque, el código de fabricación ASME sección III [42] si distingue entre diferentes límites de daño. Sin embargo, en este caso el límite de daño asociado es Normal, por lo que los criterios de diseño desarrollados en el capítulo 3.4.1 tampoco varían.

Tabla 6. Correspondencia entre los límites de daño y los límites de servicio de ASME sección VIII

Categoría del escenario	Límites de daño	Límites de servicio
Categoría I	Normal	A
Categoría II	Normal/Afectado	A
Categoría III	Emergencia	C
Categoría IV	Fallo	D
Cargas de testeo	Normal/test	Test

### 3.4.3 Valores límite

Los valores límite a satisfacer en los criterios de diseño para la evaluación frente colapso plástico y ratcheting (capítulo 3.4.1) se han obtenido del Apéndice A del código estructural de diseño para componentes internos a la cámara de vacío de ITER [75].

La Tabla 7 muestra los valores límite en función de la temperatura para la aleación CuCrZr, los cuales se utilizarán para la evaluación de las superficies reflectantes de los espejos orientables M4 y los codos angulares monobloque (tanto espejos como cuerpos están fabricados en CuCrZr). Los mayores valores de temperatura relativos a la superficie reflectante tienen lugar en el LSM (capítulo 3.1.1.2), alcanzándose un valor máximo de 225°C (se considera la cota superior de 250°C). En cuanto a los codos angulares monobloque, las mayores temperaturas aparecen en los espejos (capítulo 3.3.1.2), llegándose a valores de hasta 203 °C. En el caso de los cuerpos de los codos angulares monobloque, la temperatura solo alcanza los 50°C. Sin

embargo, las tensiones obtenidas son mucho menores que en los espejos por lo que la evaluación de las tensiones solamente se hará en estos últimos.

Los valores límite en función de la temperatura para el acero inoxidable 316L(N) grado ITER se pueden encontrar en la Tabla 8, los cuales se usan en la evaluación de la estructura de los espejos orientables M4. La máxima temperatura se también se alcanza en este caso en el LSM (capítulo 3.1.1.2), alcanzándose hasta 225°C en la región próxima a la superficie reflectante. Por otro lado, la Tabla 9 muestra los valores límite en función de la temperatura para el acero 600, los cuales se utilizarán para la evaluación de los rotores de los espejos orientables M4. En este caso el valor pico de temperatura es 170°C (se considera la cota superior de 200°C), el cual se alcanza en la región más próxima al plasma (capítulo 3.1.1.2).

Tabla 7. Valores límite para la aleación CuCrZr en función de la temperatura (superficies reflectantes de los espejos orientables M4 y codos angulares monobloque)

T(°C)	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
S <sub>m</sub> (MPa)	93	93	93	91	<b>86</b>	<b>81</b>	77	72	67	63	59
S <sub>PL</sub> (MPa)	175	172	166	161	<b>155</b>	<b>150</b>	144	108	100.5	94.5	88.5
S <sub>PS</sub> (MPa)	350	344	332	322	<b>310</b>	<b>300</b>	288	216	201	189	177

Tabla 8. Valores límite para el acero inoxidable 316L(N) grado ITER en función de la temperatura (estructura de los espejos orientables M4)

T(°C)	20	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350
S <sub>m</sub> (MPa)	147	147	147	147	147	141	135	130	<b>125</b>	121	118	115	112	109
S <sub>PL</sub> (MPa)	220.5	220.5	220.5	220.5	220.5	211.5	202.5	195	<b>187.5</b>	181.5	177	172.5	168	163.5
S <sub>PS</sub> (MPa)	441	441	441	441	441	423	405	390	<b>375</b>	363	354	345	336	327

Tabla 9. Valores límite para el acero 600 en función de la temperatura (rotors de los espejos orientables M4)

T(°C)	20	100	200	300	400	500
S <sub>m</sub> (MPa)	299	299	<b>299</b>	292	281	267
S <sub>PL</sub> (MPa)	585	575	<b>558</b>	540	522	501
S <sub>PS</sub> (MPa)	1170	1150	<b>1116</b>	1080	1044	1002

### 3.4.4 Verificación de las tensiones

#### 3.4.4.1 Verificación de las tensiones en los espejos orientables M4 durante operación normal

El LSM es el elemento más solicitado de los dos espejos orientables M4 en lo que respecta a las tensiones desarrolladas durante el escenario de operación normal (Figura 37). Aunque las tensiones pico son algo más elevadas en el caso del USM para la estructura del espejo y el rotor, los mayores valores de temperatura existentes en el LSM hacen que las tensiones linealizadas

en las secciones consideradas arrojen valores más restrictivos en este último. Dichas evaluaciones se han realizado de forma independiente para cada uno de los componentes debido a los diferentes valores límite asociados a cada uno de los materiales.

La Figura 66, Figura 67 y Figura 68 muestran las secciones más solicitadas de la superficie reflectante, la estructura del espejo y el rotor del LSM durante operación normal, así como las líneas trazadas para la clasificación de las tensiones. La Tabla 10, Tabla 11 y Tabla 12 presentan las verificaciones de las tensiones realizadas en dichas líneas para cada uno de los componentes en lo que respecta a su evaluación frente a colapso plástico y ratcheting. Estas verificaciones muestran que los componentes analizados son capaces de resistir las cargas desarrolladas durante la operación normal en base a los criterios de diseño descritos en el capítulo 3.4.1. Para este escenario, el componente más comprometido es la superficie reflectante, presentando un margen de seguridad mínimo de 1.24.

Tensiones de Von Misses

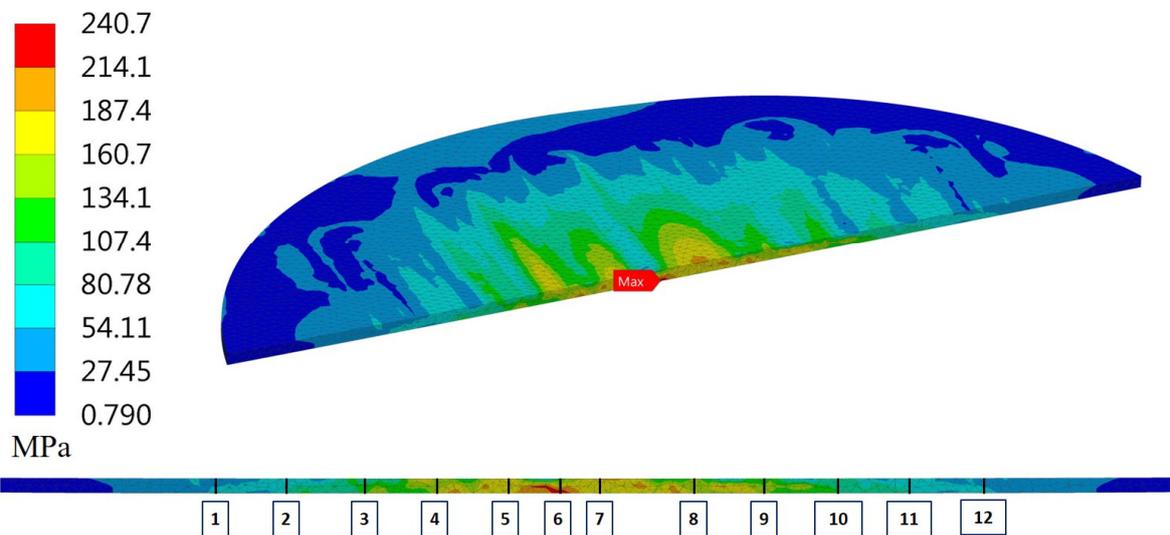
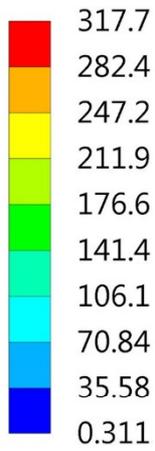


Figura 66. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en la superficie reflectante del LSM durante operación normal

Tabla 10. Verificación de las tensiones en la superficie reflectante del LSM durante operación normal

SLC	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Límite
P <sub>m</sub>	6.7	7.6	6.3	6.8	5.6	-	7.8	6.4	6.2	6.5	7.1	6.8	<b>81</b>
P <sub>L</sub>	-	-	-	-	-	8.2	-	-	-	-	-	-	<b>150</b>
P <sub>L</sub> +P <sub>B</sub>	12.0	11.9	11.9	12.0	10.7	17.7	34.6	10.9	11.1	12.1	12.1	12.0	<b>150</b>
P <sub>L</sub> +P <sub>B</sub> +Q	61.5	74.5	121.8	159.6	178.5	241.7	187.3	168.1	141.4	108.2	79.5	61.7	<b>300</b>

Tensiones de Von Misses



MPa

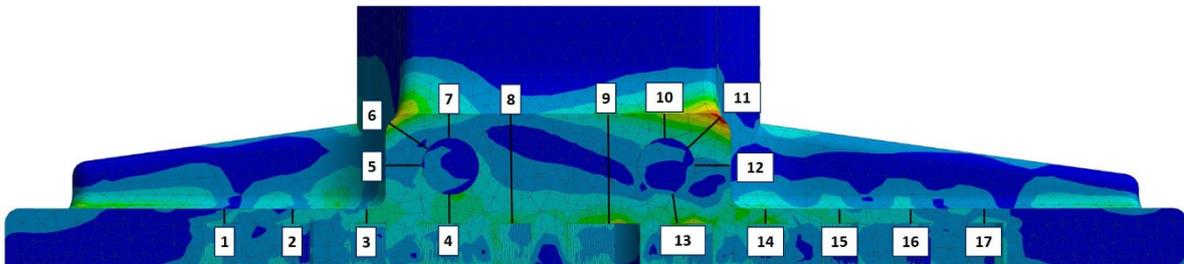
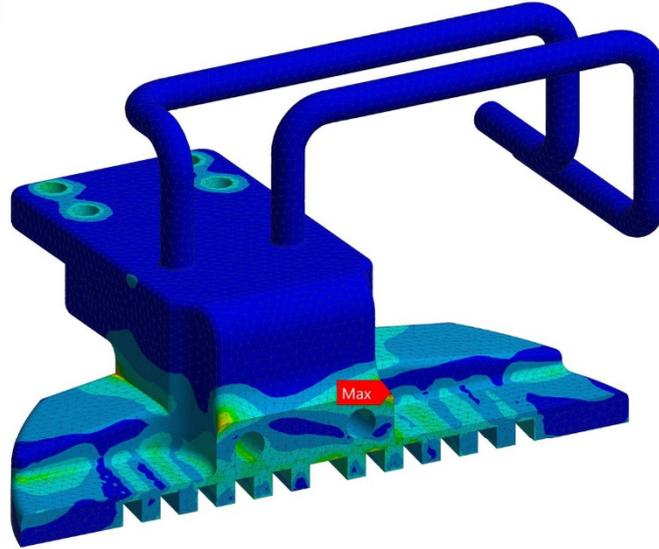


Figura 67. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en la estructura del espejo del LSM durante operación normal

Tabla 11. Verificación de las tensiones en la estructura del espejo del LSM durante operación normal

SLC	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Límite
$P_m$	6.3	5.8	5.6	-	-	-	-	-	-	<b>125</b>
$P_L$	-	-	-	7.1	3.7	3.1	5.6	0.8	1.4	<b>187.5</b>
$P_L+P_B$	9.2	9.7	8.5	9.1	6.7	6.9	7.8	3.2	4.4	<b>187.5</b>
$P_L+P_B+Q$	91.9	102.6	137.7	135.7	71.4	205.6	107.2	128.4	144.9	<b>375</b>

SLC	10	11	12	13	14	15	16	17	Límite
$P_m$	-	-	-	-	5.4	5.8	5.8	6.0	<b>125</b>
$P_L$	5.8	3.1	3.7	7.5	-	-	-	-	<b>181.5</b>
$P_L+P_B$	7.2	7.6	7.0	8.3	9.0	8.8	9.0	9.8	<b>181.5</b>
$P_L+P_B+Q$	201.9	273.7	64.3	166.2	191.0	138.1	101.4	99.4	<b>375</b>

Tensiones de Von Misses

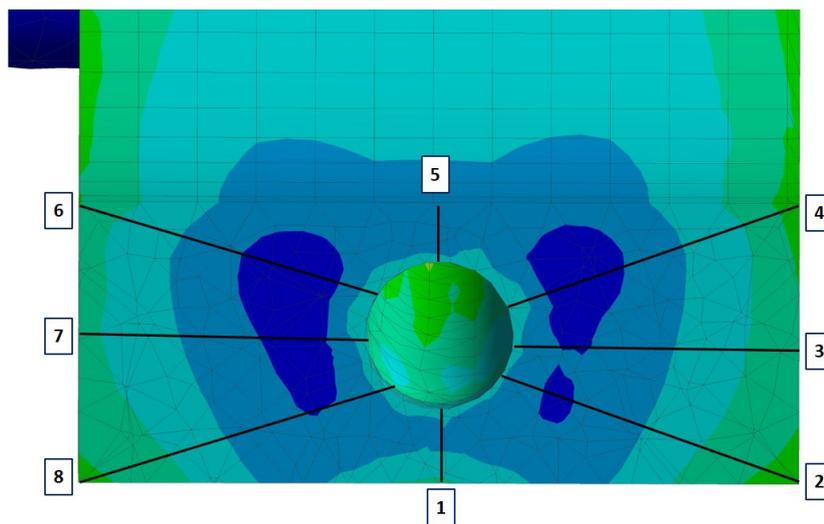
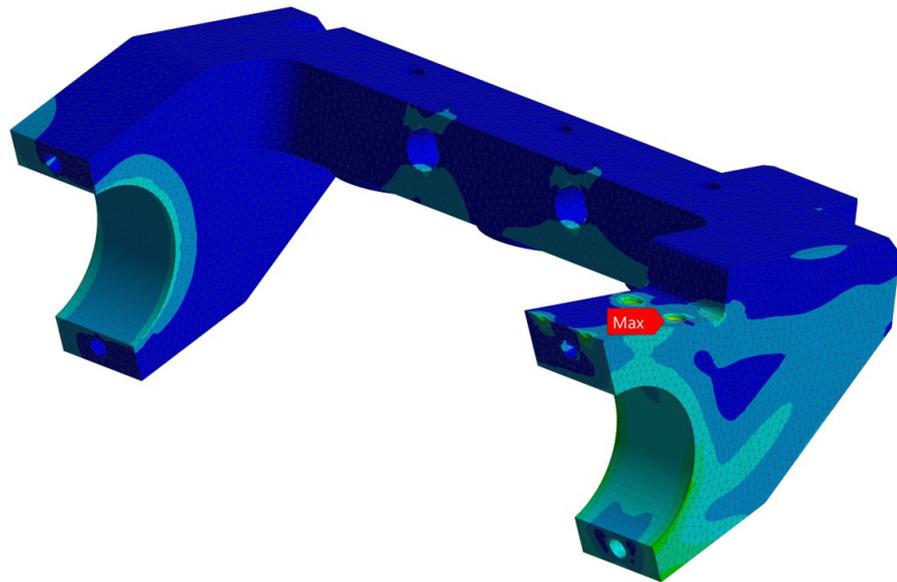
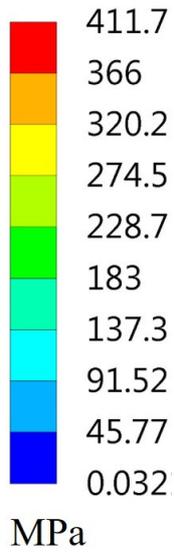


Figura 68. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en el rotor del LSM durante operación normal

Tabla 12. Verificación de las tensiones en el rotor del LSM durante operación normal

SLC	1	2	3	4	5	6	7	8	Límite
$P_m$	5.3	-	3.1	-	4.4	-	1.9	-	<b>299</b>
$P_L$	-	2.5	-	3.6	-	3.1	-	1.6	<b>558</b>
$P_L+P_B$	6.6	4.5	4.8	4.7	5.6	4.7	4.3	4.0	<b>558</b>
$P_L+P_B+Q$	151.2	226.1	183.7	189.6	97.5	163.5	165.8	213.2	<b>1116</b>

### 3.4.4.2 Verificación de las tensiones en los espejos orientables M4 durante el evento de desplazamiento vertical

En este caso el USM es el elemento más solicitado de los dos espejos orientables M4 en lo que respecta a las tensiones desarrolladas durante el escenario de desplazamiento vertical (Figura 49). Esto se justifica debido a las mayores fuerzas inducidas en USM producidas por las mayores dimensiones de la superficie reflectante. Como en caso anterior, la evaluación de las tensiones se ha realizado de forma independiente para cada uno de los componentes. Debido al límite de servicio asociado a este evento, los valores límite de los criterios de diseño se deben incrementar un factor 1.2.

La Figura 69, Figura 70 y Figura 71 muestran las secciones más solicitadas de la superficie reflectante, la estructura del espejo y el rotor del USM durante el escenario de desplazamiento vertical, así como las líneas trazadas para la clasificación de las tensiones. La Tabla 13, Tabla 14 y Tabla 15 presentan las verificaciones de las tensiones realizadas en dichas líneas para cada uno de los componentes en lo que respecta a su evaluación frente a colapso plástico. En este caso el criterio de diseño 8) no se ha evaluado ya que el evento de desplazamiento vertical tiene asociado un factor de incidencia igual a 1 [39] y, por tanto, no pueden producirse la deformación progresiva asociada al fenómeno de ratcheting. El componente más comprometido es la estructura del espejo, ya que tiene que soportar el momento de flexión desarrollado durante este escenario. El margen de seguridad mínimo obtenido en este caso es de 1.18.

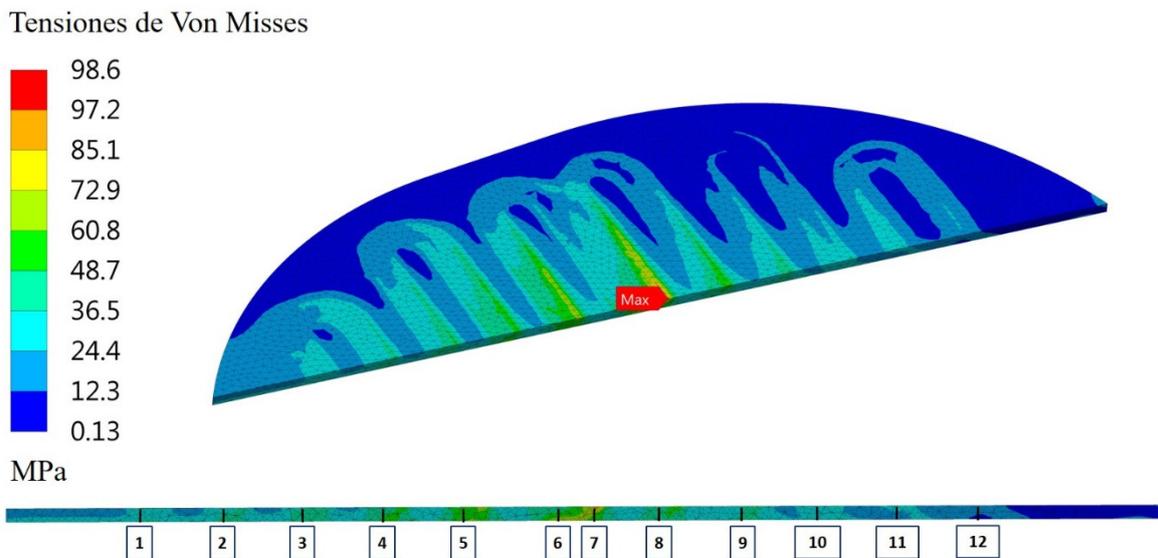
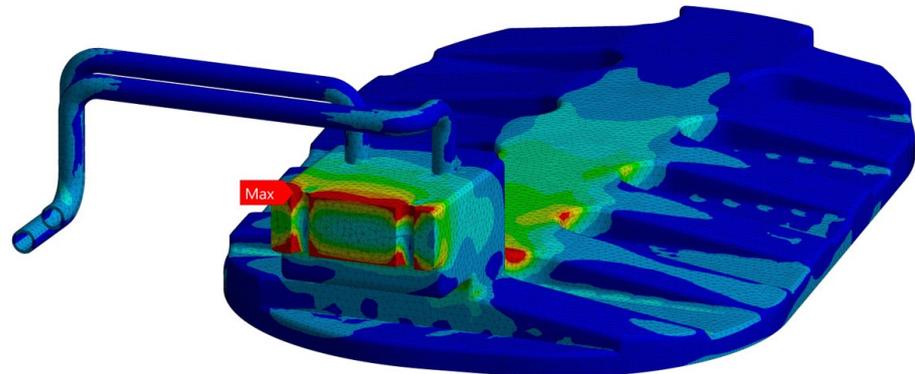
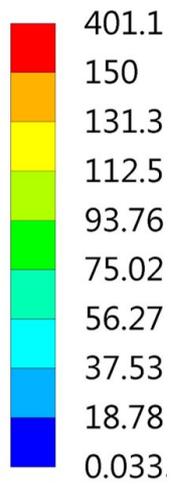


Figura 69. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en la superficie reflectante del USM durante el evento de desplazamiento vertical

Tabla 13. Verificación de las tensiones en la superficie reflectante del USM durante el evento de desplazamiento vertical

SLC	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Límite
$P_m$	32.7	38.0	41.9	47.6	57.4	53.9	58.1	45.9	37.5	29.4	22.3	14.3	<b>97.2</b>
$P_L$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	<b>180</b>
$P_L+P_B$	38.2	42.8	46.0	52.1	61.2	71.5	83.5	48.3	39.0	30.0	30.3	22.7	<b>180</b>

Tensiones de Von Misses



MPa

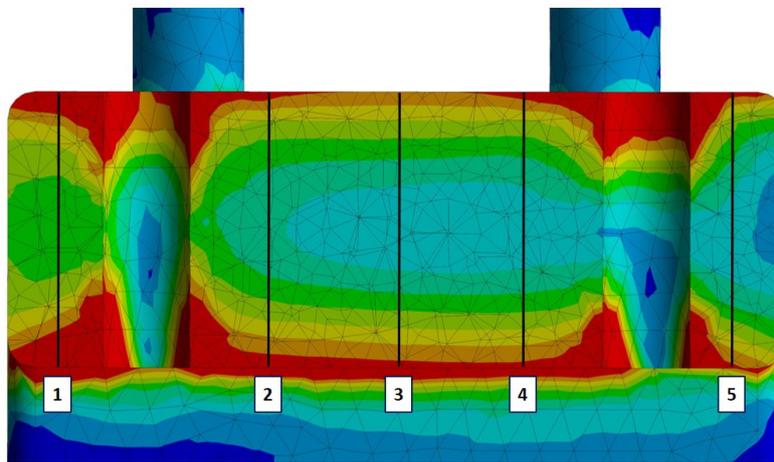


Figura 70. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en la estructura del espejo del USM durante el evento de desplazamiento vertical

Tabla 14. Verificación de las tensiones en la estructura del espejo del USM durante el evento de desplazamiento vertical

SLC	1	2	3	4	5	Límite
$P_m$	60.3	35.0	28.1	35.0	32.7	<b>150</b>
$P_L$	-	-	-	-	-	<b>225</b>
$P_L+P_B$	189.8	155.2	152.6	155.2	136.4	<b>225</b>

## Tensiones de Von Misses

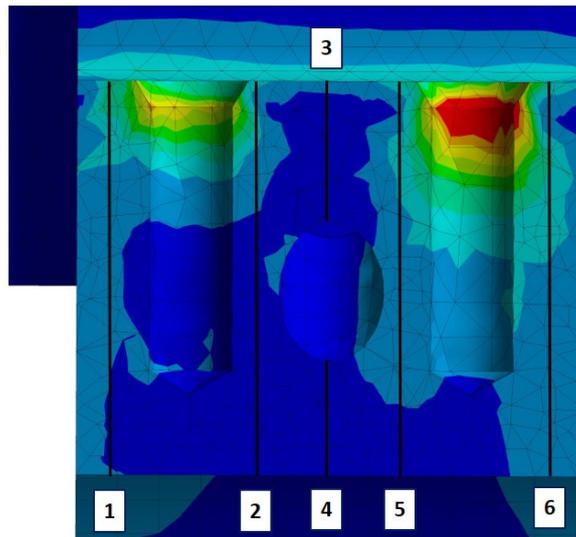
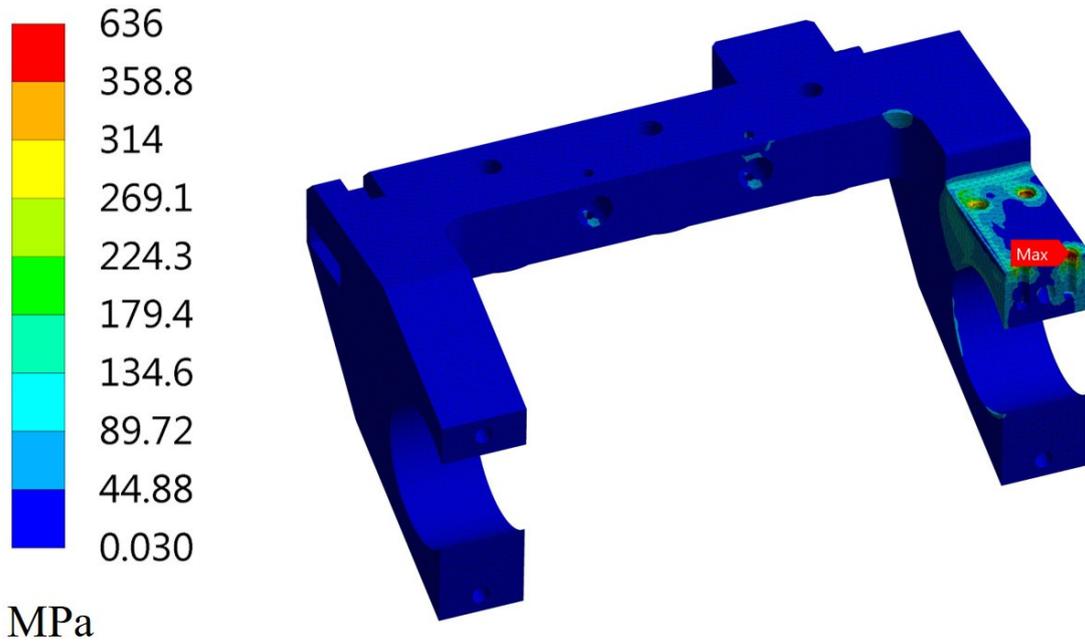


Figura 71. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en el rotor del USM durante el evento de desplazamiento vertical

Tabla 15. Verificación de las tensiones en el rotor del USM durante el evento de desplazamiento vertical

SLC	1	2	3	4	5	6	Límite
$P_m$	56.8	21.8	21.5	33.1	58.6	68.6	<b>358.8</b>
$P_L$	-	-	-	-	-	-	<b>669.6</b>
$P_L+P_B$	10.4	49.3	48.7	36.0	76.6	85.6	<b>669.6</b>

### 3.4.4.3 Verificación de las tensiones en los codos angulares monobloque durante operación normal

Los espejos son los elementos más solicitados de los codos angulares monobloque durante el escenario de operación normal (Figura 59 y Figura 60). Estas mayores tensiones aparecen debido al mayor gradiente térmico existente en los espejos en comparación con el desarrollado en los cuerpos de los MBMB superior e inferior. En este caso, las tensiones tan solo se han verificado en los espejos, ya que tanto estos como los cuerpos de los MBMB superior e inferior comparten el mismo material (CuCrZr) y las tensiones existentes en los espejos son mucho mayores.

La Figura 72 muestra la sección más solicitada del espejo más tensionado (la diferencia en lo que respecta a las tensiones desarrolladas en los diferentes espejos es muy baja) durante el escenario de operación normal, así como las líneas trazadas para la clasificación de las tensiones. La Tabla 16 presentan las verificaciones de las tensiones realizadas en dichas líneas para su evaluación frente a colapso plástico y ratcheting. Estas verificaciones muestran que los componentes de los codos angulares monobloque son capaces resistir las cargas desarrolladas durante la operación normal en base a los criterios de diseño descritos en el capítulo 3.4.1, presentando un margen de seguridad mínimo de 1.11.

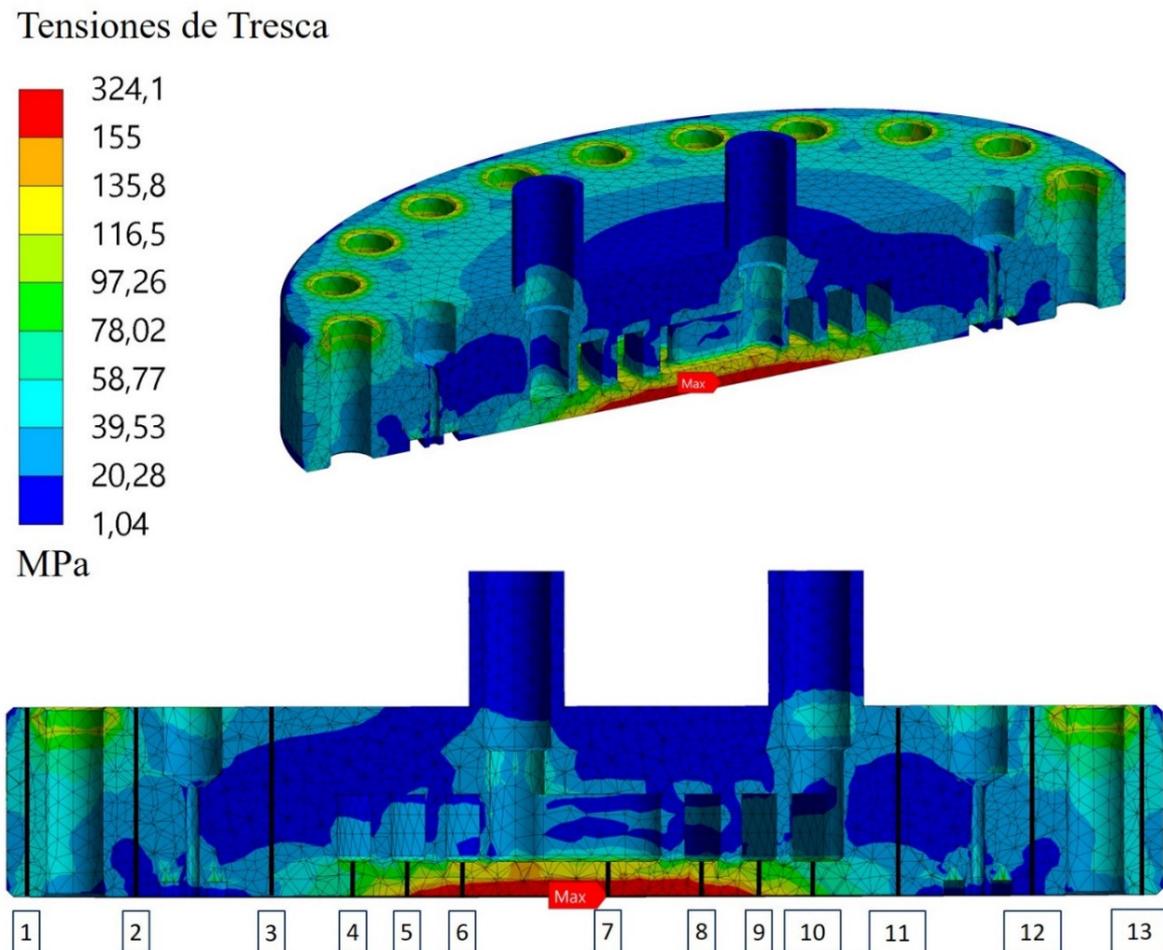


Figura 72. Sección y SCLs para la verificación de las tensiones en el espejo del MBMB durante operación normal

Tabla 16. Verificación de las tensiones en el espejo del MBMB durante operación normal

SCL	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	Límite
$P_m$	46.5	32.6	4.1	19.1	19.4	20.6	21.7	20.5	20.3	20.3	4.3	32.4	48.6	<b>86</b>
$P_L$	-	-	-	-	-	-			-	-	-	-	-	<b>155</b>
$P_L+P_B$	58.3	64.1	25.8	21.3	25.7	27.7	27.1	26.8	25.4	20.9	29.8	62.8	61.1	<b>155</b>
$P_L+P_B$ +Q	59.9	70.4	41.0	82.3	145.3	197.9	277.9	194.6	132.6	85.5	33.1	69.1	63.6	<b>310</b>



## 4 Conclusiones

En la presente tesis doctoral se han descrito las tareas de análisis y rediseño llevadas a cabo con el objetivo de optimizar el diseño de los espejos orientables M4 y de los codos angulares monobloque, de modo que esto se refleje en una mejora local de la transferencia de potencia que contribuya al aumento de la eficiencia en la antena superior del sistema ECH de ITER. Para ello, estos componentes se han evaluado frente a los escenarios más relevantes desde el punto de vista funcional, siendo estos la operación normal de transmisión de potencia para el caso de los espejos orientables M4 y de los codos angulares monobloque y el evento de desplazamiento vertical del plasma para los espejos orientables M4. Posteriormente, los resultados obtenidos en estos análisis se han comparado con los valores límite establecidos en el código de fabricación ASME con el objetivo de evaluar la integridad mecánica de estos componentes frente a las cargas que tienen lugar durante estos escenarios.

Las conclusiones más destacables que pueden extraerse de este trabajo se pueden resumir en los siguientes puntos:

- Los análisis fluidodinámicos muestran que la potencia transmitida, en tanto los espejos orientables M4 como en los codos angulares monobloque durante el escenario de operación normal, puede ser adecuadamente disipada con un flujo másico aceptable, produciendo valores pico de temperatura en la zona de reflexión de haz de 225°C y 203°C para los espejos orientables M4 y los codos angulares monobloque, respectivamente.
- Para el flujo másico considerado, la velocidad máxima de fluido refrigerante en la zona de la superficie reflectante de los espejos orientables M4 es 4 m/s, por lo que no se esperan obtener problemas asociados a la corrosión en esta zona durante la vida útil de componente. Para el caso de los espejos de los codos angulares monobloque, la velocidad obtenida alcanza hasta 7.3 m/s en la zona central. No obstante, estos valores también son admisibles ya que el agua de refrigeración usada para los componentes del sistema de primer confinamiento no presenta los fenómenos de oxidación/reducción que tienen lugar en los componentes internos a la cámara de vacío.
- Tanto la temperatura de salida del agua como la caída de presión en los diferentes circuitos muestran valores menores que los máximos definidos en los sistemas de refrigeración a los que están conectados. Por lo tanto, estos valores justifican la posible conexión en serie de tanto los espejos orientables M4 con otros componentes internos a la cámara de vacío como de los codos angulares monobloque con otros componentes del sistema de primer confinamiento.
- La máxima temperatura local del fluido refrigerante en los codos angulares monobloque tiene lugar en el centro de los espejos, alcanzando valores máximos de hasta 134°C. Este valor es menor que la temperatura de ebullición del agua para la mínima presión admisible del sistema CCWS-1, por lo que se pueden descartar los problemas asociados a los fenómenos de cavitación. Para el caso de los espejos orientables M4, los problemas de cavitación se pueden descartar directamente, ya que la presión mínima del sistema PHTS es mucho más elevada.
- Las simulaciones electromagnéticas de los espejos orientables M4 durante el escenario de desplazamiento vertical del plasma indican que la mayor parte de la densidad de corriente se induce en las superficies reflectantes debido a la conductividad eléctrica mucho más elevada del CuCrZr. En relación con esto, las mayores fuerzas también

aparecen en las superficies reflectantes, generando un momento de flexión que tiende a rotar los espejos hacia arriba. Debido a las mayores dimensiones del USM, el mayor momento de flexión tiene lugar en este espejo, alcanzando valores pico de -95.0 Nm, 92.8 Nm and 584.3 Nm para las coordenadas radiales, toroidales y verticales, respectivamente.

- La comparación entre las tensiones linealizadas y los criterios de diseño existentes en el código ASME muestran que, tanto los espejos orientables M4 como los codos angulares monobloque, son capaces de resistir las cargas desarrolladas durante el escenario de operación normal desde el punto de vista del colapso plástico y ratcheting. Las comparaciones anteriormente mencionadas también se han realizado en los espejos orientables M4 para el escenario accidental de desplazamiento vertical del plasma, obteniéndose resultados satisfactorios en base a los límites de daño asociados a ese escenario en lo que respecta al colapso plástico.
- De los dos espejos orientables M4, el LSM es el espejo más solicitado en lo que respecta a las tensiones desarrolladas durante el escenario de operación normal. Aunque las tensiones pico son algo más elevadas en el caso del USM para la estructura del espejo y el rotor, los mayores valores de temperatura existentes en el LSM hacen que las tensiones linealizadas en las secciones consideradas arrojen valores más restrictivos en este último. La superficie reflectante es el componente más comprometido del LSM, presentando un margen de seguridad mínimo de 1.24.
- Para el escenario de desplazamiento vertical del plasma, el USM es el espejo más demandado desde el punto de vista de las tensiones desarrolladas. Esto se justifica debido a las mayores fuerzas inducidas en USM asociadas a las mayores dimensiones de la superficie reflectante. En este caso, el componente más comprometido es la estructura del espejo, ya que este tiene que soportar el momento flector desarrollado durante este escenario, obteniéndose un margen de seguridad mínimo de 1.18.
- Respecto a los codos angulares monobloque, los espejos son los elementos más comprometidos durante el escenario de operación normal. Estas mayores tensiones aparecen debido al mayor gradiente térmico existente en los espejos en comparación con el desarrollado en los cuerpos de los MBMB superior e inferior. En este caso, el margen de margen de seguridad mínimo obtenido es de 1.11.

## 5 Referencias

- [1] Fusion for Energy, Merits of Fusion Energy, visitado en octubre 2020, <https://fusionforenergy.europa.eu/merits-of-fusion-energy/>
- [2] Nuclear Power, Nuclear Fusion, visitado en octubre 2020, <https://www.nuclear-power.net/nuclear-power/nuclear-fusion/>
- [3] ITER Organization, In a few lines, visitado en octubre 2020, <https://www.iter.org/proj/inafewlines>
- [4] ITER Organization, ITER Image Galleries, visitado en octubre 2020, <https://www.iter.org/news/galleries>
- [5] C. Darbos, F. Albajar, T. Bonicelli, G. Carannante, M. Cavinato, F. Cismondi, G. Denisov, D. Farina, M. Gagliardi, F. Gandini et al., Status of the ITER Electron Cyclotron Heating and Current Drive System, *Journal of Infrared, Millimetre, and Terahertz Waves* (2016) 37:4–20
- [6] M. Henderson, G. Saibene, C. Darbos, D. Farina, L. Figini, M. Gagliardi, F. Gandini, T. Gassmann, G. Hanson, A. Loarte et al., The targeted heating and current drive applications for the ITER electron cyclotron system, *Physics of Plasmas* 22, (2015) 021808
- [7] I.T. Chapman, R.J. La Haye, R.J. Buttery, W.W. Heidbrink, G.L. Jackson, C.M. Muscatello, C.C. Petty, R.I. Pinsker, B.J. Tobias, F. Turco, Sawtooth control using electron cyclotron current drive in ITER demonstration plasmas in DIII-D, *Nuclear Fusion* 52 (2012) 063006
- [8] G. Giruzzi, M. Zabiégo, Neoclassical tearing mode stabilization by ECCD in ITER, *Fusion Engineering and Design* 53 (2001) 43–46
- [9] T. Gassmann, B. Arambhadiya, B. Beaumont, U.K. Baruah, T. Bonicelli, C. Darbos, D. Purohit, H. Decamps, F. Albajar, F. Gandini et al., High voltage power supplies for ITER RF heating and current drive systems, *Fusion Engineering and Design* 86 (2011) 884–887
- [10] R. Ikeda, Y. Oda, T. Kobayashi, M. Terakado, K. Kajiwara, K. Takahashi, S. Moriyama, K. Sakamoto, Development of 170 GHz, 1MW gyrotron with high-order TE<sub>31,11</sub> mode oscillation for ITER EC system, *Fusion Engineering and Design* 128 (2018) 23–27
- [11] F. Gandini, T. S. Bigelow, B. Becket, J. B. Caughman, D. Cox, C. Darbos, T. Gassmann, M. A. Henderson, O. Jean, K. Kajiwara et al., The EC H&CD Transmission Line for ITER, *Fusion Science and Technology* 59, 4, 709 (2011)
- [12] K. Takahashi, K. Kajiwara, Y. Okazaki, Y. Oda, K. Sakamoto, T. Omori, M. Henderson, Progress of ITER equatorial electron cyclotron launcher design for physics optimization and toward final design, *Fusion Engineering and Design* 89, 6-8 (2011) 982-986
- [13] D. Strauss, G. Aiello, A. Bruschi, R. Chavan, D. Farina, L. Figini, M. Gagliardi, V. Garcia, T.P. Goodman, G. Grossetti et al., Progress of the ECRH Upper Launcher design for ITER, *Fusion Engineering and Design* 89 (2014) 1669–1673
- [14] D. Strauss, G. Aiello, R. Bertizzolo, A. Bruschi, N. Casal, R. Chavan, D. Farina, L. Figini, M. Gagliardi, T.P. Goodman et al., Nearing final design of the ITER EC H&CD Upper Launcher, *Fusion Engineering and Design* 146, Part A, (2019) 23-26

- [15] A. Mas Sanchez, G. Aiello, R. Chavan, M. Gagliardi, T. Goodman, M. Henderson, J-D. Landis, G. Saibene, P. Santos Silva, A. Vaccaro, Mechanical analyses of the ITER electron cyclotron upper launcher first confinement system, *Fusion Engineering and Design* 123 (2017) 458–462
- [16] A. Mas Sanchez, R. Chavan, M. Gagliardi, T. Goodman, J-D. Landis, G. Saibene, F. Ramseyer, P. Santos Silva, M. Vagnoni, Design status of the double Closure Plate Sub-Plate concept for the ITER Electron Cyclotron Upper Launcher, *Fusion Engineering and Design* 136 (2018) 503-508
- [17] M. Vagnoni, R. Chavan, M. Gagliardi, T. Goodman, A. Mas Sanchez, P. Santos Silva, Thermo-mechanical analysis of an ITER ECH&CD Upper Launcher mirror, *Fusion Engineering and Design* 136 (2018) 766-770
- [18] P. Santos, R. Chavan, T.P. Goodman, A. Mas Sanchez, M. Vagnoni, Design concept and thermal-structural analysis of a high power reflective mm-wave optical mirror (M2) for the ITER ECH-UL, *Fusion Engineering and Design* 146, Part A (2019) 618-621
- [19] M. Vagnoni, R. Chavan, A. Mas Sanchez, T. Goodman, P. Santos Silva, Design Concept and Thermal–Mechanical Analysis of the Optical Mirror (M3) for the ITER ECH Upper Launcher, *IEEE Transactions on Plasma Science* 48, Issue 6, (2020) 1543-1548
- [20] A. Krause, S. Schreck, Intermediate Report on Task 9.6. Design of the Mirror M4, *Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_283UHB v1.0* (2014)
- [21] J.-D. Landis, S. Schreck, Intermediate report on task 9.7: Steering mirror assembly, *Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_277MFN v1.0* (2013)
- [22] P. Spaeh, G. Aiello, A. Meier, T. Scherer, S. Schreck, D. Strauss, Lessons Learned from the Final Design Process of the ITER EC Upper Launcher Structural System, *IEEE Transactions on Plasma Science* 48, Issue 6, (2020) 1549-1554
- [23] P. Spaeh, G. Aiello, A. Binni, R. Gessner, A. Goldmann, G. Grossetti, A. Kroiss, A. Meier, C. Obermeier, T. Scherer, et al., Prototyping of the Blanket Shield Module for the ITER EC H&CD Upper launcher, *Fusion Engineering and Design* 89 (2014) 960–964
- [24] P. Spaeh, G. Aiello, N. Casal, M. Gagliardi, J. Pacheco, T. Scherer, S. Schreck, D. Strauss, B. Weinhorst, Design of the ITER EC upper launcher nuclear shielding, *Fusion Engineering and Design* 146 (2019) 614–617
- [25] R. Piehl, Provision of corrugated waveguide mock-ups for the EC Launcher, *Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_2HEC3R v1.0* (2019)
- [26] G. Aiello, N. Casal, P. Estébanez, V. Gràcia, M. Henderson, A. Meier, G. Saibene, T. Scherer, S. Schreck, D. Strauss, A. Vaccaro, FEM analyses of the ITER EC H&CD torus diamond window unit towards the prototyping activity, *Fusion Engineering and Design* 161 (2020) 112052
- [27] R. Chaván, S. Schreck, Intermediate Report on Task 7.5: Design of the Isolation Valve, *Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_25WTM4 v4.0* (2016)
- [28] D. Ronden, R. Chaván, Design Description of a concept of the WG ceiling support structure, *Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_352X6C v1.0* (2015)
- [29] A. Mas Sanchez, R. Bertizzolo, R. Chavan, M. Gagliardi, T. Goodman, J-D. Landis, G. Saibene, P. Santos Silva, A. Vaccaro, Mechanical analyses of the waveguide flange coupling for the first confinement system of the ITER electron cyclotron upper launcher, *Fusion Engineering and Design* 109–111 (2016) 532–538

- 
- [30] P. Santos Silva, R. Chavan, M. Gagliardi, T. Goodman, J.-D. Landis, F. Ramseyer, A. Mas Sánchez, M. Vagnoni, Thermal mechanical analyses of the mm-wave miter bend for the ITER electron cyclotron upper launcher first confinement system, *Fusion Engineering and Design* 136, Part A (2018) 650-654
- [31] T. Goodman, Monoblock Mitre Bend, Fusion Energy Technical Presentation F4E\_D\_23VLJK v1.0 (2013)
- [32] J.-D. Landis, R. Chavan, M. Henderson, R. Bertizzolo, A. Collazos, F. Sanchez, Design status of the ITER ECH Upper Launcher Steering Mirror Mechanism, 2007 IEEE 22nd Symposium on Fusion Engineering (2007) 9809968
- [33] P. Santos, C. Schlatter, Technical note on the thermomechanical analysis of the mm-waveguide miter bend cooling concepts for the EC UL, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_26U44W v1.0 (2016)
- [34] T. Goodman, ECH UL millimeter waveguide thermal loading, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_2JUJRJ v1.1 (2019)
- [35] B. Baldisserri, Investigation of Mitre Bend Mirror Cooling, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_2P68YH v1.1 (2020)
- [36] N. Casal, EC UL System Classification, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_265SC9 v2.2 (2018)
- [37] T. Goodman, F. Ramseyer, S. Schreck, Design Report Optical Tolerances, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_29U87J v1.1 (2017)
- [38] J. Pacheco Cansino, New and old EW geometrical comparison, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_2KUH5E v1.1 (2019)
- [39] N. Casal, EC UL Sub-System Load Specification, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_25QD28 v5.1 (2018)
- [40] ANSYS Workbench 19.2 User's Guide, ANSYS Inc (2018)
- [41] ASME Section VIII, Division 2 - Alternative Rules, The American Society of Mechanical Engineers (2015)
- [42] ASME Section III, Division 1 - Subsection NC, Class 2 Components, The American Society of Mechanical Engineers (2015)
- [43] S. La Rovere, C&S assessment for UL components, Fusion Energy File F4E\_D\_257P88 v1.0 (2015)
- [44] P. Santos Silva, R. Chavan, T. Goodman, A. Mas Sánchez, M. Vagnoni, Design and Thermal-Structural Analyses of Ancillary Components for the Optical Steering Mirror (M4) for the ITER ECH Upper Launcher, *IEEE Transactions on Plasma Science* 48,
- [45] RP Photonics, Gaussian Beams, visitado en noviembre 2020, [https://www.rp-photonics.com/gaussian\\_beams.html](https://www.rp-photonics.com/gaussian_beams.html)
- [46] K. P. Singh, A. Patel, K. Bhoje, S.S. Khirwadkar, M. Mehta, Optimization of the diffusion bonding parameters for SS316L/CuCrZr with and without Nickel interlayer, *Fusion Engineering and Design* 112 (2016) 274–282
- [47] L. Worth, ITER Vacuum Handbook, ITER Technical Report ITER\_D\_2EZ9UM v2.3 (2009)

- [48] A. Ferhati, Feasibility Trials - Welding Methods for Blanking Plugs, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_27SAPV v2.0 (2017)
- [49] V. Barabash, M. Loughlin, Chemical composition and impurity requirements for materials, ITER Technical Report ITER\_D\_REYV5V v2.3 (2016)
- [50] J. Pacheco, ECH UL Mirror 4 Interpolated Nuclear Heating.csv file, Fusion Energy File F4E\_D\_2DEZ45 v1.0 (2018)
- [51] J. Pacheco, M4 View Factor Calculation.csv file, Fusion Energy File F4E\_D\_2DFVQ2 v1.0 (2018)
- [52] N. Miki, M. Verrecchia, P. Barabaschi, A. Belov, S. Chiochio, F. Elio, K. Ioki, S. Kikuchi, V. Kokotkov, J. Ohmori et al., Vertical displacement event/disruption electromagnetic analysis for the ITER-FEAT vacuum vessel and in-vessel components, Fusion Engineering and Design 58–59 (2001) 555–559
- [53] J. W. Davis, G. W. Wille, P. Fenici, C. Vinche, S. Zinkle, S. Fabritsiev, G. Kalinin, V. Barabash, A. Peacock, P. Marmy et al., ITER MPH - CuCrZr alloy, ITER Technical Report ITER\_D\_2232WC v2.1 (2007)
- [54] P. Schiller, P. Fenici, J. W. Davis, G. Kalinin, V. Barabash, A. Peacock, A.A. Tavassoli, G. Kalinin, ITER MPH - AA04 316L(N)-IG – Annealed, ITER Technical Report ITER\_D\_222W67 v2.0 (2005)
- [55] V. Barabash, A. Peacock, ITER MPH - Steel Grade 660, ITER Technical Report ITER\_D\_223JG9 v1.0 (2005)
- [56] V. Barabash, ITER MPH - Ti-6Al-4V – Annealed, ITER Technical Report ITER\_D\_222XY2 v2.0 (2007)
- [57] National Institute of Standards and Technology, Propiedades termofísicas de sistemas fluidos, visitado en junio 2020, <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
- [58] B. Baldisserri, EC UL In-Vessel Cooling System Load Specification, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_2B9LQV v1.1 (2019)
- [59] F. R. Menter, Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective, Journal International Journal of Computational Fluid Dynamics 23 (2009) 23, Issue 4, 305-316
- [60] M. Vagnoni, T. Goodman, C. Schlatter, Technical Note on the Heat Loss on the In-Vessel Mirrors, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_29FXNA v1.0 (2017)
- [61] C. J. Werner, J. Armstrong, F. B. Brown, J. S. Bull, L. Casswell, L. J. Cox, D. Dixon, R. A. Forster, J. T. Goorley, H. G. Hughes et al., MCNP User's manual Code Version 6.2, Los Alamos National Laboratory (2017)
- [62] B. Weinhorst, S. Schreck, Report on nuclear heating for the upper launcher, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_2BQGFR v1.0 (2018)
- [63] J. M. Zarzalejos, Report on the estimation of the radiation view factors in plasma-facing regions of the Electron Cyclotron Upper Launcher's Blanket Shield Module, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_3QAVPB v2.0 (2016)

- 
- [64] E. Bratu, Activated Corrosion Products in the EC-UL cooling water, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_2SNGD7 v3.0 (2016)
- [65] G. Aiello, S. Schreck, Dup3 report on analysis macros, guidelines and results, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_29UN6E v1.0 (2018)
- [66] W. G. Fano, R. Alonso, G. Quintana, El campo magnético generado por las bobinas de Helmholtz y su aplicación a la calibración de sondas, *Revista elektron*, Vol. 1, No. 2, pp. 91-96 (2017)
- [67] A. Vaccaro, Report on global electromagnetic analyses for the upper launcher, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_24ZGKJ v4.3 (2015)
- [68] G. Aiello, Magnetic Flux Density on Mirror 4, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_2DJLT8 v1.0 (2018)
- [69] B. Baldisserri, EC UL Ex-vessel Cooling Component Load Specification, Fusion Energy Technical Report F4E\_D\_2ELL32 v1.2 (2019)
- [70] HTMS Saint-Gobain, comunicación privada, noviembre 2014
- [71] J. Davis, P. Schiller, K. T. Slattery, J. Rensman, A. Peacock, V. Barabash, ITER MPH – Inconel 718, ITER Technical Report ITER\_D\_222XVL v2.0 (2005)
- [72] V. Barabash, Structural Design Criteria for ITER In-vessel Components, ITER Technical Report ITER\_D\_222RCH v3.0 (2012)
- [73] ASME Section III, Subsection NCA, General requirements for Division 1 and Division 2, The American Society of Mechanical Engineers (2015)
- [74] G. Sannazzaro, Allowable values and limits in service level C and D for ITER mechanical components, ITER Technical Report ITER\_D\_3G3SYJ v3.1 (2012)
- [75] V. Barabash, Appendix A, Materials Design Limit Data, ITER Technical Report ITER\_D\_222RLN v3.3 (2013)



## 6 Informe con el factor de impacto de las publicaciones presentadas

Los artículos de la presente tesis se han publicado en dos revistas: IEEE Transactions on Plasma Science y Fusion Engineering and Design. A continuación, se muestra el factor de impacto recogido de la Web of Science: <https://jcr.clarivate.com>

### IEEE TRANSACTIONS ON PLASMA SCIENCE

ISSN: 0093-3813  
eISSN: 1939-9375  
IEEE-INST ELECTRICAL ELECTRONICS ENGINEERS INC  
445 HOES LANE, PISCATAWAY, NJ 08855-4141  
USA

TITLES  
ISO: IEEE Trans. Plasma Sci.  
JCR Abbrev: IEEE T PLASMA SCI

LANGUAGES  
English

CATEGORIES  
PHYSICS, FLUIDS & PLASMAS – SCIE

PUBLICATION FREQUENCY  
12 issues/year

[Go to Journal Table of Contents](#) [Go to Ulrich's](#) [Printable Version](#)

Current Year 2018 2017 All Years

Key Indicators - All Years									Export
Year	Total Cites	Journal Impact Factor	Impact Factor without Journal Self Cites	5 Year Impact Factor	Immediacy Index	Citable Items	% Articles in Citable Items	Average JIF Percentile	
	Trend	Trend	Trend	Trend	Trend	Trend	Trend	Trend	
✓2019	10,288	1.309	0.932	1.225	0.241	714	99.72	30.882	
2018	9,924	1.325	1.063	1.158	0.267	561	99.82	23.438	
2017	9,251	1.253	0.901	1.161	0.197	451	99.56	27.419	
2016	8,680	1.052	0.843	1.010	0.143	470	99.57	30.645	
2015	8,046	0.958	0.666	0.983	0.209	574	99.83	21.667	
2014	7,576	1.101	0.820	1.089	0.139	763	99.74	33.871	
2013	7,101	0.950	0.659	1.064	0.146	526	100.00	30.645	
2012	6,665	0.868	0.680	1.024	0.238	470	99.57	27.419	
2011	5,620	1.174	0.901	1.161	0.069	854	100.00	43.548	

IMPACT METRICS			INFLUENCE METRICS		SOURCE METRICS	
Total Cites	10,288	✓Trend	Eigenfactor Score	0.01047	Citable Items	714
Journal Impact Factor	1.309	Trend	Article Influence Score	0.294	% Articles in Citable Items	99.72
5 Year Impact Factor	1.225	Trend	Normalized Eigenfactor	1.27680	Average JIF Percentile	30.882
Immediacy Index	0.241	Trend			Cited Half-Life	8.6
Impact Factor without Journal Self Cites	0.932	Trend			Citing Half-Life	10.4

# IEEE TRANSACTIONS ON PLASMA SCIENCE

ISSN: 0093-3813  
 eISSN: 1939-9375  
 IEEE-INST ELECTRICAL ELECTRONICS ENGINEERS INC  
 445 HOES LANE, PISCATAWAY, NJ 08855-4141  
 USA

TITLES  
 ISO: IEEE Trans. Plasma Sci.  
 JCR Abbrev: IEEE T PLASMA SCI

LANGUAGES  
 English

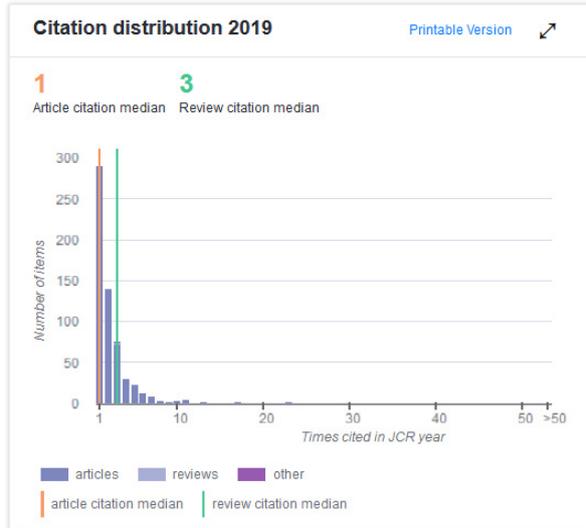
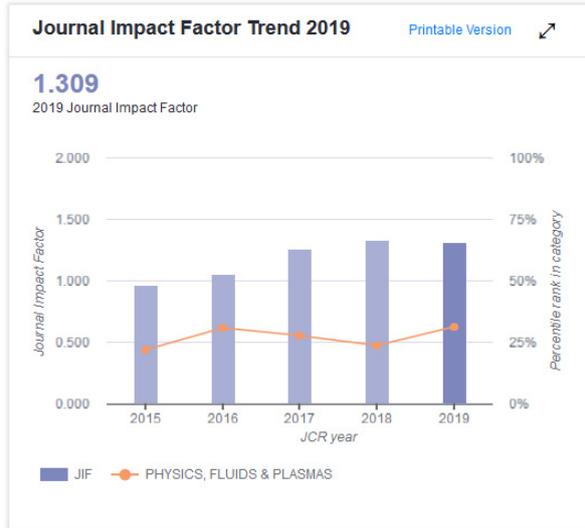
CATEGORIES  
 PHYSICS, FLUIDS & PLASMAS – SCIE

PUBLICATION FREQUENCY  
 12 issues/year

[Go to Journal Table of Contents](#)   [Go to Ulrich's](#)   [Printable Version](#)

[Current Year](#)   **2018**   [2017](#)   [All Years](#)

The data in the two graphs below and in the Journal Impact Factor calculation panels represent citation activity in 2019 to items published in the journal in the prior two years. They detail the components of the Journal Impact Factor. Use the "All Years" tab to access key metrics and additional data for the current year and all prior years for this journal.

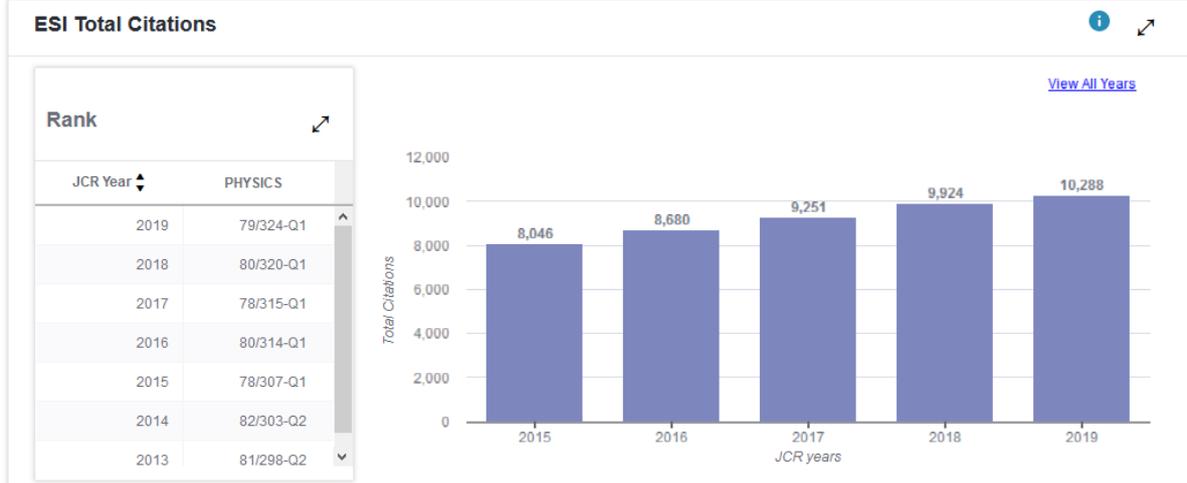


## Rank

### JCR Impact Factor

PHYSICS, FLUIDS & PLASMAS

JCR Year	Rank	Quartile	JIF Percentile
2019	24/34	Q3	30.882
2018	25/32	Q4	23.438
2017	23/31	Q3	27.419
2016	22/31	Q3	30.645
2015	24/30	Q4	21.667



## FUSION ENGINEERING AND DESIGN

ISSN: 0920-3796  
 eISSN: 1873-7196  
 ELSEVIER SCIENCE SA  
 PO BOX 564, 1001 LAUSANNE, SWITZERLAND  
 SWITZERLAND

[Go to Journal Table of Contents](#)   [Go to Ulrich's](#)   [Printable Version](#)

TITLES  
 ISO: Fusion Eng. Des.  
 JCR Abbrev: FUSION ENG DES

LANGUAGES  
 English

CATEGORIES  
 NUCLEAR SCIENCE & TECHNOLOGY --  
 SCIE

PUBLICATION FREQUENCY  
 12 Issues/year

Current Year   2018   2017   All Years

Key Indicators - All Years									<a href="#">Export</a>
Year	Total Cites	Journal Impact Factor	Impact Factor without Journal Self Cites	5 Year Impact Factor	Immediacy Index	Citable Items	% Articles in Citable Items	Average JIF Percentile	<a href="#">Customize columns</a>
	<a href="#">Trend</a>	<a href="#">Trend</a>	<a href="#">Trend</a>	<a href="#">Trend</a>	<a href="#">Trend</a>	<a href="#">Trend</a>	<a href="#">Trend</a>	<a href="#">Trend</a>	
✓2019	9,452	1.692	0.913	1.495	0.389	911	99.67	80.882	
<a href="#">2018</a>	8,743	1.457	0.887	1.348	0.394	653	99.85	75.000	
<a href="#">2017</a>	8,049	1.437	0.856	1.396	0.252	811	100.00	80.303	
<a href="#">2016</a>	6,587	1.319	0.785	1.148	0.202	639	100.00	80.303	
<a href="#">2015</a>	6,454	1.301	0.719	1.232	0.182	660	100.00	82.813	
<a href="#">2014</a>	5,601	1.152	0.641	1.168	0.148	527	100.00	69.118	
<a href="#">2013</a>	4,883	1.149	0.642	1.146	0.116	649	100.00	62.121	
<a href="#">2012</a>	3,857	0.842	0.489	0.942	0.119	385	100.00	48.529	
<a href="#">2011</a>	4,755	1.490	0.901	1.328	0.135	629	100.00	81.429	

Key Indicators 2019								
IMPACT METRICS			INFLUENCE METRICS			SOURCE METRICS		
Total Cites	9,452	<a href="#">Trend</a>	Eigenfactor Score	0.01107	<a href="#">Trend</a>	Citable Items	911	<a href="#">Trend</a>
Journal Impact Factor	1.692	<a href="#">Trend</a>	Article Influence Score	0.266	<a href="#">Trend</a>	% Articles in Citable Items	99.67	<a href="#">Trend</a>
5 Year Impact Factor	1.495	<a href="#">Trend</a>	Normalized Eigenfactor	1.34998	<a href="#">Trend</a>	Average JIF Percentile	80.882	<a href="#">Trend</a>
Immediacy Index	0.389	<a href="#">Trend</a>				Cited Half-Life	5.2	<a href="#">Trend</a>
Impact Factor without Journal Self Cites	0.913	<a href="#">Trend</a>				Citing Half-Life	6.7	<a href="#">Trend</a>

# FUSION ENGINEERING AND DESIGN

ISSN: 0920-3796  
 eISSN: 1873-7196  
 ELSEVIER SCIENCE SA  
 PO BOX 564, 1001 LAUSANNE, SWITZERLAND  
 SWITZERLAND

[Go to Journal Table of Contents](#) [Go to Ulrich's](#) [Printable Version](#)

TITLES  
 ISO: Fusion Eng. Des.  
 JCR Abbrev: FUSION ENG DES

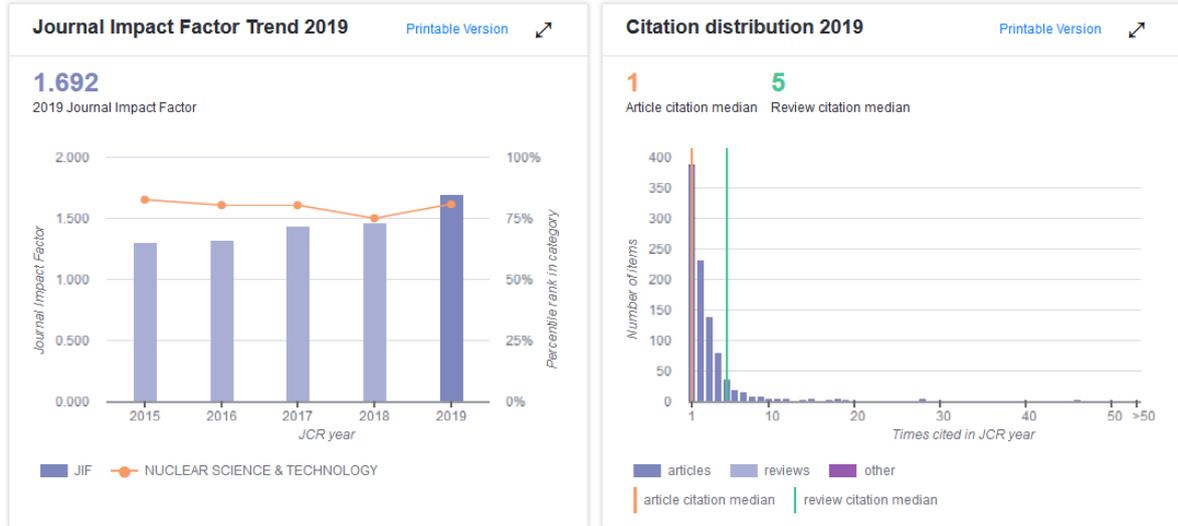
LANGUAGES  
 English

CATEGORIES  
 NUCLEAR SCIENCE & TECHNOLOGY -- SCIE

PUBLICATION FREQUENCY  
 12 Issues/year

[Current Year](#) 2018 2017 All Years

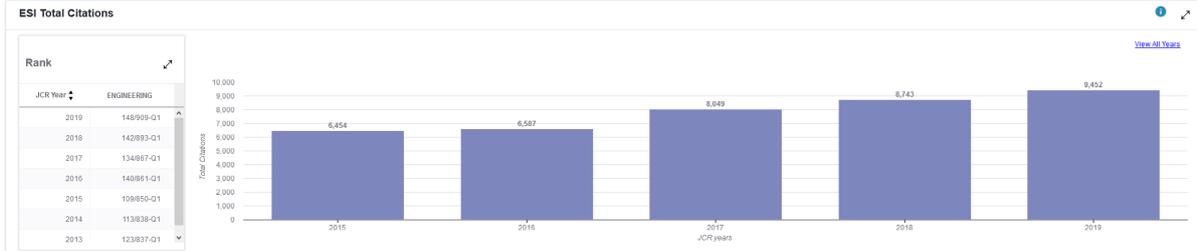
The data in the two graphs below and in the Journal Impact Factor calculation panels represent citation activity in 2019 to items published in the journal in the prior two years. They detail the components of the Journal Impact Factor. Use the "All Years" tab to access key metrics and additional data for the current year and all prior years for this journal.



Rank ✕

### JCR Impact Factor

JCR Year	Rank	Quartile	JIF Percentile
2019	704	Q1	80.882
2018	904	Q2	75.000
2017	703	Q1	80.303
2016	703	Q1	80.303
2015	602	Q1	82.813



## 7 Artículos publicados en revistas

El documento de esta tesis recoge los trabajos publicados en los siguientes artículos:

1. Avelino Mas Sánchez, René Chavan, Timothy P. Goodman, Phillip Santos Silva, Matteo Vagnoni, Design and Numerical Analyses of the M4 Steering Mirrors for the ITER Electron Cyclotron Heating Upper Launcher, IEEE Transactions on plasma science, 47-12 (2019) 5271-5276. <https://doi.org/10.1109/TPS.2019.2950753>
2. Avelino Mas Sánchez, René Chavan, Timothy Goodman, Phillip Santos Silva, Matteo Vagnoni, Electromagnetic and mechanical analyses of the ITER electron cyclotron Upper launcher steering M4 mirrors for the vertical displacement event, Fusion Engineering and Design 159 (2020) 111941. <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2020.111941>
3. Avelino Mas Sánchez, René Chavan, Davide Dall'Acqua, Mario Gagliardi, Timothy Goodman, Jose Pacheco Cansino, Eduardo Rodríguez Ordóñez, Gabriella Saibene, Paul Wouters, Fluid-dynamic and thermo-mechanical analyses of the Monoblock Mitre Bend for the ITER electron cyclotron Upper launcher, Fusion Engineering and Design 165 (2021) 112212. <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2020.112212>

El primer artículo ha sido publicado en la revista IEEE Transactions on plasma science en el año 2019 que según los datos del Journal Citation Report de la Web of Science del año 2019 (año de la publicación) es de 1.309, lo cual la sitúa en la posición 24/34 (Q3) en la categoría Physics, Fluids & Plasmas.

El segundo y tercer artículo han sido publicados en Fusion Engineering and Design en 2020 y en 2021 respectivamente, y según los datos del Journal Citation Report de la Web of Science del año 2019 (año vigente) es de 1.692, lo cual la sitúa en la posición 7/34 (Q1) en la categoría Nuclear Science & Technology.

# Design and Numerical Analyses of the M4 Steering Mirrors for the ITER Electron Cyclotron Heating Upper Launcher

Avelino Mas Sánchez<sup>ID</sup>, René Chavan, Timothy P. Goodman<sup>ID</sup>, Phillip Santos Silva<sup>ID</sup>, and Matteo Vagnoni<sup>ID</sup>

**Abstract**—Four electron cyclotron heating upper launchers (ECHULs) will be used at ITER to counteract magneto-hydrodynamic plasma instabilities by targeting them with up to 24 MW of mm-wave power at 170 GHz. This mm-wave power is injected through eight ex-vessel (EV) waveguide assemblies for each ECHUL to the in-vessel (IV) waveguides. The mm-wave power exiting the eight IV waveguides inside the ECHUL is reflected by three fixed mirror sets and finally aimed by two independent steering mirrors to specific plasma locations. These two steering mirrors have recently experienced an important redesign in order to deal with the new requirements. This article reports the status of the steering mirrors as well as the fluid dynamic and thermomechanical analyses carried out to validate the design for the normal operation (NO) scenario. The fluid dynamic analyses show that the power dissipated in both steering mirrors due to the mm-wave radiation, nuclear heating, and plasma heat flux can be properly removed with an acceptable mass flow generating admissible pressure drop, temperature rise, and corrosion rate values. The results obtained in the thermo-mechanical simulation, validated using the American Society of Mechanical Engineers (ASME) code, shows that the steering mirror design is capable of withstanding the expected loads taking place during NO.

**Index Terms**—Electron cyclotron heating (ECH), ITER, steering mirrors, upper launcher (UL).

## I. INTRODUCTION AND BACKGROUND

THE ITER electron cyclotron heating (ECH) system consists of 24 gyrotrons providing up to 24 MW of mm-wave power at 170 GHz with ex-vessel (EV) waveguides connecting the gyrotrons with an equatorial launcher (EL) and four upper launchers (UL, Fig. 1). The main function of the UL [1] is to stabilize the neoclassical tearing modes (NTM) for  $q = 3/2$  and  $q = 2/1$ , where the assessment of stabilization criteria defines a maximum beamwidth at the island position and a conservative minimum power deposition, both mainly depending on  $q$  and the toroidal injection angle  $\beta$ .

Manuscript received June 12, 2019; revised September 4, 2019; accepted October 27, 2019. Date of publication November 18, 2019; date of current version December 11, 2019. This work was supported in part by the Swiss National Science Foundation and in part by the Framework of the ECHUL Consortium through the F4E under Grant F4E-GRT-615. The review of this article was arranged by Senior Editor D. A. Shiffler. (Corresponding author: Avelino Mas Sánchez.)

The authors are with the Swiss Plasma Center (SPC), Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), 1015 Lausanne, Switzerland (e-mail: avelino.massanchez@epfl.ch).

Color versions of one or more of the figures in this article are available online at <http://ieeexplore.ieee.org>.

Digital Object Identifier 10.1109/TPS.2019.2950753

0093-3813 © 2019 IEEE. Personal use is permitted, but republication/redistribution requires IEEE permission. See [http://www.ieee.org/publications\\_standards/publications/rights/index.html](http://www.ieee.org/publications_standards/publications/rights/index.html) for more information.

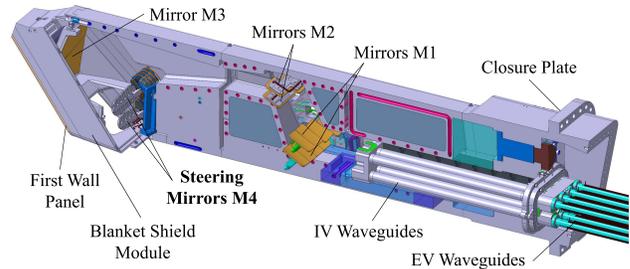


Fig. 1. ITER ECHUL.

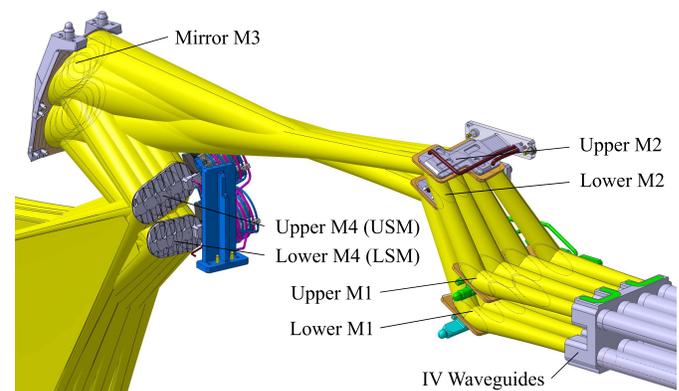


Fig. 2. UL quasioptical beam path.

The mm-wave power exiting the eight in-vessel (IV) waveguides inside the UL is directed by four quasioptical mirror sets to specific plasma locations (Fig. 2). These eight beams are reflected by sets of two mirrors (upper and lower, four beams each): initially on the focusing M1 mirror set, subsequently on the flat M2 mirror set, then refocusing on the M3 mirror (upper and lower mirrors are grouped in one entity), and finally aimed by the steering M4 mirror set.

A consolidated design of both steering mirrors [2] and steering mechanisms [3] was already provided in 2014. Since then, the steering mirror assembly (SMA) requirements regarding space restriction, functionality (beam reflection), and loading have substantially changed. The fulfillment of these requirements has involved a significant redesign of various components of the SMA.

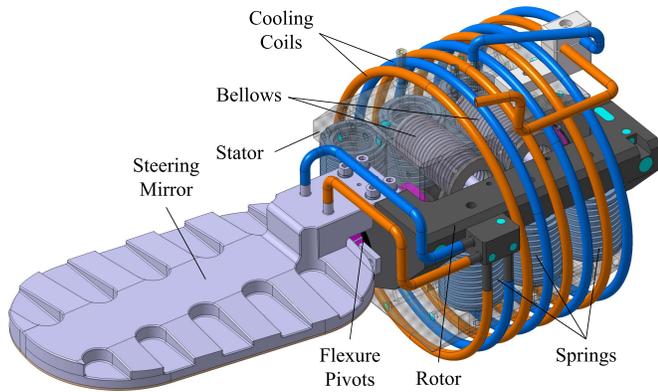


Fig. 3. SMA.

## II. DESIGN DESCRIPTION

The two SMAs (Fig. 3) are the last mirror set of the UL quasi-optical bench, whose main objective is to reflect the mm-wave power coming from the M3 mirror and aim it at precise plasma positions. This is achieved by an actuating system based on four pressure-controlled helium-filled bellows working against six helicoidally machined preloaded compressive springs. One side of the springs and bellows is welded to the stator (fixed component) and the other side on the rotor (moving component). This system allows the mirror (attached to the rotor by bolted connection) to rotate around two flexure pivots (which also have one side connected stator and the other to the rotor). Two helical cooling pipes (one for the incoming water and one for the outgoing water) are also required to feed the primary heat transfer system (PHTS), cooling water to the steering M4 mirror and rotor.

The beam configuration is arranged in two rows of four beams that are reflected by two independent SMAs [lower steering mirror (LSM) and upper steering mirror (USM)]. Both SMAs are bolted to a support frame that is, in turn, attached to the port plug shielding. This support structure features a longitudinal stiffener that (in addition to improving the support stiffness) facilitates the installation during any remote handling intervention. This article only covers the design and analysis of the steering mirrors, rotor, and cooling coils, while the other SMA components being reported in a parallel study.

### A. Steering Mirrors

The LSM and USM had an identical geometry in previous design phases [2]. A recent modification of the quasi-optical beam path [4] has brought closer to each other the beam spots on both the LSM and USM reflecting surfaces (Fig. 4). This change no longer allows the same geometry to be used for both reflecting surfaces since this would provoke a clash between mirrors during the steering movement. The mirrors' dimensions are optimized for the beam spot sizes considering an  $s$ -factor equal to 1.5 (ratio between the radial extent of the mirror and the Gaussian beam's radial size, as intercepted by the mirror). This optimization allows the reflection of most of the incident power while minimizing the mirror's dimensions (and consequently the dead weight and the electromagnetic

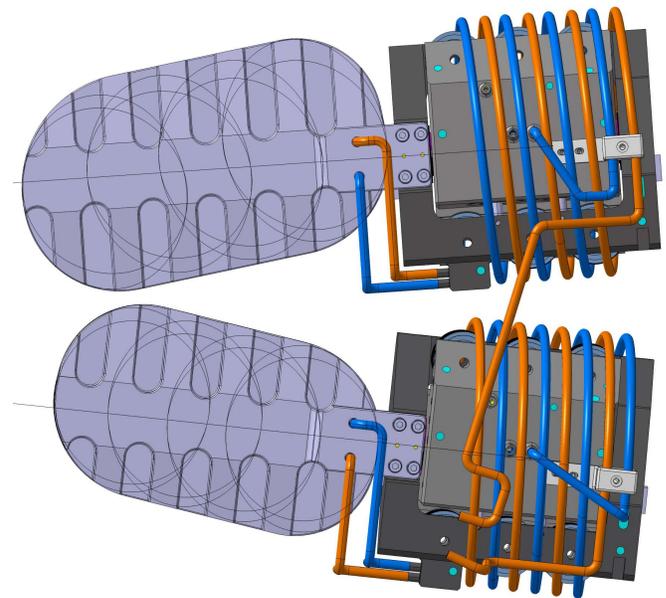


Fig. 4. Optimization of the mirror's size based on the beam spots for both USM (top) and LSM (bottom).

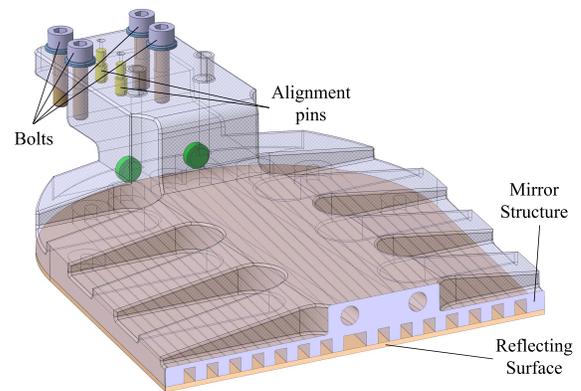


Fig. 5. Transversal cross section of a steering mirror.

forces induced in the mirrors). A single mirror with this  $s$ -factor would capture about 98.9% of the beam power; since the beam spots overlap, less power is lost per beam.

The steering mirrors (Fig. 5) consist of a flat reflecting surface (made of CuCrZr) joined to a backing mirror structure (made of Stainless Steel AISI 316L(N)-IG) by hot isostatic pressing (HIPing) or diffusion bonding techniques (both techniques are compatibles with [5]). The CuCrZr reflecting surface is restricted to 2 mm thickness in order to limit the electromagnetic forces on the mirrors resulting from induced currents during plasma disruptions or other rapid plasma events (which are more significant in this region). This thickness is enough to spread the heat flux coming from the ohmic losses as well as to withstand the coolant pressure. The mirror structure consists of a stainless steel 316L(N)-IG plate of 8 mm thickness with a central stiffener along the rotation axis to reinforce it against the dead weight or induced forces during electromagnetic events. Additional stiffeners perpendicular to the central one are also added; their thickness evolves from

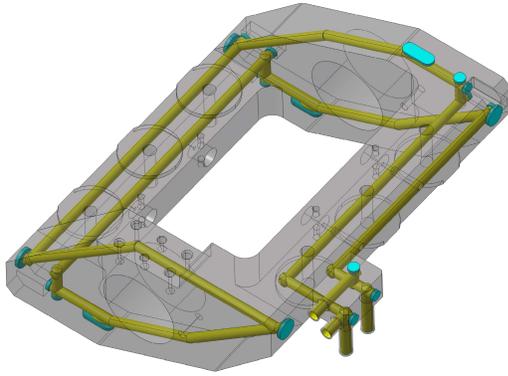


Fig. 6. Steering mechanism rotor.

20 mm (at the central stiffener) to 8 mm (edge thickness). An L-shaped structure is also defined to attach the mirror to the rotor. Four M8 bolts are considered for attachment and two 4-mm-diameter pins for alignment. This solution allows using the same steering mechanism design for both LSM and USM.

The cooling channels are defined in the stainless steel 316L(N)-IG structure following the same principle for both mirrors. Longitudinal channels covering the whole mirror are considered since the beam spots are overlapped. The central channel (10 mm width and 6 mm depth) receives the water from the inlet and passes along the beam spot centers (where the power deposition is the largest). Then, the water splits into two quasisymmetrical circuits (5 mm width and 6 mm depth) that converge at the outlet. The spacing between channels is lower in the LSM (5 mm) than in the USM (6.5 mm) since the power density is also higher in the former.

Before the water reaches (or leaves) the reflecting surface, it also passes the central stiffener via two circular channels. This approach improves the cooling performance of this region, where the highest thickness is located (and, therefore, the nuclear heating would otherwise increase the temperature). These circular channels are connected to the rotor via welded pipes. The holes left by the drilling operations are covered by cooling caps and welded through a three-step procedure that allows the full penetration welding. All the welded connections are designed to consider the full penetration butt welds required in [5].

### B. Rotor

Achieving sufficient stiffness of the complete SMA is essential to reach the appropriate accuracy of the mirror angle setting and alignment with the optical beam path; this can be obtained by working in a relatively high-pressure range. The use of high-strength materials is required to withstand the large forces and moments generated in the rotor due to these high-pressure values. The use of Inconel is limited for IV and interspace components due to activation issues. For this reason, the Steel Grade AISI 660 is used for components that require high strength such as the steering mechanism rotor (or the bolting), with extra control of cobalt (ideally 0.03% following the requirements and as low as reasonably achievable (ALARA) recommendations).

No cooling channels were considered in previous designs of the steering mechanism rotor (Fig. 6). However, the current nuclear heating and plasma heat flux values require the design of rotor cooling. For this purpose, the rotor dimensions are modified in order to facilitate fitting the cooling circuit. The cooling channels are drilled (6 mm diameter) and the remaining holes are covered by welded caps. In order to reduce the pressure drop occurring in the system, the cooling design is defined in parallel, dividing the mass flow rate between the steering mirror and the rotor. This bifurcation takes place in a cooling collector, which is machined in one rotor arm. Both cooling coils (the one for the incoming water and one for the outgoing water) are welded to the collector. The pipes that connect the steering mirrors are also welded to the collector.

### C. Cooling Coils

The cooling coils, made of the stainless steel 316L(N)-IG, must have the lowest possible rotational stiffness to minimize resistance to the mirror rotation. The inner diameter of the cooling coil pipes has been enlarged from 6 to 8 mm (in order to reduce the pressure drop). To compensate the increase in the stiffness due to the increase in diameter, an additional turn is added (four instead of three for each cooling coil), which reduces the rotational stiffness of the cooling coils.

## III. FLUID DYNAMIC ANALYSES

Two independent steady-state fluid dynamic simulations are performed in ANSYS Workbench 19.2 CFX [6] in order to assess the flow distribution and heat transfer taking place in the USM and LSM during nominal mm-wave normal operation (NO). These analyses aim to estimate the required mass flow rate that produces an acceptable temperature rise in various components while maintaining an admissible pressure drop through the cooling channels. The flow velocity will also be investigated in order to assess the corrosion rate taking place on the wetted surfaces.

### A. Numerical Model

1) *Geometry and Mesh*: The geometrical models used for these analyses cover the steering mirrors, rotors, and cooling coils. Simplified flexure pivots are also included in order to obtain the temperature distribution to be applied in the thermomechanical analyses. The cooling fluid is obtained by a Boolean operation based on the above-mentioned geometries.

The fluid domain is meshed with ten inflation layers on the surfaces in contact with the solid domain in order to properly simulate the viscous sublayer. The first inflation layer height is 10–6 m, which leads to a  $y^+$  value smaller than 1 near the walls for the whole domain. The overall number of nodes considered in the numerical model is 22 43 637 and 21 40 815 for the USM and LSM, respectively.

2) *Material Properties and Turbulence Model*: The material properties used for these analyses are extracted from [7]. The properties related to CuCrZr alloy, 316L(N)-IG, Steel Grade 660, and Ti-6Al-4V are applied as temperature-dependent correlations to the reflecting surface, mirror structure, rotor,

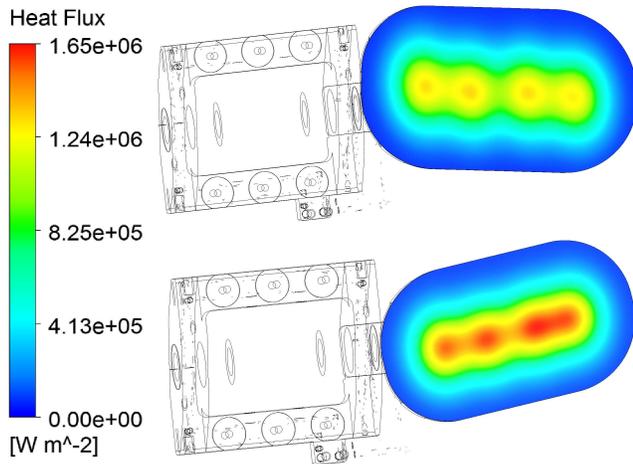


Fig. 7. Beam losses on the USM (top) and LSM (bottom).

and flexure pivots, respectively. Water properties at 75°C and 4 MPa (PHTS inlet properties [8]) are considered for the fluid domain. The turbulence model selected for this analysis is the shear stress model (SST) since this model typically provides good results for cases in which there is a high heat transfer between the solid and the cooling fluid.

3) *Boundary Conditions*: The inlet cooling conditions of the PHTS cooling system (75 °C and 4 MPa [8]) are considered for the fluid dynamic analysis of both USM and LSM. The selected mass flow rate for both steering mirrors is 0.25 kg/s, which represents less than 3% of the total PHTS flow rate available for one launcher.

A fraction of the beam power will be lost on the mirror surface during the beam propagation. The fractional loss power can be calculated for each beam depending on its specific full reflection angle according to the following equation (worst case polarization):

$$f_{\Omega} = 4S \sqrt{\frac{\pi \rho_e}{\lambda Z_0}} \left( \frac{1}{\cos \frac{\theta}{2}} \right) \quad (1)$$

where  $\rho_e$  is the electrical resistivity of the CuCrZr [7] at 225 °C,  $S$  is the factor that takes into account the deterioration (increase) of the surface roughness for the plasma-facing components ( $S = 1.9$  for M4),  $Z_0$  is the impedance of free space ( $\sim 120 \pi$ ), and  $\theta$  is the full reflection angle for each beam.

The absorbed power for each beam can be calculated as

$$q_i''(x, y, \theta_i) = \frac{2P_0 \cdot f_{\Omega i} \cos \frac{\theta_i}{2}}{\pi w_{mxi} w_{myi}} \cdot \exp \left( -2 \left( \frac{(x - x_i)^2}{w_{mxi}^2} \right) + \frac{(y - y_i)^2 \cos^2 \frac{\theta_i}{2}}{w_{myi}^2} \right) \quad (2)$$

where  $i$  is the index relative to each beam,  $P_0$  is the input power (1.31MW [8]),  $w_{m,x,y}$  is the specific beam spot size in the  $x$ - and  $y$ -directions for each beam, and  $x_i, y_i$  are the coordinates of the center of each beam spot from the local axis system.

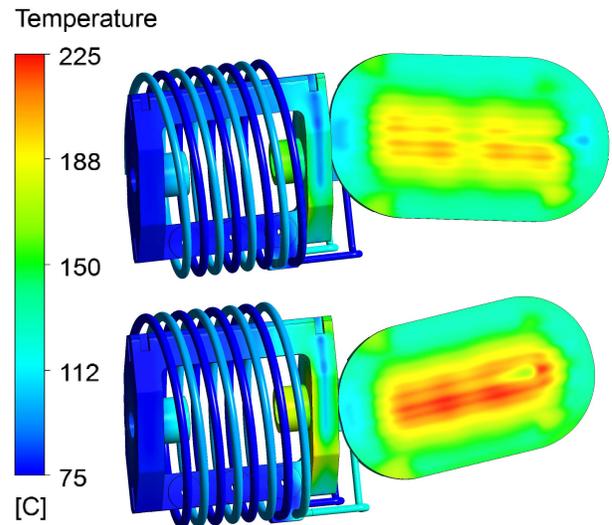


Fig. 8. Temperature field of the USM (top) and LSM (bottom).

The power density peaks reach 1.34 and 1.65 MW/m<sup>2</sup> at the beam centers for the USM and LSM, respectively (Fig. 7). The total absorbed power due to the beam losses is 25.3 kW (larger reflecting surface) and 23.4 kW on the USM and LSM reflecting surfaces, respectively. The nuclear heating from photons and neutrons and the heat flux produced by plasma radiation and charge exchange phenomena are also considered in the model. These sources contribute roughly with additional 1.7 kW for each model.

## B. Results

1) *Temperature and Pressure Drop*: Fig. 8 shows that the highest temperatures occur at the CuCrZr reflecting surface, reaching maximum values of around 206 °C and 225 °C for the USM and LSM, respectively. The rotor front region presents temperature values considerably higher than those at the rotor back region. This is because the plasma heat flux and the nuclear heating are significantly higher at this location since this region is directly facing the plasma. The outlet temperature for the water is 100.8 °C and 99.1 °C, respectively, for USM and LSM (smaller than the maximum allowed outlet temperature for the PHTS circuit, 126 °C [8]). The overall pressure drop is 0.40 and 0.43 MPa for the USM and LSM, respectively. These values are admissible compared with the maximum allowed pressure drop for the PHTS circuit (1.19 MPa [8]). Therefore, both the outlet temperature and the pressure drop values justify the possible connection of the SMAs in series with other actively cooled IV components.

2) *Flow Velocity*: Activated corrosion products will be produced from the wetted surfaces of the ECHUL components during the ITER operational lifetime. The corrosion rate for each material in contact with the PHTS water depends on the coolant temperature and flow velocity. For CuCrZr (reflecting surface material), Bratu [9] concludes that the calculated corrosion rate for 7.5-m/s flow velocity and 110 °C coolant temperature is 60  $\mu\text{m}/\text{year}$  (470 g/m<sup>2</sup>/year). The average flow velocity is 2.1 m/s in the mirror channels, reaching maximum

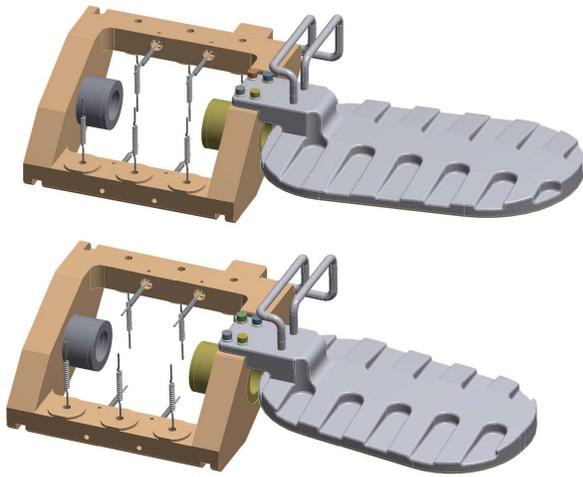


Fig. 9. Geometrical models of the USM (top) and LSM (bottom) thermo-mechanical analyses.

values of 4 m/s in the corners and coolant inlet/outlet so that the corrosion rate in the CuCrZr reflecting surface is expected to be much smaller. Although the velocity in the other locations is generally higher, the corrosion ratio for stainless steel is much smaller than the one for CuCrZr (estimated value of 0.6 g/m<sup>2</sup>/year), so no corrosion issues are expected for the stainless-steel components.

#### IV. THERMOMECHANICAL ANALYSES

Two independent steady-state thermomechanical analyses are performed in ANSYS Workbench 19.2 Static Structural [6] in order to assess the USM and LSM in terms of plastic collapse and ratcheting against the loads taking place during the mm-wave NO.

##### A. Numerical Model

1) *Geometry and Mesh*: The geometrical model used for USM and LSM simulations cover the reflecting surface, mirror structure and rotor. Simplified flexure pivots are also included in order to properly define the model boundary conditions [see Fig. 9]. This approach allows us to obtain meaningful results in the rotor, which otherwise would be distorted by applying the boundary conditions on the rotor surfaces themselves. Bolts and washers are included in the simulation in order to simulate the bolting process.

A uniform element size value of 1.5 mm is applied to the reflecting surface. A value of 2.5 mm is considered for the rest of the components. The overall number of nodes considered in numerical model is 1966168 and 1773977 for the USM and LSM, respectively.

2) *Material Properties*: The temperature-dependent material properties used in this analysis are also obtained from [7]. The properties related to CuCrZr alloy, 316L(N)-IG, Steel Grade 660, and Ti-6Al-4V are applied to the reflecting surface, mirror structure, rotor (and bolting), and flexure pivots, respectively. Linear behavior is assumed for all the materials.

TABLE I  
LOAD APPLICATION ACCORDING TO THE TIME STEP

Loads	Time Steps					
	1	2	3	4	5	6
Bolt pre-tension (kN) x 4	8	Lock	Lock	Lock	Lock	Lock
Spring reaction (N) x 6 [3]	-	480	480	480	480	480
Actuator reaction (N) x 4 [3]	-	1546	1546	1546	1546	1546
Coil reaction (N) x 2 [3]	-	190	190	190	190	190
Flexure Pivot reaction (N/m) x 2 [3]	-	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
Gravity (m/s <sup>2</sup> )	-	-	9.8	9.8	9.8	9.8
PHTS cooling pressure (MPa) [8]	-	-	-	4	4	4
PHTS cooling temperature (MPa) [8]	-	-	-	-	75	-
NO Temperature (°C)	-	-	-	-	-	Fig.8

3) *Contacts and Supports*: Frictional contacts are defined between the mirror structure and the washers and between the rotor and the mirror (friction coefficient = 0.2), whereas bonded contacts are established between the mirror structure pipes and the rotor. The rotor is attached to the space through “spring elements.” These elements simulate the springs and bellows behavior providing an additional countervailing force (compression or extension) when the rotor modifies its position. Two cylindrical supports are also added on the flexure pivots in order to simulate the relative tangential movement between the rotor and the stator.

4) *Boundary Conditions and Loads*: The loads considered in these simulations are the ones related to the normal mm-wave operation scenario [8]. These loads can be divided into bolt pretension, external forces, and moments due to the actuator, springs, cooling coils, and flexure pivots reactions, and dead weight, cooling pressure, and temperature distribution during NO. These simulations are divided into six different time steps for the load application (Table I). The load configuration after the four first time steps covers all the “mechanical loads” (loads that involve instability). Therefore, this loading state will be considered for the assessment of the primary stresses. These two last loads involve the “thermal loads” (the stresses are self-limiting) so that the full set of loads will be analyzed in order to cover primary plus secondary stresses.

##### B. Results

Fig. 10 shows the von-Mises stress for the USM and LSM. The stress values are slightly higher for the LSM due to the larger temperature values. Although the stress peak obtained in the reflecting surface (241 MPa) is lower than that in the mirror structure (324 MPa) or rotor (439 MPa), the lower allowable limits of the CuCrZr (in comparison with those of the 316L(N)-IG or Steel Grade 660 [10]) make the LSM reflecting surface the most solicited component in terms of stress.

The most highly stressed LSM reflecting surface cross section is displayed in Fig. 11. The stress on this section

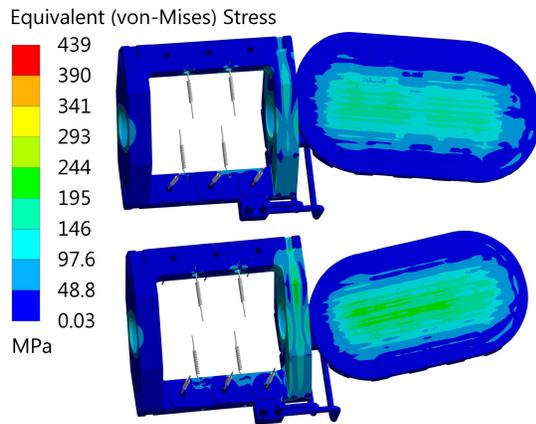


Fig. 10. Equivalent (von-Mises) stress of the USM (top) and LSM (bottom).

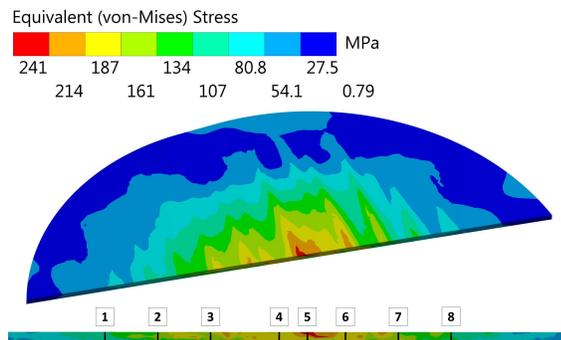


Fig. 11. SCLs for stress verification on the LSM reflecting surface.

TABLE II  
LSM REFLECTING SURFACE VERIFICATION

Design criteria	SCL								Limit [11]
	1	2	3	4	5	6	7	8	
$P_m$	6.5	6.2	6.4	7.8	-	5.6	6.8	6.3	<b>81</b>
$P_L$	-	-	-	-	8.2	-	-	-	<b>150</b>
$P_L + P_B$	12	11	11	35	18	11	12	12	<b>150</b>
$P_L + P_B + Q$	108	141	168	187	242	178	160	122	<b>300</b>

is linearized and classified, in order to be compared to the allowable design limits. The stress classification is based on primary ( $P$ ) and secondary stresses ( $Q$ ), which are related to the equilibrium equations and compatibility equations, respectively. In addition, the primary stress must be linearized along the so-called stress classification lines (SCLs) to obtain the generalized membrane stress ( $P_m$ ) [or localized membrane stress ( $P_L$ ) if close to discontinuities] and the bending ( $P_B$ ) stresses.

The American Society of Mechanical Engineers (ASME) standard [11] was selected for the design validation by analysis of the steering mirrors. The allowable values for each type

of stress are derived from the design stress intensity ( $S_m$ ), which for the CuCrZr at 250 °C is 81 MPa [10]. Table II reports the verifications performed for each SCL (see Fig. 11). The comparison between the categorized stress and the allowable design limits according to ASME code shows that the steering mirror design is widely capable of withstanding the expected loads taking place during the mm-wave NO scenario (safety margin of 1.24).

## V. CONCLUSION

A design concept of both steering mirrors (USM and LSM) for the ITER ECHUL, capable of fulfilling the requirements in terms of space restriction, mm-wave propagation, cooling capability, and mechanical integrity, has been developed by Swiss Plasma Center (SPC).

The fluid dynamic analyses show that the power dissipated in both steering mirrors during the mm-wave NO scenario can be properly removed with an acceptable mass flow, resulting in an admissible pressure drop and temperature rise as well as a limited CuCrZr corrosion rate.

The thermomechanical analyses demonstrate that the design of the reflecting surface, mirror structure, and rotor is able to resist, in terms of plastic collapse and ratcheting, the mechanical and thermal stresses developed during the mm-wave NO scenario.

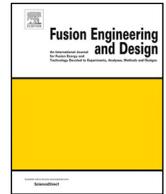
Additional analyses shall be performed in order to validate the steering mirror design against the full range of load combinations expected to take place throughout the system life cycle [8].

## ACKNOWLEDGMENT

The views and opinions expressed herein do not necessarily reflect those of the European Commission or the ITER Organization.

## REFERENCES

- [1] D. Strauss *et al.*, "Nearing final design of the ITER EC H&CD upper launcher," *Fusion Eng. Des.*, vol. 146, pp. 23–26, Dec. 2019.
- [2] F. Sanchez, "Intermediate report on task 9.6: Design of the mirror M4," Fusion Energy, Barcelona, Spain, Tech. Rep. F4E\_D\_283UHB v1.0, Apr. 2014.
- [3] J.-D. Landis, "Intermediate report on task 9.7: Steering mirror assembly," Fusion Energy, Barcelona, Spain, Tech. Rep. F4E\_D\_277MFN v1.0, Oct. 2013.
- [4] T. Goodman, "Design report optical tolerances," Fusion Energy, Barcelona, Spain, Tech. Rep. F4E\_D\_29U87J v1.0, Jan. 2017.
- [5] L. Worth, "ITER vacuum handbook," ITER, Saint-Paul-lez-Durance, France, Tech. Rep. ITER\_D2EZ9UM v2.3, Jun. 2009.
- [6] [Online]. Available: <http://www.ansys.com/>
- [7] J. Campbell, "ITER material properties handbook properties," ITER, Saint-Paul-lez-Durance, France, Tech. Rep. ITER\_D\_2239QQ v1.0, Jan. 2005.
- [8] N. Casal, "EC UL load specification," ITER, Saint-Paul-lez-Durance, France, Tech. Rep. ITER\_D\_653WG8 v3.2, Feb. 2018.
- [9] E. Bratu, "150603 final report OPE-612," Fusion Energy, Barcelona, Spain, Tech. Rep. F4E\_D\_2SNGD7 v3.0, Mar. 2016.
- [10] V. Barabash, "Appendix a, materials design limit data," ITER, Saint-Paul-lez-Durance, France, Tech. Rep. ITER\_D\_222RLN v3.3, Mar. 2013.
- [11] *ASME Section VIII Division 2—Alternative Rules*, Amer. Soc. Mech. Eng., New York, NY, USA, Jul. 2015.



# Electromagnetic and mechanical analyses of the ITER electron cyclotron Upper launcher steering M4 mirrors for the vertical displacement event



Avelino Mas Sánchez\*, René Chavan, Timothy Goodman, Phillip Santos Silva, Matteo Vagnoni

Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), Swiss Plasma Center (SPC), CH-1015 Lausanne, Switzerland

## ARTICLE INFO

### Keywords:

ITER  
EC  
Upper launcher  
Steering mirrors  
Electromagnetic analysis  
Mechanical analysis

## ABSTRACT

The mm-wave power exiting the eight In-Vessel waveguides inside the ITER Electron Cyclotron Upper Launcher is reflected by three fixed mirror sets and finally aimed by two independent steering mirrors to specific plasma locations. A design solution for both Upper and Lower Steering M4 Mirrors capable to withstand the loads taking place during normal operation was already proposed. This design is now assessed against the Vertical Displacement Event Category III (VDEIII) linear decay (36 ms) scenario, which was identified as one of the most stringent load combinations for the steering M4 mirrors.

This paper reports the analyses performed to quantify the mechanical loads induced in the steering M4 mirrors during the VDEIII scenario as well as the structural integrity assessment to validate the design against these loads. The transient electromagnetic simulations show that the highest forces are induced in the reflecting surfaces, which produce a bending moment that tends to rotate upwards the mirrors. The comparison between the categorized stresses obtained from the transient mechanical analyses and the allowable design limits according to the ASME code shows that the design of the steering M4 mirrors is widely capable of withstanding the expected loads taking place during the VDEIII scenario.

## 1. Introduction

The ITER Electron Cyclotron (EC) system consists of 24 gyrotrons with a total installed power of 24 MW at 170 GHz and 3600 s pulse length with transmission lines connecting the gyrotrons with an Equatorial Launcher (EL) and four Upper Launchers (UL, Fig. 1). The main functions of the EC system are plasma initiation, central heating, current drive, current profile tailoring, and magneto-hydrodynamic control (in particular, sawteeth and Neo-classical Tearing Mode) in the flat-top phase of the plasma [1].

The UL quasi-optical system [2] includes eight beams launched from two rows of four In-Vessel (IV) waveguides [3]. This mm-wave power is reflected by sets of two mirrors (upper and lower, four beams each); initially on the focusing M1 mirror set [4], subsequently on the flat M2 mirror set [5], then refocusing on the M3 mirror (upper and lower mirrors are grouped in one entity) [6] and finally aimed by the steering M4 mirror set [7] to specific plasma locations.

An optimized design (Fig. 2) of both Upper Steering Mirror (USM) and Lower Steering Mirror (LSM) capable to withstand the loads taking place during normal operation was already described in [7].

The Vertical Displacement Event Category III (VDEIII) linear decay (36 ms) scenario was identified as one of the most stringent load

combinations for the steering M4 mirrors. This event is initiated by a loss of vertical plasma control. Then, the plasma drifts vertically while first maintaining its current. A thermal quench finally occurs during the vertical drift followed by a subsequent current quench [8].

This paper reports the analyses performed to quantify the mechanical loads induced in the steering M4 mirrors during the VDEIII as well as the structural integrity assessment to validate the design against these loads. These analyses only cover the steering mirrors and rotor (the rest of components such as stator, bellows or springs are analyzed by other studies [9]).

## 2. Electromagnetic analyses

Two separate transient electromagnetic simulations are carried out with ANSYS Workbench 19.2 Mx [10] in order to evaluate the electromagnetic forces induced in the USM and the LSM during the VDEIII scenario. In this approach, the steering mirrors are accurately modelled in independent simulations in which the time-dependent magnetic fields obtained from the VDEIII analysis of the overall UL [11] are applied as inputs.

The geometry used for the overall electromagnetic analysis of the UL consisted of a 20-degree tokamak sector, which included the

\* Corresponding author.

E-mail address: [amassanchez@gmail.com](mailto:amassanchez@gmail.com) (A. Mas Sánchez).

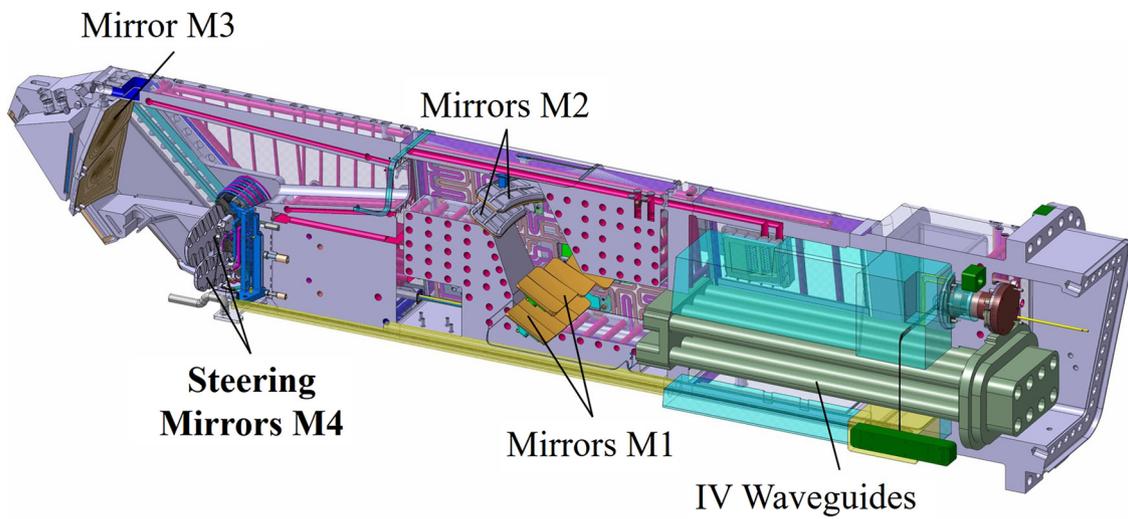


Fig. 1. ITER Electron Cyclotron Upper Launcher.

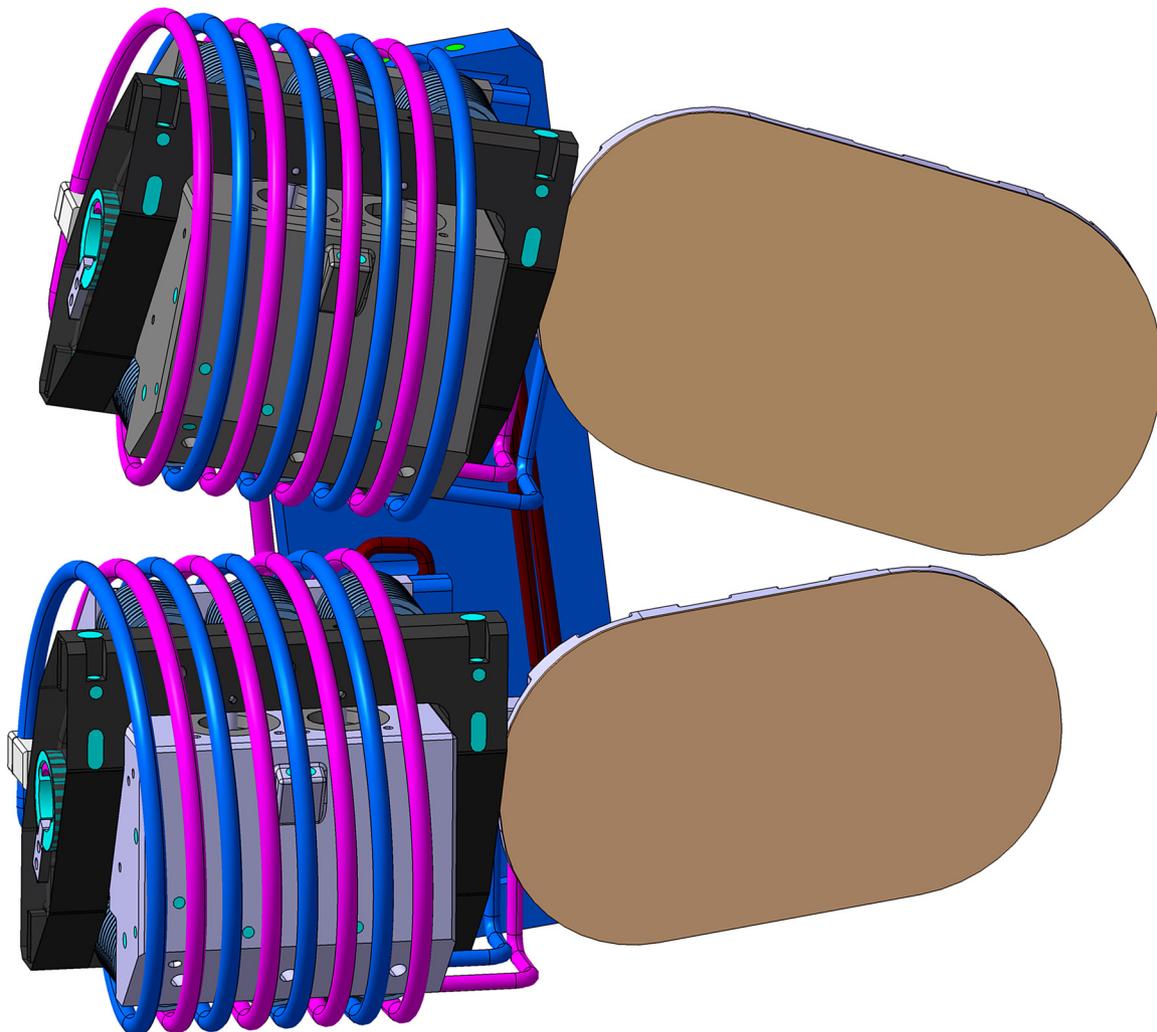


Fig. 2. Steering M4 mirror assembly (USM of the top, LSM of the bottom).

vacuum vessel, blanket modules, equatorial and upper ports, central solenoid, poloidal and toroidal field coils. Due to the size of this numerical model, the internal UL subcomponents (such as the steering M4 mirrors) cannot be detailed enough to provide reliable values of the induced forces in these components. Therefore, this sub-modelling

analysis strategy is developed in order to accurately obtain the volumetric forces in the different steering mirror components.

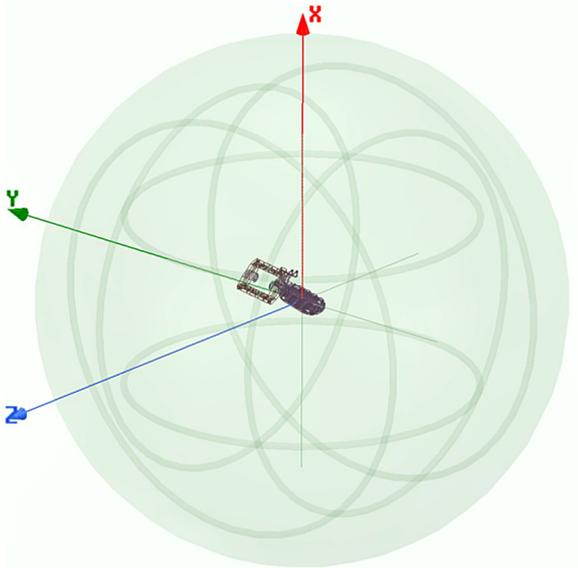


Fig. 3. Helmholtz coils used in the electromagnetic analyses (the local coordinate system is located at the center of the reflecting surfaces and oriented as the global coordinate system).

2.1. Model description

2.1.1. Geometrical model and mesh

The geometrical models used for these analyses cover the reflecting surface, mirror structure and rotor. The thickness of the mirror connection arm was enlarged in relation to the geometry described in [7] (from 10 mm to 20 mm) in order to improve its mechanical resistance (justified in section 3). Simplified flexure pivots are also included since they will be also considered in the conjugated mechanical analysis. Bolts, washers and alignment pins are removed from the model since they are not significant for the electromagnetic performance of the assembly.

In addition, three couples of Helmholtz coils (one for each magnetic field component) are included in the model (Fig. 3). These coils are aimed to produce a magnetic field (representative of the VDEIII scenario) by applying in them the suitable time-dependent current. To avoid the geometrical clash among them, a different radius is used for each couple of Helmholtz coils. Radiuses of 1000 mm, 1100 mm and 1200 mm are used for the Helmholtz coils perpendicular to the axis X, Y and Z, respectively. Two concentric spheres of 1.5 m and 8 m radius are also defined to model the vacuum volume where the magnetic fields are developed. These two domains are established to independently optimize the mesh size.

Element size values of 10 mm, 100 mm (only on the surface), 300 mm and 3000 mm are applied to the USM and LSM components, Helmholtz coils, smaller vacuum sphere and larger vacuum sphere, respectively. The overall number of elements defined in the numerical models are 588,007 and 562,818 for the USM and LSM simulations, respectively

2.1.2. Material properties

The electrical conductivity values [12] related to CuCrZr alloy (46000000 S/m), 316 L(N)-IG (1330000 S/m), Steel Grade 660 (1100000 S/m) and Ti-6Al-4V (580000 S/m) are applied to the reflecting surface, mirror structure, rotor and flexure pivots, respectively. The relative permeability is set equal to 1 for all the materials.

2.1.3. Excitations

The Helmholtz coils are the simplest configuration to generate a known and nearly uniform magnetic field. The Helmholtz coils consist in two identical circular coils located on the same axis and separated by

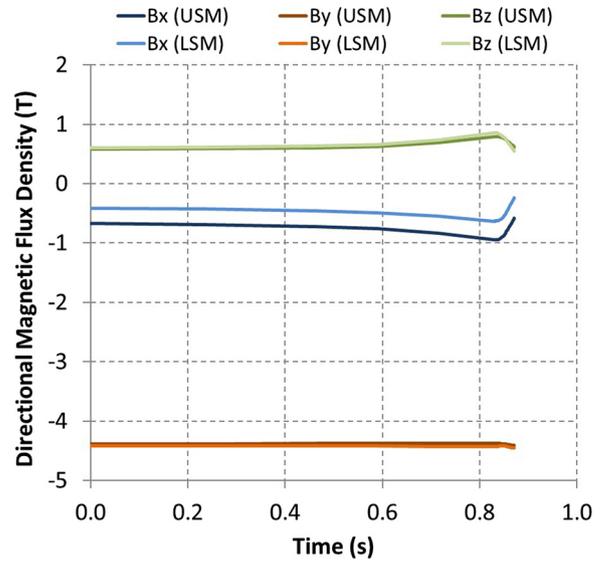


Fig. 4. Time history of the magnetic field in the USM and LSM (VDEIII linear decay 36 ms).

a distance equal to the coils' radius. If each coil carries an equal electric current in the same direction, the magnetic field at the center of the Helmholtz can be calculated with following expression:

$$\vec{B} \mid_{z=0} = \frac{\mu_0 I}{\left(\frac{s}{a}\right)^{3/2}} a \tag{1}$$

Where  $\vec{B} \mid_{z=0}$  is the magnetic field at the center of the Helmholtz coils, I is the current passing through each coil (in a single turn), a is the coils radius (as well as the distance between them) and  $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ H}\cdot\text{m}^{-1}$  is the permeability of the free space.

The electromagnetic analysis of the overall EC UL was initially performed for the VDEIII scenario [11]. The time history of the magnetic field ( $B_x$ ,  $B_y$  and  $B_z$ ) is then independently averaged in the USM and LSM domains (Fig. 4). The equivalent current is calculated using Eq. (1) and applied to the terminals defined in the coils.

Fig. 5 shows the evolution of the  $\Delta B/\Delta t$  for both USM and LSM. The VDEIII scenario starts at  $t = 0 \text{ s}$ . Before  $t = 0.83 \text{ s}$  the plasma is drifting but the magnetic field is almost constant until  $t = 0.83 \text{ s}$ , time when the thermal quench occurs. After this instant the current drops (and

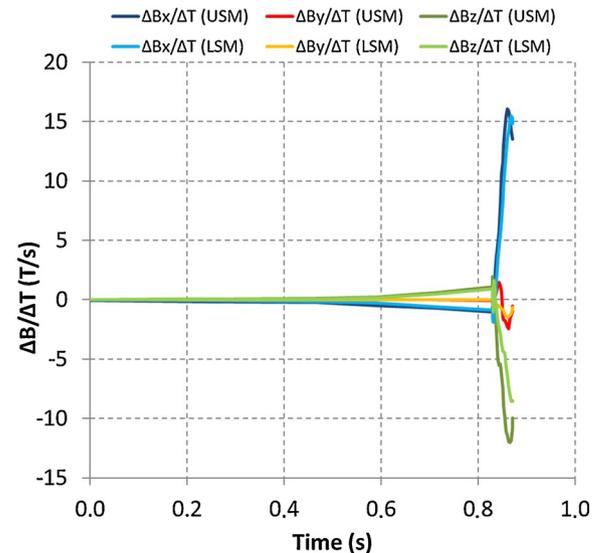


Fig. 5.  $\Delta B/\Delta t$  time history for the USM and LSM.

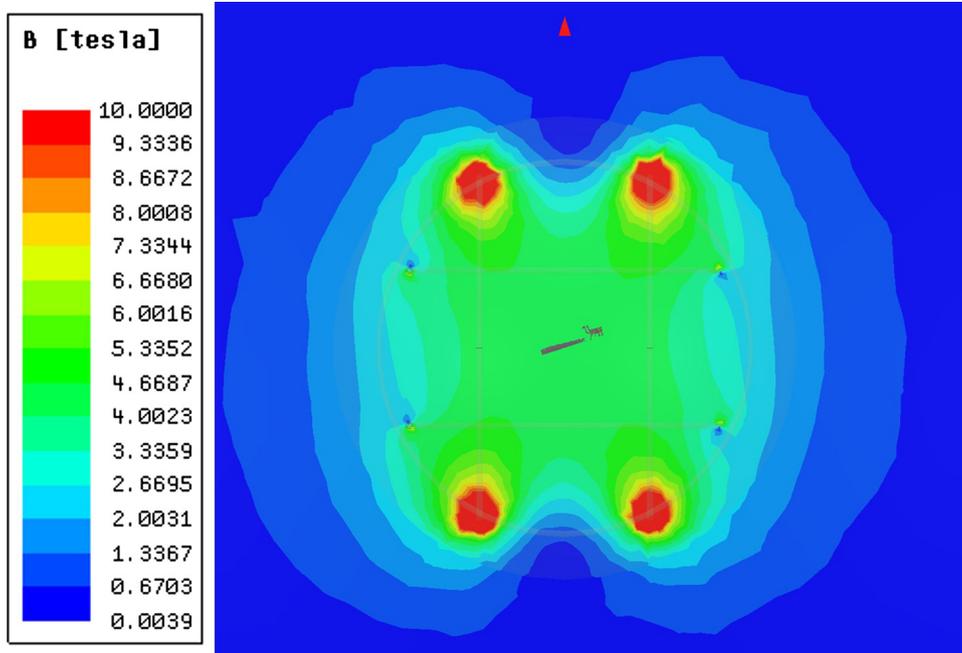


Fig. 6. Magnetic field (modulus) on the plane XY calculated in the USM simulation at  $t = 0.8702s$ .

therefore the magnetic field) for 36 ms.

## 2.2. Results

### 2.2.1. Magnetic field

Fig. 6 and Fig. 7 show the magnetic field at  $t = 0.8702 s$  for the USM and at  $t = 0.8677 s$  for the LSM, respectively (these points correspond to the times when the highest mechanical stresses are developed, see section 3). It can be seen in these pictures that the magnetic field is very uniform in the vicinity of both USM and LSM. The comparison between the target and the generated magnetic field evolution at the origin of coordinates (local coordinate system) shows a maximum error of 0.2 %.

### 2.2.2. Current density

The two largest magnetic field variations ( $\Delta B/\Delta T$ ) are along the

radial and vertical axes (X axis and Z axis, Fig. 5). These magnetic field fluctuations induce a current density in the conductive materials (Fig. 8 and Fig. 9), specially the radial one since this magnetic field component is almost perpendicular to the Steering Mirrors.

Most of the current density is developed in the reflecting surfaces (factor 10 compared with the current density developed in mirror structure or rotor) because of the much higher electrical conductivity of the CuCrZr [12]. This highlights the importance of limiting the reflecting surface thickness at the expense of reducing the mirror heat dissipation capability during the normal mm-wave operation [7]. The maximum current density values induced in the USM and LSM are  $4.82 \cdot 10^7 A/m^2$  and  $4.26 \cdot 10^7 A/m^2$ , respectively. This 10 % difference can be explained due to the larger dimensions of the USM reflecting surface.

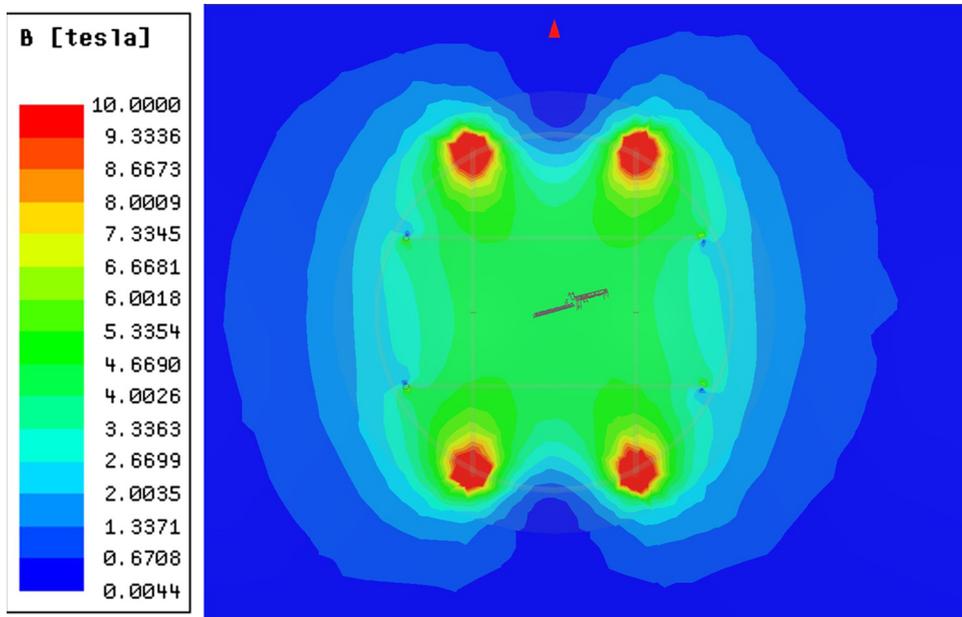


Fig. 7. Magnetic field (modulus) on the plane XY calculated in the LSM simulation at  $t = 0.8677s$ .

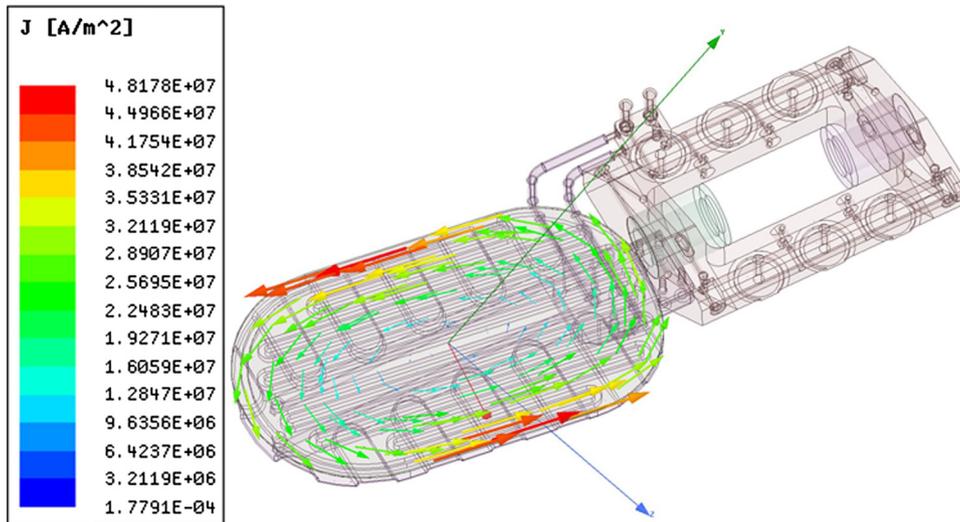


Fig. 8. Current density in the USM at  $t = 0.8702s$ .

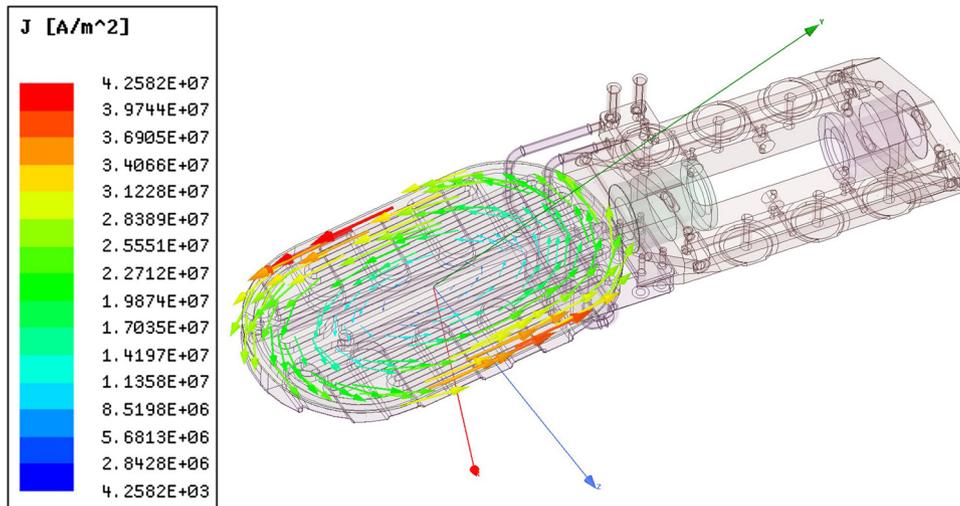


Fig. 9. Current density in the LSM at  $t = 0.8677s$ .

2.2.3. Induced forces

In line with what mentioned in the previous section, the highest volumetric forces take place in the reflecting surfaces (also factor 10). The largest contribution to these forces is mainly produced due to the toroidal field (Y axis, Fig. 4), which is the largest magnetic field component. The volumetric forces (Fig. 10 and Fig. 11) create a bending moment that tends to rotate the mirror mainly around the Z axis (local coordinate system).

The induced forces are also larger for the USM (maximum value of  $1.45 \cdot 10^8 \text{ N/m}^3$ ) compared with ones in the LSM (maximum value of  $1.27 \cdot 10^8 \text{ N/m}^3$ ). This is also justified based on the larger dimensions of the USM.

The time evolution of the torque induced in both USM and LSM regarding the local coordinate system is plotted in Fig. 12. Before  $t = 0.83 \text{ s}$  the plasma current is almost constant so the induced torque is basically 0. Then, the thermal quench occurs producing a linear current drop for 36 ms. At this moment, the induced torque starts increasing, reaching peak values of -95.0 Nm, 92.8 Nm and 584.3 Nm according to the radial, toroidal and vertical axes, respectively for USM and -64.4 Nm, 63.5 Nm and 406 Nm around the radial, toroidal and vertical axes, respectively for the LSM.

3. Mechanical analyses

Two transient mechanical analyses, based on the calculated volumetric forces, are performed in ANSYS Workbench 19.2 Transient Structural [10] in order to assess the mechanical integrity in terms of plastic collapse of the USM and LSM against the loads taking place during the VDEIII scenario. These numerical analyses provide the stress distribution produced during the VDEIII event, which will be post-processed and subsequently compared with the allowable design limits available in the fabrication codes.

3.1. Model description

3.1.1. Geometrical model and mesh

The geometrical models used for USM and LSM mechanical simulations (Fig. 13) cover the reflecting surface, mirror structure and rotor. The mirror connection arm is thickened from 10 mm [7] to 20 mm so that the cross-section can withstand the large bending moment induced during the VDEIII event. Simplified flexure pivots are also included to properly define the model boundary conditions. This approach allows us to obtain meaningful results in the rotor, which otherwise would be distorted by applying the boundary conditions on the rotor surfaces themselves. Bolts and washers are included in the simulation in order to

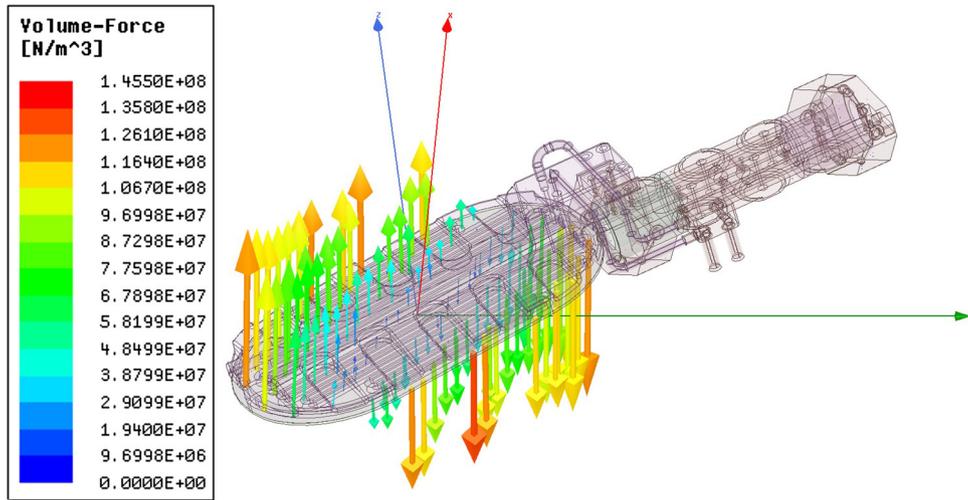


Fig. 10. Volumetric forces induced in the USM at  $t = 0.8702s$ .

simulate the bolting process.

A uniform element size value of 1.5 mm is applied to the reflecting surface. A value of 2.5 mm is considered for the rest of components (mirror structure, rotor, flexure pivots and bolting). The overall number of elements defined in the numerical models are 1,400,687 and 1,190,673 for the USM and LSM simulations, respectively.

3.1.2. Material properties

The material properties [12] related to CuCrZr alloy, 316 L(N)-IG, Steel Grade 660 and Ti-6Al-4 V are applied to the reflecting surface, mirror structure, rotor (and bolting) and flexure pivots, respectively. These properties (density, Young’s modulus and Poisson’s ratio) are evaluated for the maximum temperature obtained during normal operation [7]. The material behavior for all the materials is considered as linear.

3.1.3. Contacts and supports

Frictional contacts are defined between the mirror structure and the washers and between the rotor and the mirror structure (friction coefficient = 0.2) whereas bonded contacts are established between the mirror structure pipes and the rotor. The rotor is attached to the space through “spring elements”. These elements simulate the springs and bellows behavior providing an additional countervailing force (compression or extension) when the rotor modifies its position. Two

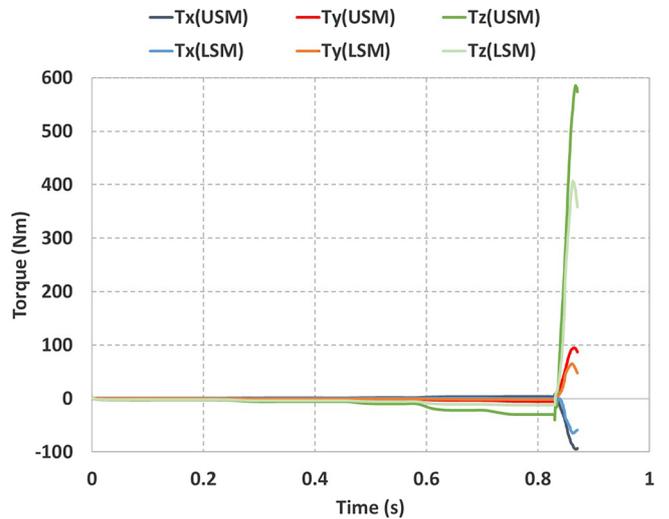


Fig. 12. Time history of the overall induced torque.

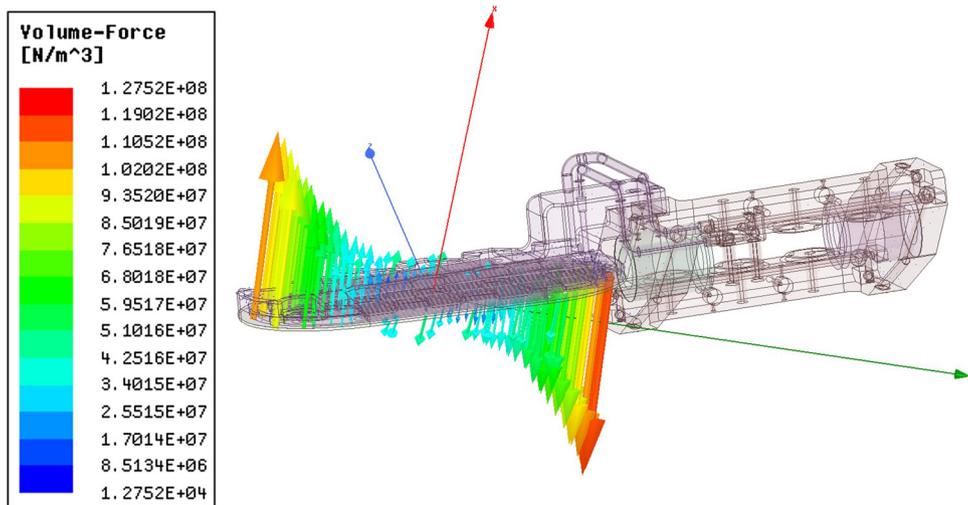


Fig. 11. Volumetric forces induced in the LSM at  $t = 0.8677s$ .

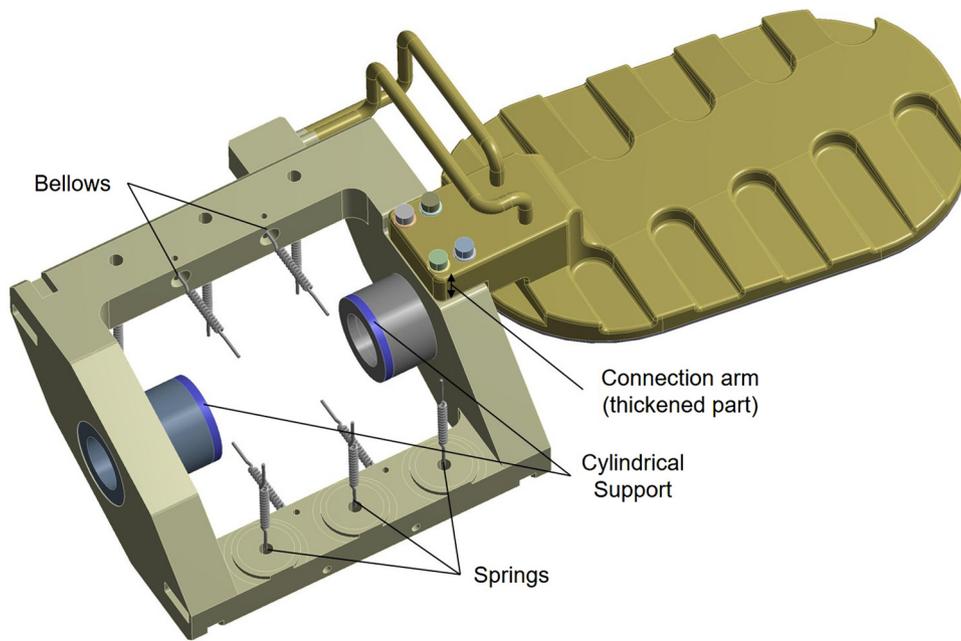


Fig. 13. Geometrical model of the USM thermo-mechanical analysis (the same approach is followed for the LSM).

cylindrical supports are also added on the flexure pivots in order to simulate the relative tangential movement between rotor and stator.

3.1.4. Boundary conditions and loads

The loads considered in these simulations are the ones relative to the VDEIII scenario [8]. These loads can be divided in bolt pre-tension, external forces and moments due to the actuator, springs, cooling coils and flexure pivots reactions, dead weight, cooling pressure and induced electromagnetic loads. These simulations are divided in 38 different time steps for the load application (Table 1). The first 4 time steps correspond to the loads existing in the USM and LSM before the VDEIII transient event occurs (these loads are divided in different time steps to improve the convergence of the numerical problem). The time integration is disabled for these time steps since the inertia effects want to be ignored (these loads are considered as steady state). Then, other 34 time steps are applied to simulate the VDEIII transient event (time integration is on). Each time step is dedicated to solve each volumetric force state exported from the electromagnetic simulation (section 2.2.3).

3.2. Results

3.2.1. Von-Misses stresses

The design-by-analysis rules developed in the ASME code [13] are prescribed for the design validation of the Steering Mirrors. These rules are based on the maximum distortion energy yield criterion. Therefore, the stress results obtained from these simulations shall be assessed in terms of von Mises equivalent stresses in order to be compared with the

allowable limits. The highest von Mises stress values are obtained at  $t = 0.8702\text{ s}$  ( $t = 4.8702\text{ s}$  in the simulation) for USM (Fig.14) and at  $t = 0.8677\text{ s}$  ( $t = 4.8677\text{ s}$  in the simulation) for LSM (Fig.15).

Comparing both assemblies, the highest stresses are produced in the USM due to its larger dimensions (and therefore, larger induced torque). Although, the stress peak obtained in the Mirror Structure (401 MPa) is lower than in the Rotor (636 MPa), the lower allowable limits of the 316 L(N)-IG (in comparison with those of the Steel Grade 660 [14]) make the USM Mirror Structure the most demanded component in terms of stresses. The stress peak for the Reflecting surface is only 98.6 MPa.

3.2.2. Structural integrity assessment

The elastic stress analysis method is considered for the protection assessment against plastic collapse. In this method the stresses are computed using an elastic analysis, classified into categories, and limited to allowable values that have been conservatively established such that a plastic collapse will not occur. The stress categorization is obtained by linearizing the stress (membrane, bending and peak) along the so-called Stress Classification Lines (SCLs). These lines shall be defined through the entire thickness of the considered section and normal to the midline.

The ASME code also considers the evaluation of protection against ratcheting and fatigue, however, this will not be assessed since the VDEIII event is assumed to occurs only once during the machine life-time [8].

To evaluate protection against plastic collapse the three following limits shall be satisfied:

Table 1  
Load steps.

Time step	Time range (s)	Bolt pre-tension (N) x4	Spring reaction (N) x 6	Actuator reaction (N) x 4	Coil reaction (N) x 2	Flexure Pivot reaction (N/m) x 2	Gravity (m/s)	Cooling pressure (MPa)	Induced volumetric forces (N/m <sup>3</sup> )
1	0–1	8000	–	–	–	–	–	–	–
2	1–2	Lock	480	1546	190	3.574	–	–	–
3	2–3	Lock	480	1546	190	3.574	9.8066	–	–
4	3–4	Lock	480	1546	190	3.574	9.8066	4	–
5–38	4–4.8709	Lock	480	1546	190	3.574	9.8066	4	Fig. 9–10

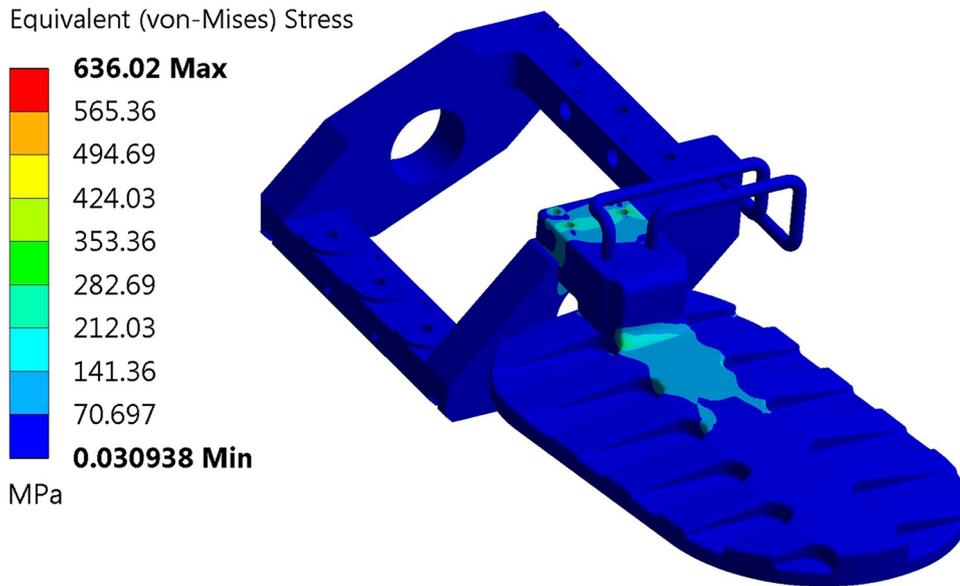


Fig. 14. Von Mises stress field in the USM mirror structure at  $t = 4.8702s$ .

$$P_m \leq S_m \tag{2}$$

Where  $P_m$  is the general primary membrane equivalent stress and  $S_m$  is the design stress intensity.

$$P_L \leq S_{PL} \tag{3}$$

Where  $P_L$  is the local primary membrane equivalent stress (primary membrane equivalent stress when close to discontinuities) and  $S_{PL}$  is computed as the larger of the quantities shown below:

- 1.5 times the design stress intensity ( $S_m$ )
- The yield strength ( $S_y$ ). The previous value shall be used when the ratio of the minimum specified yield strength to the ultimate tensile strength ( $S_u$ ) exceeds 0.70 or the value of  $S_m$  is governed by time-dependent properties

$$P_L + P_B \leq S_{PL} \tag{4}$$

Where  $P_L + P_B$  is the primary membrane (general or local) plus the primary bending equivalent stress.

Based on the safety classification of the Steering Mirrors as Non-SIC [15] and the categorization of the VDEIII scenario as Category III [8], the damage limit for both assemblies is defined as Emergency [8]. However, the ASME code does not distinguish among different damage

limits. For this reason, the SDC-IC code [16] is used to define the implications that the damage limits have in the allowable values. For the service level C (structural service criteria equivalent to the damage limit emergency), the allowable values for the Eqs. 2, 3 and 4) shall be increased by a factor of 1.2 [17].

The most stressed cross-section of the USM mirror structure takes place at the bolted connection between the mirror and the rotor (Fig. 16). The allowable values for the 316 L(N)-IG at 225 °C [7] are 125 MPa and 187.5 MPa for  $S_m$  and  $S_{PL}$ , respectively (which shall be multiplied by 1.2). Table 2 reports the verifications performed for each SCL (see Fig. 17). The comparison between the categorized stress and the allowable design limits according to ASME code shows that the Steering Mirror design is widely capable of withstanding the expected loads taking place during the VDEIII scenario (safety margin of 1.18).

### 3.2.3. Dynamic amplification factor

Another two static mechanical simulations of the Steering Mirrors are performed in ANSYS Workbench 19.2 Static Structural [10] in order to determine the relevance of the dynamic effects for the VDEIII scenario. The geometry, mesh, materials, contacts, supports, boundary conditions and loads are identical to the ones described in section 3.1. In this case, the volumetric forces induced in the Steering Mirrors

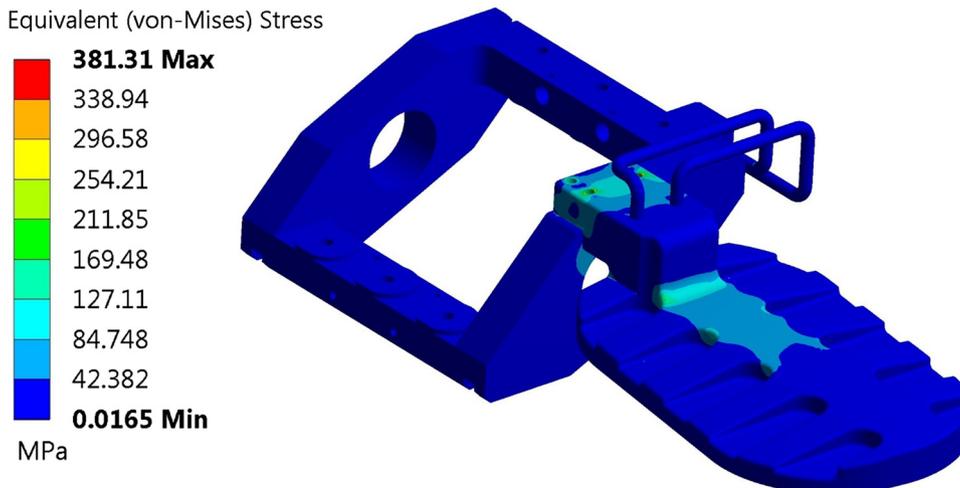


Fig. 15. Von Mises stress field in the LSM mirror structure at  $t = 4.8677s$ .

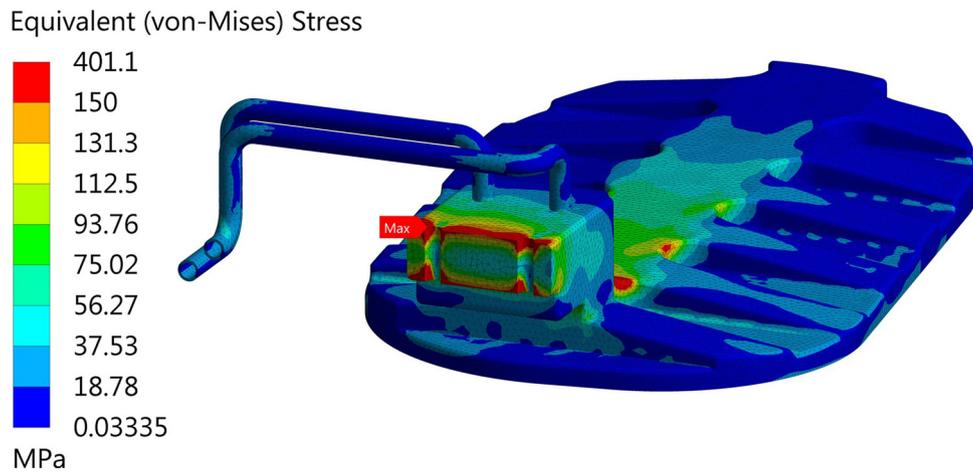


Fig. 16. Selected section in the Mirror Structure for stress verification.

**Table 2**  
USM Mirror Structure verification (values in MPa).

SCL	1	2	3	4	5	Limit
$P_m$	60.3	35.0	28.1	35.0	32.7	$1.2 S_m = 150$
$P_L$	-	-	-	-	-	$1.2 S_{PL} = 225$
$P_L + P_B$	189.8	155.2	152.6	155.2	136.4	$1.2 S_{PL} = 225$

during the VDEIII event are not applied as time-dependent sources. Instead, these loads are introduced as steady-state volumetric forces at  $t = 0.8702$  s and  $t = 0.8677$  s for the USM and LSM, respectively.

Table 3 and Table 4 summarize the maximum stresses relative to the Reflecting Surface, Mirror Structure and Rotor for both USM and LSM. The maximum values take place at the bolted connection for both mirror structure and rotor and at the central region for the reflecting surface. These tables show that the inertial phenomena are significant since, although the mirrors weight is low, the time scale of only 36 ms in the VDEIII event makes the inertial contribution relevant. Even though the dynamic approach is recommended, a static simulation including a dynamic amplification factor of 1.22 (highest value of those reported in Table 3 and Table 4) can be used as a first estimation to assess the developed stresses taking place in the steering mirrors or other UL in-vessel mirrors during VDE events through a static approach.

**Table 3**  
Stress comparison for the USM.

Component	Dynamic approach	Static approach	Ratio
Reflecting surface	98.6 MPa	93.5 MPa	1.05
Mirror Structure	401.1 MPa	361.9 MPa	1.11
Rotor	636.0 MPa	557.6 MPa	1.14

**Table 4**  
Stress comparison for the LSM.

Component	Dynamic approach	Static approach	Ratio
Reflecting surface	60.9 MPa	53.2 MPa	1.14
Mirror Structure	292.8 MPa	239.4 MPa	1.22
Rotor	381.3 MPa	341.9 MPa	1.11

#### 4. Conclusions

An analysis strategy was developed in order to evaluate the mechanical integrity of the steering M4 mirrors against the loads occurring during the VDEIII scenario (accidental event).

Two separate transient electromagnetic analyses of the steering M4 mirrors are performed to model the evolution of the electromagnetic

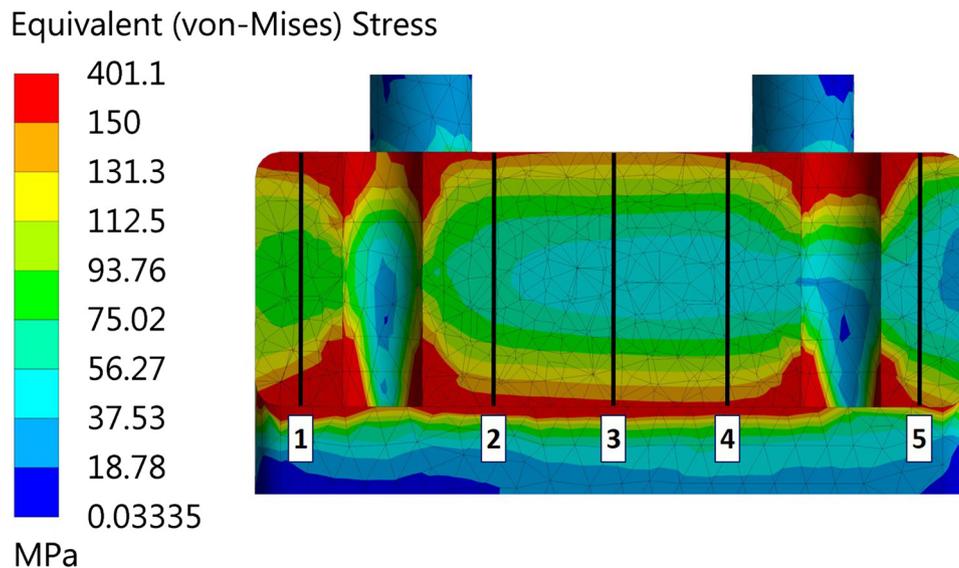


Fig. 17. SCLs for stress verification on the USM Mirror Structure.

fields at the mirrors' surroundings and therefore, obtain the currents and forces induced in the different components. These simulations show that most of the current density is induced in the reflecting surfaces because of the much higher electrical conductivity of the CuCrZr. In line with this, the highest forces also take place in the reflecting surfaces, which create a torque that tends to rotate upwards the mirrors. The higher torque values are obtained in the USM, what can be justified based on its larger dimensions.

Another two transient mechanical analyses are carried out to assess the mechanical integrity in terms of plastic collapse of both USM and LSM against the loads taking place during the VDEIII scenario. For this, the volumetric forces calculated in the electromagnetic simulations are imported and used as an input for the mechanical simulations. These analyses show that the most stressed section corresponds to the bolted connection between the mirror and rotor. The comparison between the categorized stresses and the allowable design limits according to the ASME code increased by a factor of 1.2 (service level C) shows that the design of the reflecting surface, mirror structure and rotor for both USM and LSM is widely capable of withstanding the expected loads taking place during the VDEIII scenario.

Additional analyses shall be performed in order to validate the design of the steering M4 mirrors against the full range of load combinations expected to take place throughout the system life-cycle.

#### CRediT authorship contribution statement

**Avelino Mas Sánchez:** Conceptualization, Methodology, Software, Validation, Writing - original draft. **René Chavan:** Writing - review & editing, Supervision. **Timothy Goodman:** Writing - review & editing, Supervision, Project administration, Funding acquisition. **Phillip Santos Silva:** Writing - review & editing. **Matteo Vagnoni:** Writing - review & editing.

#### Declaration of Competing Interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to

influence the work reported in this paper.

#### Acknowledgments

This work was supported in part by the Swiss National Science Foundation. This work was carried out within the framework of the ECHUL consortium, partially supported by the F4E grant F4E-GRT-615. The views and opinions expressed herein do not necessarily reflect those of the European Commission or the ITER Organization.

#### References

- [1] M. Henderson, The targeted heating and current drive applications for the ITER electron cyclotron system, *Phys. Plasmas* 22 (2015) 021808.
- [2] D. Strauss, Nearing final design of the ITER EC H&CD upper launcher, *Fusion Eng. Des.* 146 (Part A) (2019) 23–26.
- [3] A. Mas Sánchez, Design status of the double closure plate sub-plate concept for the ITER Electron cyclotron upper launcher, *Fusion Eng. Des.* 136 (2018) 503–508.
- [4] M. Vagnoni, Structural integrity assessment of an ITER ECH&CD Upper Launcher mirror (LM1), *Fusion Eng. Des.* 146 (Part A) (2019) 818–821.
- [5] P. Santos, Design concept and thermal-structural analysis of a high power reflective mm-wave optical mirror (M2) for the ITER ECH-UL, *Fusion Eng. Des.* 146 (Part A) (2019) 618–621.
- [6] M. Vagnoni, Design concept and thermal-mechanical analysis of the optical mirror (M3) for the ITER ECH upper launcher, *Ieee Trans. Plasma Sci.* (2020) Early Access.
- [7] A. Mas Sánchez, Design and numerical analyses of the M4 steering mirrors for the ITER Electron cyclotron heating upper launcher, *Ieee Trans. Plasma Sci.* 47 (Issue 12) (2019) 5271–5276.
- [8] N. Casal, EC UL sub-system load specification [SSLS-52.UL], F4E\_D\_25QD28 v5.1 (2020).
- [9] P. Santos, Design and thermal-structural analyses of ancillary components for the optical steering-mirror (M4) for the ITER ECH upper launcher, *Ieee Trans. Plasma Sci.* (2020) Early Access.
- [10] <http://www.ansys.com/>.
- [11] G. Aiello, Magnetic flux density on mirror 4 ARD-051, F4E\_D\_2DJLTS v1.0 (2020).
- [12] J. Campbell, ITER material properties handbook properties, ITER\_D\_2239QQ v1.0 (2020).
- [13] A.S.M.E. Section, VIII Division 2 – Alternative rules (2015).
- [14] V. Barabash, Appendix a, materials design limit data, ITER\_D\_222RLN v3.3 (2013) March.
- [15] N. Casal, EC UL system classification, ITER\_D\_3CNFEC v3.5 (2020).
- [16] V. Barabash, In-vessel components, SDC-IC, ITER\_D\_ ITER\_D\_222RHC, v3.0 (2020).
- [17] G. Sannazzaro, Allowable values and limits in service level C and D for ITER mechanical components, ITER\_D\_3G3SYJ v3.1 (2020).



## Fluid-dynamic and thermo-mechanical analyses of the Monoblock Mitre Bend for the ITER electron cyclotron Upper launcher

Avelino Mas Sánchez<sup>a,\*</sup>, Rene Chavan<sup>b</sup>, Davide Dall'Acqua<sup>c</sup>, Mario Gagliardi<sup>c</sup>, Timothy Goodman<sup>b</sup>, Jose Pacheco Cansino<sup>c</sup>, Eduardo Rodriguez Ordoñez<sup>a</sup>, Gabriella Saibene<sup>c</sup>, Paul Wouters<sup>c</sup>

<sup>a</sup> Department of Construction and Manufacturing Engineering, University of Oviedo, Gijón, E-33203, Spain

<sup>b</sup> Ecole Polytechnique Fédérale De Lausanne (EPFL), Swiss Plasma Center (SPC), Lausanne, CH-1015, Switzerland

<sup>c</sup> Fusion for Energy, Josep Pla 2, Torres Diagonal Litoral B3, Barcelona, E-08019, Spain

### ARTICLE INFO

#### Keywords:

ITER  
ECH  
Upper launcher  
Mitre Bend  
Waveguides

### ABSTRACT

The ITER Electron Cyclotron Heating (ECH) system will be used to counteract magneto-hydrodynamic plasma instabilities by aiming up to 20 MW of mm-wave power at 170 GHz. The primary vacuum boundary at the Electron Cyclotron Upper Launcher (EC UL) extends into the port cell region through eight beamlines, defining the so-called First Confinement System (FCS). Each beamline, designed for the transmission of 1.31 MW, is delimited by the closure plate at the port plug back-end and by a diamond window in the port cell. The FCS essentially consists of a Z-shaped set of straight corrugated waveguides (WG) connected by Mitre Bends (MB) with a nominal inner diameter of 50 mm. Due to the space restrictions, the eight MBs at the last FCS section are grouped into two monoblocks. Each Monoblock Mitre Bend (MBMB) consists of a body with corrugated feed-throughs defining a specific angle for each beamline and four mirrors attached by bolted connection to reflect the mm-wave power. The thermal expansion arising from the ohmic losses, the cooling pressure, the bolt pre-tension and the imposed displacements coming from the connection with the transmission lines are the primary design loads for the MBMBs. The fluid-dynamic analyses performed for both upper and lower MBMBs show that highest temperature takes place in the MB mirrors, reaching a maximum value of 203 °C at the beam center. The thermo-mechanical analyses demonstrate that the peak stress also occurs at this location with a maximum value of 324 MPa. These stresses are categorized and compared with the allowable limits defined in the ASME code, what probes that the current design of both upper and lower MBMBs are able to withstand the loads taking place during the mm-wave normal operation.

### 1. Introduction and background

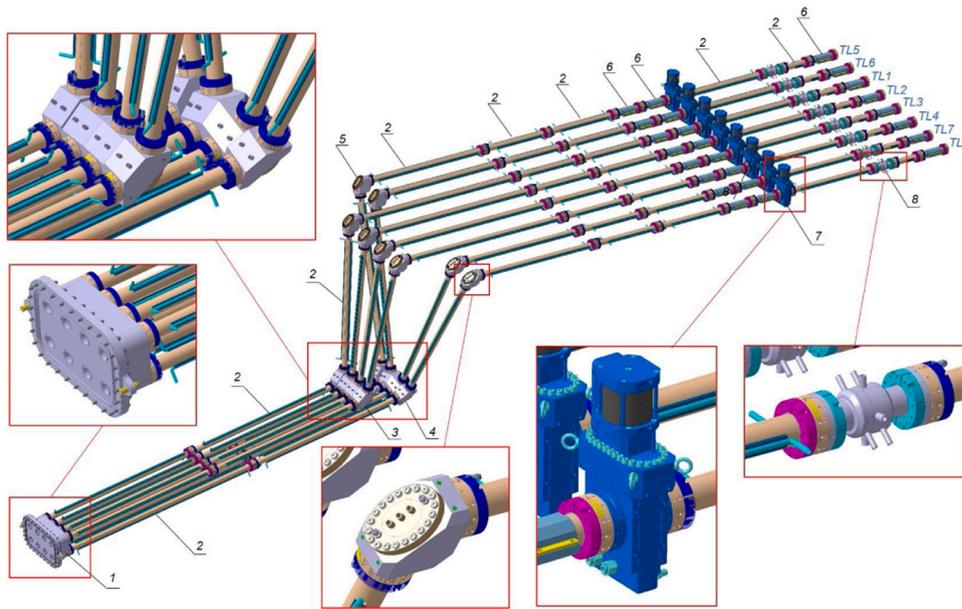
The four ITER Electron Cyclotron Upper Launchers (EC UL [1]), will be used to drive current locally in order to stabilize neoclassical tearing modes. The mm-wave components in the eight beamlines of each EC UL are divided into essentially quasi-optical in-vessel and guided-wave ex-vessel assemblies. The ex-vessel waveguide (WG) components, extending the primary vacuum boundary of the port plug into the port cell region on both sides of the bioshield wall, are part of the First Confinement System (FCS, Fig. 1) for which, ITER SIC-1 requirements apply. Each transmission line (TL) of the FCS, designed for the transmission of 1.31 MW of mm-wave power at 170 GHz, is delimited by the closure plate sub-plate, with a WG feedthrough and by a diamond

window in the port cell (an intermediate isolation valve provides the double containment).

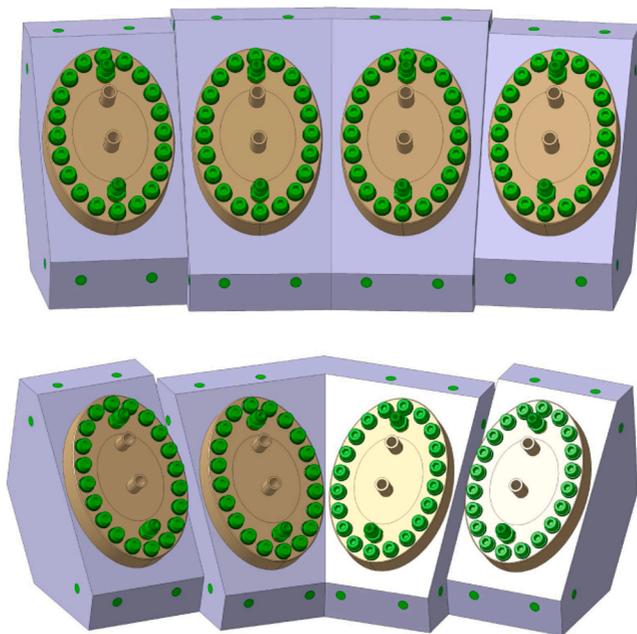
The beam line is comprised of a Z-shaped set of straight corrugated WGs with a nominal inner diameter of 50 mm and connected by Mitre Bends (MB). Due to the space restrictions, the last eight MBs of the FCS section (nearest the torus) are grouped into two Monoblock Mitre Bends (MBMB). Recently, the FCS layout has changed to ensure a maintenance corridor (the MBs relative to TL1, TL2, TL3 and TL4 moved forwards, whereas the MBs relative to TL5, TL6, TL7 and TL8 moved backwards), resulting in a modification of the angles of the quasi-vertical WGs connected to the MBMBs. This new configuration required a redesign of both upper and lower MBMBs.

\* Corresponding author.

E-mail address: [amassanchez@gmail.com](mailto:amassanchez@gmail.com) (A. Mas Sánchez).



**Fig. 1.** Current state of the First Confinement System. 1. Closure plate sub-plate, 2. Standard WGs, 3. Upper MBMB, 4. Lower MBMB, 5. MBs, 6. Clamped WGs, 7. Isolation valves, 8. Diamond windows.

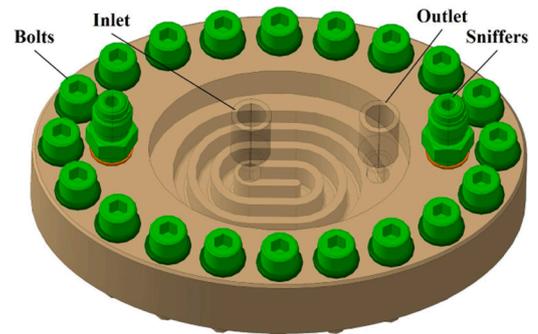


**Fig. 2.** Current design of the upper MBMB (top) and lower MBMB (bottom).

**2. Design description**

Each MBMB (Fig. 2) consists of a body with corrugated feedthroughs defining a specific angle (approximately 100°) for each beamline, and four mirrors attached by bolted connection to reflect the mm-wave power. Both MBMB bodies and MB mirrors are made of CuCrZr in order to minimize the ohmic losses and to improve the heat distribution during mm-wave power transmission.

In order to comply with ITER SIC-1 requirements, the mechanical couplings between MB mirrors, as well as WGs, with each MBMB body shall contain two concentric metallic seals with two leak testing access ports between the seals (sniffers). The necessary force to compress the metallic seals is provided by 12 and 20 M8 bolts for each WG flange coupling (circular seals) and each mirror coupling (elliptical seals),



**Fig. 3.** Spiral cooling channel design of the MB Mirror.

respectively. Threaded inserts are included in the MBMB body design so the suitable pre-tension value can be reliably applied.

**2.1. MB mirrors**

Several cooling MB mirror designs were assessed in the past [2]. The cooling design analyzed in this paper (Fig. 3) consists in a one inlet/outlet circuit with a spiral shape and square cross-section of 5 × 10 mm. The inlet is slightly shifted to one side to guarantee full-developed flow at the location of higher power density. These cooling channels will be milled and subsequently covered by HIP (Hot Isostatic Pressing) or diffusion bonding techniques (both techniques are compatible with [3]).

**2.2. MBMB bodies**

The cooling channels for the MBMB bodies (Fig. 4, Fig. 5 Figs. 4 and 5) are performed by drilling (8 mm diameter). The distance between the axes of the WG feedthroughs and cooling channels is fixed to 32 mm (minimum thickness of about 3 mm) to maximize the heat dissipation. The holes left by the drilling operations are covered by cooling caps and welded through a three-step procedure that allows the full penetration welding. All the welded connections are designed to take into account the full penetration butt welds required in [3]. Four inlets/outlets are defined, as these cooling circuits are connected in series with the rest of components of the same beamline.

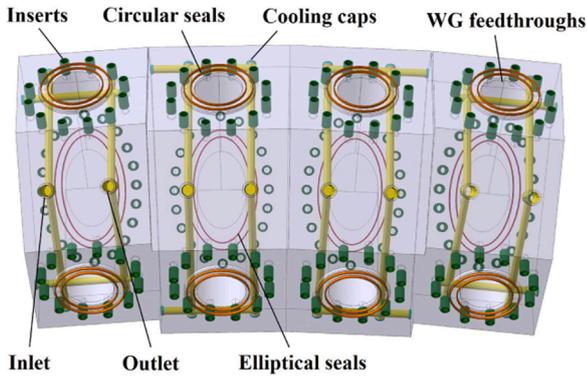


Fig. 4. Cooling design for the upper MBMB body.

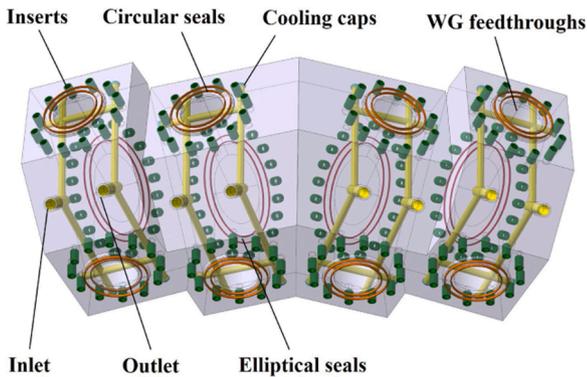


Fig. 5. Cooling design for the lower MBMB body.

### 3. Fluid-dynamic analyses

Two independent steady-state fluid-dynamic simulations are performed in ANSYS Workbench 19.2 CFX [4] in order to assess the flow distribution and heat transfer taking place in both upper and lower MBMBs during nominal mm-wave normal operation. These analyses aim to assess if the assigned mass flow rate to each component produces an acceptable temperature rise while maintaining an admissible pressure drop through the cooling channels.

#### 3.1. Model description

##### 3.1.1. Geometry and mesh

The geometry considered in the analyses covers both MB mirrors and MBMB bodies. Components that are not relevant for the thermal performance such as bolts, sniffers, inserts or metallic seals are removed from the model. Some features such as boltholes or small chamfers were also simplified. Symmetry conditions are applied to limit the computational cost. The cooling fluid is obtained by a boolean operation based on the above-mentioned geometries.

The fluid domain is meshed with 10 inflation layers on the surfaces in contact with the solid domain in order to properly simulate the viscous sub-layer. The first inflation layer height is  $5 \cdot 10^{-6}$  m, which leads to a  $y^+$  value smaller than 1 near the walls for the whole domain. The overall number of nodes considered in the numerical model is 2,965,548 and 2,870,954 for the upper and lower MBMB simulations, respectively.

##### 3.1.2. Material properties and turbulence model

The properties related to CuCrZr alloy [5] are applied as temperature-dependent correlations to the MB mirrors and MBMB bodies. Water properties at 34 °C and 1 MPa (CCWS-1 inlet properties [6]) are considered for the fluid domain. The turbulence model selected

for this analysis is the Shear Stress Transport since this model typically provides good results for cases in which there is a high heat transfer between the solid and the cooling fluid.

#### 3.1.3. Boundary conditions

The inlet cooling conditions of the CCWS-1 cooling system (34 °C and 1 MPa [6]) are considered for the fluid-dynamic analysis of both upper and lower MBMB. The assigned mass flow rate is 0.15 kg/s and 0.27 kg/s for the MB mirrors and MBMB bodies, respectively.

A fraction of the beam power will be lost on the mirror surface during the beam propagation. The fractional loss power can be calculated for each beam according the following equation (worst-case polarization):

$$f_{\Omega} = 4S \sqrt{\frac{\pi \rho_e}{\lambda Z_0}} \left( \frac{1}{\cos \theta} \right) \quad (1)$$

Where  $\rho_e$  is the electrical resistivity of the CuCrZr [3] at 200 °C,  $S$  is an enhancement factor of absorption on mirrors due to surface roughness and other imperfections ( $S = 1.5$  for MB mirrors),  $\lambda$  is the wavelength for 170 GHz (0.00176 m),  $Z_0$  is the impedance of free space ( $\sim 120\pi$  Ohm) and  $\theta$  is the full reflection angle for each beam.

The absorbed power for each mirror can be calculated as:

$$q(r) = \frac{P_0 \cdot f_{\Omega} \cdot 3.71 \cdot \cos^2 \theta}{\pi a^2} \cdot J_0^2 \left( 2.405 \frac{r}{a} \right) \quad (2)$$

Where  $P_0$  is the input power (1.31 MW [6]),  $a$  is the waveguide radius (0.025 m), 3.71 comes from the mode normalization,  $J_0$  is the Bessel function of order 0, 2.405 is the first 0 of  $J_0$  and  $r$  is equal to  $\sqrt{x^2 + y^2}$  ( $x$  and  $y$  being the coordinates in the plane transverse to the waveguide axis).

Eq. 2 produces a power density peak of 5.94 MW/m<sup>2</sup> [7] on the MB mirror reflecting surface (Fig. 6). The total absorbed power is 4.9 kW for each mirror. In addition, a uniform value of 10.2 kW/m<sup>2</sup> [7] coming from the ohmic attenuation and the High Order Modes (HOM) is applied on the MBMB feedthroughs, which contributes with another 0.35 kW for each beamline.

### 3.2. Results

#### 3.2.1. Temperature distribution

The highest temperature is located in the MB mirrors (Fig. 7), reaching a maximum value of 203 °C at the beam center (the temperature is very similar for every MB mirror, less than 1 °C). Both upper and lower MBMB bodies present temperature values considerably lower (Figs. 8 and 9), with maximum values of around 50 °C at the contact region with the MB mirrors.

The outlet temperature for the water is 40.1 °C and 34.7 °C respectively for the MB mirror and MBMB bodies (each channel), which is smaller than the maximum allowed outlet temperature for the CCWS-1 circuit (64 °C [6]), and therefore, allows their connection in series with other ex-vessel components. The maximum local temperature of the

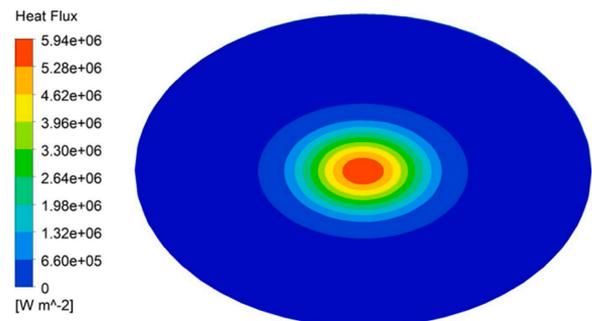


Fig. 6. Power density on the MB mirrors.

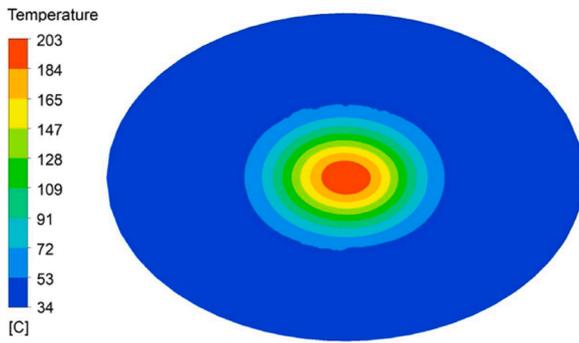


Fig. 7. Temperature distribution on the MB mirrors.

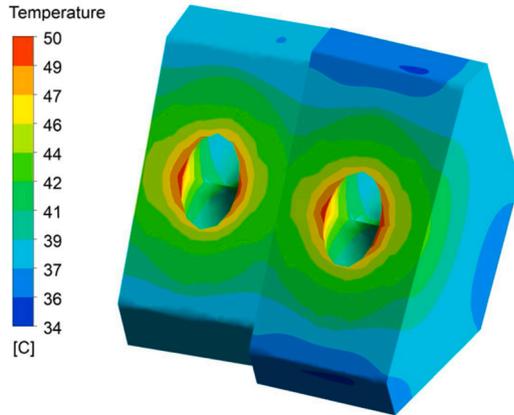


Fig. 8. Temperature distribution on the upper MBMB body.

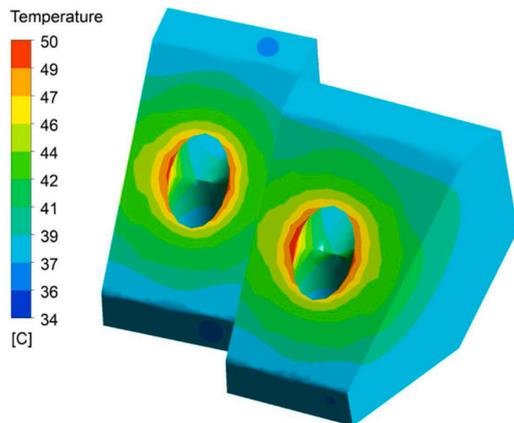


Fig. 9. Temperature distribution on the lower MBMB body.

cooling water is 134 °C and 38 °C respectively for the MB mirror and MBMB, which is lower than the boiling temperature at 0.45 MPa (minimum allowable pressure at the CCWS-1 circuit [6], avoiding possible cavitation issues.

3.2.2. Pressure drop and flow velocity

The pressure drop is 0.24 bars and 0.18 bars for each MB mirror and each MBMB body circuit, respectively. These values are admissible compared with the maximum allowed pressure drop for the CCWS-1 circuit (5.5 bars [6]). Therefore, these values also justify their possible connection in series with other actively cooled ex-vessel components.

The maximum velocity values are 6.9 m/s and 4.8 m/s for the MB mirrors and MBMB bodies. These values are acceptable for the ex-vessel components (no reducing-oxidizing conditions as for the In-Vessel components occurs) so no erosion/corrosion issues are expected.

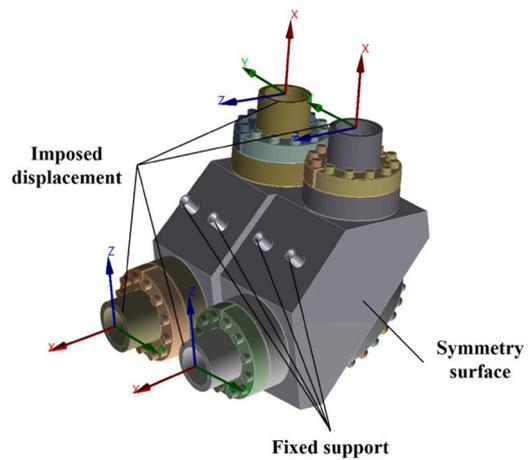


Fig. 10. Geometrical model of the upper MBMB thermo-mechanical analysis (the same approach is followed for the lower MBMB).

4. Thermo-mechanical analyses

Two independent steady-state thermo-mechanical analyses are performed in ANSYS Workbench 19.2 Static Structural [4] in order to assess the upper and lower MBMBs in terms of plastic collapse and ratchetting against the loads taking place during the mm-wave normal operation. These numerical analyses provide the stress distribution, which will be post-processed and subsequently compared with the allowable design limits available in the fabrication codes.

4.1. Model description

4.1.1. Geometrical model and mesh

The geometrical model (Fig.10) used for the upper and lower MBMBs simulations cover the MB mirrors, MBMB bodies and the adjacent WGs. Bolts, inserts and simplified metallic seals are also included in order to simulate the pre-tension process. Some components, e.g. sniffers, which are not relevant for the mechanical performance, are removed from the assembly. Symmetry conditions are also used to reduce the computational cost of the simulation.

The metallic seals are modelled as prismatic rings with square cross sections of 1 mm width (estimated contact surface after compression) and 2.6 mm height (seal cross section diameter before compression) for both circular (WG) and elliptical (mirror) seal sets (2 per location). An initial separation between faces (0.47 mm, seal compression recommended by the supplier) is defined as the starting state of the model in order to properly simulate the bolt pre-tensioning process. The seal properties definition and the loading strategy used in this simulation are the ones developed in [8].

A uniform element size value of 3 mm is applied to the MB mirrors and bolting, while a value of 6 mm is considered for the MBMB bodies and attached WGs (the element size is reduced to 3 mm at the regions close to the contacts). The overall number of elements defined in the numerical models are 1,071,584 and 860,852 for the upper and lower MBMBs, respectively.

4.1.2. Material properties

The temperature-dependent material properties used in this analysis are obtained from [5]. The material properties related to CuCrZr alloy are applied to the MB mirrors, MBMB bodies and WGs while Inconel 718 properties are used for the bolting (bolts, compression rings and inserts). The material behavior for these materials is considered as linear. Non-linear hysteresis curves [8] are introduced to simulate the seals behavior (same curves are used for both circular and elliptical seals).

### 4.1.3. Contacts

Frictional contacts (friction coefficient = 0.2) are defined between the surfaces defining a coupling such as MB mirrors and WGs with the MBMB bodies) and between MB mirror bolts and WG compression rings with their respective seating surfaces.

### 4.1.4. Boundary conditions and loads

The analysis setup is divided into 6 sequential load steps (Table 1). This strategy not only aims to facilitate the convergence of the numerical problem, but also to assess the independent contribution of each load step.

In the first load step the model fixed supports are defined at the MBMB body cooling pipes boundaries while a pre-tension load of 14 kN is applied to each bolt (12 bolts for each flange coupling and 20 bolts for each mirror coupling). The gravity, the CCWS-1 inlet pressure (1 MPa, [6]) on the wetted surfaces, and the temperature distribution are applied on the second, third and fourth load steps, respectively. In addition, the imposed displacement coming from the vacuum vessel movement and waveguide thermal expansion are applied in the fifth load step. A value of (0.13, 0.21, 0.03) mm (local WG coordinate system, Fig.10) is applied to the WG borders (values obtained from the overall simulation of the EC UL FCS during normal operation [9]). Finally, the fixed support at the MBMB body cooling pipes is released in the sixth load step (since the model is already constrained by the imposed displacements at the WG boundaries).

## 4.2. Results

### 4.2.1. Stress intensity

The design-by-analysis rules developed in the ASME code section III [10] are prescribed for the design validation of the MBMBs. These rules are based on the maximum shear stress theory. Therefore, the stress results obtained from these simulations shall be assessed in terms of stress intensity (Tresca) in order to be compared with the allowable limits.

Fig. 11 shows the stress intensity field in the most stressed MB

**Table 1**  
Load steps.

Load step	Fixed support	Pre-tension each bolt (kN)	Gravity (m/s)	CCWS-1 cooling pressure (MPa)	Temp. field (°C)	Imposed displacement (mm)
1	ON	14	OFF	OFF	OFF	OFF
2	ON	Lock	ON	OFF	OFF	OFF
3	ON	Lock	ON	1	OFF	OFF
4	ON	Lock	ON	1	Fig. 7, 8 and 9	OFF
5	ON	Lock	ON	1	Fig. 7, 8 and 9	(0.13, 0.21, 0.03)
6	OFF	Lock	ON	1	Fig. 7, 8 and 9	(0.13, 0.21, 0.03)

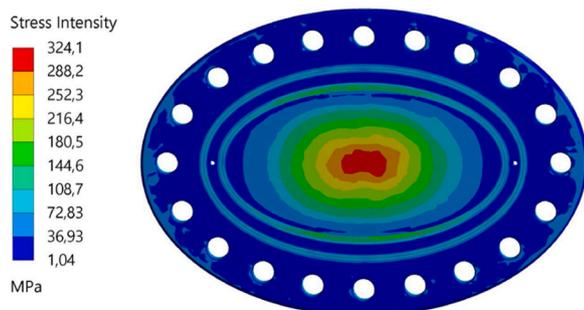


Fig. 11. Stress intensity field in the most stressed MB mirror.

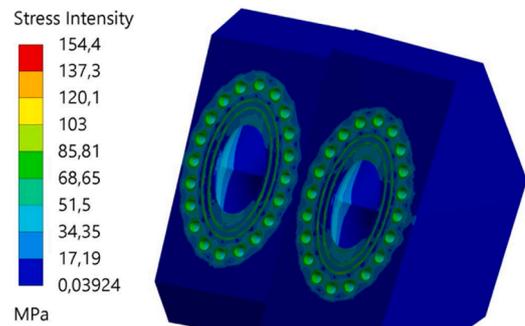


Fig. 12. Stress intensity field in the upper MBMB body.

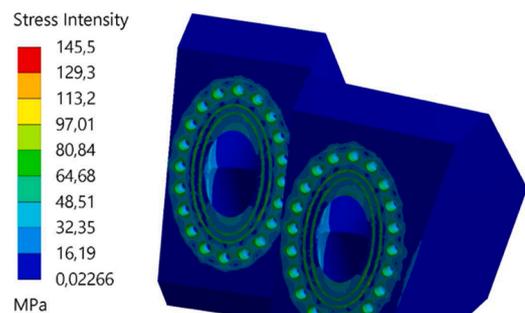


Fig. 13. Stress intensity field in the lower MBMB body.

mirror. The stress peak is located at the mirror center (where the highest temperature occurs) reaching up to 324 MPa. The stress values among the different MB mirrors are very close to each other since their temperature distributions are very similar.

Regarding the MBMB bodies (Fig. 12 and 13), the highest stresses take place in the region of bolted connection, reaching maximum values of 154 MPa and 145 MPa for the upper and lower MBMB bodies, respectively. Comparing these stress distributions with the ones obtained in the MB mirrors, it can be seen that the stress in MBMB bodies is much lower, since the temperature values are also lower.

### 4.2.2. Structural integrity assessment

The elastic stress analysis method is considered for the protection assessment against plastic collapse and ratcheting. In this method the stresses are computed using an elastic analysis, classified into categories, and limited to allowable values that have been conservatively established such that a plastic collapse or ratcheting will not occur. The stress categorization is obtained by linearizing the stress (membrane, bending and peak) along the so-called Stress Classification Lines (SCLs). These lines shall be defined through the entire thickness of the considered section and normal to the midline.

To evaluate protection against plastic collapse the following three criteria shall be satisfied:

$$P_m \leq S_m \tag{3}$$

Where  $P_m$  is the general primary membrane equivalent stress and  $S_m$  is the design stress intensity.

$$P_L \leq S_{PL} \tag{4}$$

Where  $P_L$  is the local primary membrane equivalent stress (primary membrane equivalent stress when close to discontinuities) and  $S_{PL}$  is

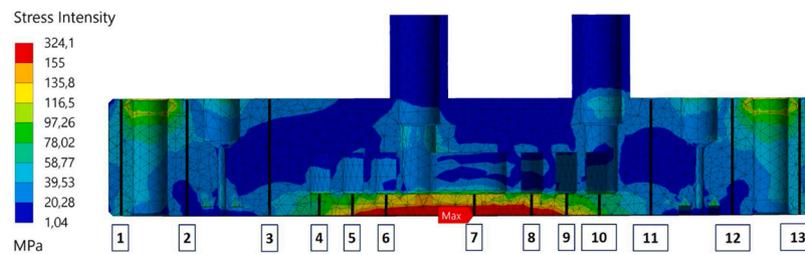


Fig. 14. SCLs for stress verification on the MB mirror.

Table 2

MB mirror stress verification (values in MPa).

SCL	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	Limit
$P_m$	46.5	32.6	4.1	19.1	19.4	20.6	21.7	20.5	20.3	20.3	4.3	32.4	48.6	86
$P_L$	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	155
$P_L + P_B$	58.3	64.1	25.8	21.3	25.7	27.7	27.1	26.8	25.4	20.9	29.8	62.8	61.1	155
$\Delta S_{n,k}$	59.9	70.4	41.0	82.3	145.3	197.9	277.9	194.6	132.6	85.5	33.1	69.1	63.6	310

computed as the larger of the quantities shown below:

- 1.5 times the design stress intensity ( $S_m$ )
- The yield strength ( $S_y$ ). The previous value shall be used when the ratio of the minimum specified yield strength to the ultimate tensile strength ( $S_u$ ) exceeds 0.70 or the value of  $S_m$  is governed by time-dependent properties

$$P_L + P_B \leq S_{PL} \quad (5)$$

Where  $P_L + P_B$  is the primary membrane (general or local) plus the primary bending equivalent stress.

To evaluate protection against ratcheting the following limit shall be satisfied:

$$\Delta S_{n,k} \leq S_{PS} \quad (6)$$

Where  $\Delta S_{n,k}$  is the equivalent stress range derived from the combination of general or local primary membrane stresses plus primary bending stresses plus secondary stresses ( $P_L + P_B + Q$ ) and  $S_{PS}$  is computed as the larger of the quantities shown below:

- 3 times the design stress intensity ( $S_m$ )
- 2 times the yield strength ( $S_y$ ). The previous value shall be used when the ratio of the minimum specified yield strength to the ultimate tensile strength ( $S_u$ ) exceeds 0.70 or the value of  $S_m$  is governed by time-dependent properties

The most stressed cross-section takes place at the MB mirror center (Fig. 14). The allowable values for CuCrZr at 200 °C are 86 MPa, 155 MPa and 310 MPa for  $S_m$ ,  $S_{PL}$  and  $S_{PS}$ , respectively. Table 2 reports the verifications performed for each SCL. The comparison between the categorized stress and the allowable design limits according to ASME code shows that the MBMB design is capable of withstanding the expected loads taking place during normal operation.

## 5. Conclusions

A modified mechanical design concept of both upper and lower Monoblock Mitre Bends, capable of fulfilling the requirements in terms of safety, vacuum tightness, space restriction, mm-wave transmission, cooling capability and mechanical integrity has been proposed in this paper.

The fluid-dynamic analyses show that the power deposited in both MB mirrors and MBMB bodies during the normal operation scenario can be properly removed with an acceptable mass flow, resulting in an

admissible pressure drop and maximum local temperature of the cooling water lower than the boiling temperature at this pressure.

The thermo-mechanical analyses demonstrate that the highest stress occurs at the MB mirror center, location of the temperature peak (beam center). The comparison between the classified stress and the allowable design limits according ASME code shows that the design of both upper and lower MBMB is capable of withstanding, in terms of plastic collapse and ratcheting, the mechanical and thermal stresses developed during the normal operation scenario.

Additional analyses shall be performed in order to validate the MBMBs design against the full range of load combinations expected to take place throughout the system life-cycle [6].

## Declaration of Competing Interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

## Acknowledgments

The work leading to this publication has been funded by Fusion for Energy under the expert contracts F4E-2019-EXP-332 and F4E-2019-EXP-340. This publication reflects the views only of the author, and Fusion for Energy cannot be held responsible for any use which may be made of the information contained therein.

## References

- [1] D. Strauss, et al., Nearing final design of the ITER EC H&CD upper launcher, *Fusion Eng. Des.* 146 (Part A) (2019) 23–26.
- [2] P. Santos, et al., Thermal mechanical analyses of the mm-wave miter bend for the ITER electron cyclotron upper launcher first confinement system, *Fusion Eng. Des.* 136 (Part A) (2018) 650–654. In Press.
- [3] L. Worth, ITER Vacuum Handbook, ITER\_D\_2EZ9UM v2.5, 2019.
- [4] <http://www.ansys.com/>.
- [5] J. Campbell, et al., ITER Material Properties Handbook Properties, ITER\_D\_2239QQ v1.0, 2005.
- [6] N. Casal, EC UL sub-system load specification [SSLS-52.UL]. F4E\_D\_25QD28 v5.1, 2018.
- [7] T. Goodman, ECH UL millimeter waveguide thermal loading. F4E\_D\_2JUYR1 v1.1, 2019.
- [8] A. Mas Sánchez, et al., Mechanical analyses of the waveguide flange coupling for the first confinement system of the ITER electron cyclotron upper launcher, *Fusion Eng. Des.* 109–111 (Part A) (2016) 532–538.
- [9] A. Mas Sánchez, et al., Mechanical analyses of the ITER electron cyclotron upper launcher first confinement system, *Fusion Eng. Des.* In Press 123 (2017) 458–462.
- [10] ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Section III, Division 1, Subsection NC – Class 2 Components, 2010.