



Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

TESIS DOCTORAL

**Desarrollo de receptores solares volumétricos
activos de elevadas prestaciones para centrales
termoeléctricas de concentración en torre**

Presentada por:

Xabier Rández Diago

Dirigida por:

Fritz Zaversky

Departamento de Tecnologías y Almacenamiento de la Energía
Solar

Centro Nacional de Energías Renovables (CENER)

David Astrain Ulibarrena

Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales

Universidad Pública de Navarra (UPNA)

Pamplona, Septiembre 2022

“El desarrollo del hombre depende fundamentalmente de la invención. Es el producto más importante de su cerebro creativo. Su objetivo final es el dominio completo de la mente sobre el mundo material y el aprovechamiento de las fuerzas de la naturaleza a favor de las necesidades humanas.”

Nikola Tesla, 1943

Agradecimientos

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a mis directores de tesis, el investigador Dr. Fritz Zaversky y el profesor Dr. David Astrain Ulibarrena por su inestimable apoyo y dedicación, sin los cuales esta tesis no hubiera podido llevarse a cabo.

Agradecer también a todo el Departamento de Energía Solar Térmica y Almacenamiento Térmico de CENER, ya que todos en mayor o menor medida han aportado su granito de arena a esta tesis.

También me gustaría agradecer al grupo de Investigación de Alto Rendimiento en Durabilidad e Integridad Mecánica de Materiales Estructurales (DIMME) de la Universidad Rey Juan Carlos por guiarme en una parte muy importante de la tesis.

Por último, quiero agradecer al Gobierno de Navarra por la beca obtenida para el desarrollo de la presente tesis doctoral con el número de adjudicación 0011-1408-2017-000016.

Resumen

La producción de electricidad a partir de la energía solar térmica, también llamada energía solar térmica de concentración (*concentrated solar power* CSP) es una tecnología de generación renovable con gran potencial, ya que emplea de manera directa la radiación solar que alcanza la corteza terrestre. Aproximadamente esta potencia solar proporciona un total de 85 Peta Watios (85×10^{15} W), que pueden ser utilizados por los captadores solares terrestres para generar electricidad o energía para procesos a alta temperatura. Esta cantidad de potencia es 5000 veces superior al consumo de potencia global actual, que es superior a los 15 Tera Watios (15×10^{12} W). Adicionalmente a esto, la tecnología CSP es capaz de gestionar la energía que genera y que vierte a la red, suponiendo esto una ventaja importante con respecto a otras tecnologías renovables como la eólica y la fotovoltaica, mediante el almacenamiento térmico o mediante la hibridación con fotovoltaica. Las centrales solares de concentración recogen la radiación solar directa (*direct normal irradiation* o DNI) que llega a la superficie terrestre y la redirigen concentrándola en una superficie receptora por la que circula un fluido, que absorbe esta energía. Transforman la energía proveniente de la radiación solar en primer lugar en energía térmica y posteriormente en trabajo mecánico y electricidad a partir de un ciclo de potencia.

Al ser el elemento que transforma la radiación en energía térmica, el receptor es uno de los elementos cruciales de la planta para conseguir un rendimiento alto y aumentar la rentabilidad de este tipo de tecnología. Además, los diseños utilizados en la actualidad no difieren demasiado de los utilizados en los inicios en cuanto a receptores de aire se refiere. Debido a la vital importancia de este elemento y la poca evolución en su desarrollo, esta tesis se ha centrado en el diseño y caracterización de un receptor de aire que proporcione una evolución en esta tecnología.

En este trabajo se ha desarrollado el diseño, análisis y experimentación de una geometría y diseño innovador de receptor con el objetivo de que esta tecnología alcance mejoras en la eficiencia térmica del receptor así como mejoras desde el punto de vista de durabilidad, que hagan las plantas termosolares más competitivas en el mercado eléctrico actual.

Así, el trabajo de esta tesis se ha estructurado en 4 bloques correspondientes a los capítulos desde el 3 hasta el 7. El primer trabajo de esta tesis, contenido en el Capítulo 3, se centra en la explicación del concepto de discos móviles en el que se basa el receptor y en la experimentación, mediante un prototipo a escala de laboratorio, de este receptor en un banco de ensayos preparado para esta tesis. Los resultados obtenidos han servido para validar el modelo CFD del receptor desarrollado en el Capítulo 4. Además, con esta experimentación el funcionamiento y la viabilidad del concepto en un entorno controlado y de pequeño tamaño también ha quedado demostrado a temperaturas de trabajo de casi 700°C.

Como se ha comentado previamente, en el Capítulo 4 se ha desarrollado un modelo CFD del prototipo ensayado en el banco de ensayos. El objetivo de este modelo es reproducir las condiciones de flujo y radiación otorgadas por el banco de ensayos para validar los resultados del mismo. Una vez se validó el modelo, se pudieron obtener detalles del

comportamiento térmico y fluido-dinámico del receptor. Además, la validación del modelo CFD permitió durante el capítulo 6 reproducir las condiciones de radiación homogéneas presentes en una central CSP real para estimar su rendimiento térmico en condiciones nominales de trabajo y su efecto en una central CSP.

Además del comportamiento térmico del receptor, es importante asegurar su integridad estructural de este ante las condiciones de trabajo a las que se podría enfrentar durante su vida útil. Para ello, a lo largo del Capítulo 5 se ha desarrollado el estudio del comportamiento termo mecánico del receptor desde el punto de vista de la mecánica de la fractura. Se ha caracterizado el carburo de silicio, material del receptor, para alimentar un modelo FEM con el que se ha estudiado la expansión de las micro-grietas debido a las tensiones inducidas por los gradientes de tensiones producidos por la temperatura. Este estudio ha arrojado resultados prometedores en cuanto a la vida útil de los discos del receptor para todos los tamaños de disco estudiados, asegurando su durabilidad en su uso en planta y demostrando la viabilidad estructural del concepto.

Una vez demostrado el concepto de manera térmica (en los capítulos 3 y 4) y mecánica (en el Capítulo 5), con el fin de comprobar si este concepto mejora en algo a la tecnología actual de receptores volumétricos de aire, durante el Capítulo 6 se ha estudiado mediante el modelo CFD validado previamente, el rendimiento térmico del receptor frente a condiciones de radiación iguales a las de planta (radiación homogénea de hasta 1000 kW/m^2) y su efecto en la energía producida y en el coste de la energía en dos configuraciones de central CSP de torre. Los resultados mostrados en este capítulo muestran mejoras en el rendimiento térmico del receptor de más de 0.1, es decir, un 10%, a 750°C .

Por último, en el Capítulo 7 se desarrollan las conclusiones generales de la tesis, muy positivas en términos de avance de la tecnología, debido a la innovación del concepto, y en términos de comportamiento térmico de este nuevo concepto. Además, también se han desarrollado las líneas futuras necesarias hasta el desarrollo final de un receptor basado en el concepto de discos.

Abstract

Electricity production from solar thermal power, also called concentrated solar power (CSP), is a renewable generation technology with great potential, as it directly uses solar radiation that reaches the earth's crust. Approximately this solar power provides a total of 85 Peta Watts (85×10^{15} W), which can be used by terrestrial solar collectors to generate electricity or energy for high-temperature processes. This amount of power is 5000 times higher than the current global energy consumption, which is more than 15 Tera Watts (15×10^{12} W). In addition to this, CSP technology is able to manage the energy it generates and discharges to the grid, which is an important advantage over other renewable technologies such as wind and photovoltaics, either through thermal storage or hybridization with photovoltaics. Concentrating solar power plants collect the direct solar radiation (direct normal irradiation or DNI) that reaches the earth's surface and redirect it by concentrating it on a receiving surface through which a fluid circulates, absorbing this energy. They transform the energy from solar radiation first into thermal energy and then into mechanical work and electricity through a power cycle.

As the element that transforms radiation into thermal energy, the receiver is one of the crucial elements of the plant to achieve high performance and increase the profitability of this type of technology. Moreover, the designs used today do not differ much from those used in the early days as far as air receivers are concerned. Due to the key importance of this element and the little evolution in its development, this thesis has focused on the design and characterization of an air receiver that provides an evolution in this technology.

In this work we have developed the design, analysis and experimentation of an innovative receiver geometry and design with the aim that this technology achieves improvements in the thermal efficiency of the receiver as well as improvements from the point of view of durability that make solar thermal plants more competitive in the current electricity market.

Thus, the work of this thesis has been structured in 4 blocks corresponding to chapters 3 to 7. The first work of this thesis, contained in Chapter 3, is focused on the explanation of the concept of rotating disks on which the receiver is based and on the experimentation, by means of a prototype at laboratory scale, of this receiver in a test bench prepared for this thesis. The results obtained from this experimentation have served to validate the results obtained from the CFD model of the receiver developed in Chapter 4. Furthermore, with this experimentation, the operation and feasibility of the concept in a controlled, small-scale environment has also been demonstrated at operating temperatures of almost 700°C.

As previously mentioned, a CFD model of the prototype tested on the test bench has been developed in Chapter 4. The objective of this model is to reproduce the flow and radiation conditions provided by the test rig in order to validate the results of the model. Once the model was validated, details of the thermal and fluid-dynamic behaviour of the receiver could be obtained. In addition, the validation of the CFD model allowed during Chapter 6 to reproduce the homogeneous radiation conditions present in a real

CSP plant to estimate its thermal performance under nominal working conditions and its effect on a CSP plant.

In addition to the thermal performance of the receiver, it is important to ensure its structural integrity under the operating conditions that it could face during its working life. To this end, throughout Chapter 5, the study of the thermo-mechanical behaviour of the receiver from the point of view of fracture mechanics has been developed. For this purpose, silicon carbide, the receiver material, has been characterized to feed a FEM model with which the expansion of the micro-cracks due to the stresses induced by the stress gradients produced by the temperature have been studied. This study has yielded promising results in terms of the lifetime of the receiver discs for all the disc sizes studied, ensuring their durability in plant use and demonstrating the structural feasibility of the concept.

After demonstrating the concept thermally (in chapters 3 and 4) and mechanically (in Chapter 5), in order to check if this concept is an improvement over current volumetric air receiver technology, during Chapter 6 the thermal performance of the receiver under plant radiation conditions (homogeneous radiation up to 1000 kW/m²) and its effect on the energy produced and the cost of energy in two tower CSP plant configurations were studied using the previously validated CFD model. The results shown in this chapter demonstrate improvements in receiver thermal performance of more than 0.1, a 10%, at 750°C.

Finally, Chapter 7 develops the overall conclusions of the thesis, which are very positive in terms of technology advancement, due to the innovation of the concept, and in terms of thermal performance of this new concept. In addition, the necessary future lines have also been developed until the final development of a receiver based on the concept of disks.

Índice

Agradecimientos.....	5
Resumen	7
Abstract	9
Índice de Figuras.....	15
Índice de Tablas	21
1. Introducción	23
1.1 Contexto energético	23
1.2 Energía solar térmica	25
Centrales de receptor central o torre	32
2. Estado del arte y objetivos de la tesis.....	37
2.1 Estado del arte de receptores volumétricos de aire	37
Receptores volumétricos metálicos de circuito abierto. Phoebus-TSA.....	40
Receptores volumétricos cerámicos de circuito abierto. SOLAIR.....	41
Receptores volumétricos metálicos de circuito cerrado. REFOS.....	44
Receptores volumétricos cerámicos de circuito cerrado. DIAPR.....	45
2.2 Diseño y caracterización de componentes cerámicos.....	46
Características generales de los materiales cerámicos y mecanismos de rotura...	46
Determinación de las propiedades mecánicas de los cerámicos	47
2.3 Conclusiones de la revisión del estado del arte	49
2.4 Objetivos de la tesis	50
Objetivo específico I	50
Objetivo específico II	51
Objetivo específico III	51
Objetivo específico IV.....	52
Objetivo específico V.....	52
3. Diseño de un nuevo concepto de receptor volumétrico rotativo. Caracterización térmica de modelo a escala de laboratorio y validación experimental	53
3.1 Nuevo concepto de receptor	53
3.2 Banco de ensayos de laboratorio y ensayo del prototipo	61
Porta muestras y prototipo	63
Linterna Xenoluxe	66
Intercooler aire-agua.....	70
Medición de mapas de flujo.....	71
Sistema de aspiración.....	73
Caudalímetro de aire.....	74
	11

Sistema de adquisición.....	75
Cámara Infrarroja	75
3.3 Evaluación térmica del receptor. Metodología de cálculo de resultados del ensayo	76
Cálculo de incertidumbres en la medida	78
Resultados del ensayo y conclusiones	80
4. Simulaciones CFD del prototipo y validación a partir de medidas experimentales	85
Modelo de radiación	85
Modelo de turbulencia.....	86
Estudios previos realizados	87
Desarrollo del modelo CFD del prototipo	91
Desarrollo de la malla. Convergencia y sensibilidad.....	95
Condiciones de contorno y propiedades de los materiales.....	99
Selección de la velocidad de giro	104
Resultados de las simulaciones	107
Validación de las simulaciones y conclusiones	115
5. Caracterización mecánica del receptor.....	121
5.1 Caracterización del material	122
Marco teórico para la determinación de los parámetros del modelo FEM a partir de los ensayos realizados	124
Ensayo de dureza Vickers.....	125
Ensayo de nanoindentación	129
5.2 Modelo CFD para el cálculo de los perfiles de temperatura en los discos....	132
Resultados del modelo CFD. Perfiles de temperatura.	139
5.3 Modelo FEM para el estudio de la integridad mecánica de los discos.....	141
Resultados del modelo FEM. Perfiles de tensiones y estabilidad de los elementos cohesivos	146
6. Evaluación de modelo del receptor en condiciones de radiación de planta. Efecto del receptor en el funcionamiento de una planta de torre.	161
6.1 Evaluación del receptor en condiciones de trabajo reales.....	162
6.2 Evaluación del efecto del receptor en planta.....	174
7. Conclusiones y líneas de trabajo futuras	185
7.1 Conclusiones generales.....	185
Conclusiones del Capítulo 2	185
Conclusiones del Capítulo 3	186
Conclusiones del Capítulo 4	187

Conclusiones del Capítulo 5	187
Conclusiones del Capítulo 6	188
7.2 Publicaciones surgidas de esta tesis	189
7.3 Líneas futuras.....	190
Bibliografía.....	193
Anexo I Planos del prototipo del receptor ensayado.....	205
Plano de la cavidad.	205
Plano del cierre de la cavidad.	205
Plano de los discos.	205
Plano de los anillos separadores entre discos.	205
Plano del eje.....	205
Plano de la pieza de fijación superior.	205
Anexo II. Programación en APDL.....	213

Índice de Figuras

Figura 1. 1 Evolución de la población mundial (Economic & Social Affairs. United Nations, 2022).....	23
Figura 1. 2 Producción energética mundial por tipo de fuente (Bp Energy, 2022).....	25
Figura 1. 3 Mapa mundial de la intensidad de radiación (Müller-Steinhagen, 2013)....	26
Figura 1. 4 Potencia termosolar instalada a 2021 (Ren21 Renewables Now, 2022)	27
Figura 1. 5 Funcionamiento de seguidor solar	28
Figura 1. 6 Eficiencia térmica con razón de concentración (Gauché, et al., 2017)	29
Figura 1. 7 Eficiencia térmica frente a temperatura y concentración (Gauché, et al., 2017)	29
Figura 1. 8 Esquema de planta solar de torre completa (Müller-Steinhagen, 2013).....	30
Figura 1. 9 Clasificación de las plantas termosolares (Romero & González-Aguilar, 2014)	31
Figura 1. 10 Central de receptor central (Baharoon, et al., 2015)	32
Figura 1. 11 Temperatura y eficiencia de las centrales de torre (Zhu & Libby, 2017) ...	33
Figura 1. 12 Esquema de diferentes receptores: a) tubular de sales, b) de película, c) volumétrico, d) de gas y partículas, e) de gas tubular y f) de partículas solidas.....	35
Figura 2. 1 Funcionamiento de un receptor volumétrico (Craig, et al., 2014)	38
Figura 2. 2 Esquema de central con receptor cerrado (Romero, et al., 2002).....	40
Figura 2. 3 Receptor PHOEBUS (Ávila-Marín, 2011).....	41
Figura 2. 4 Esquema receptor HitRec (B. Hoffschmidt, et al., 2000).....	42
Figura 2. 5 Torre de Julich (Pabst, et al., 2017)	43
Figura 2. 6 Diseño de receptor innovador Porcupine (Capuano, et al., 2017).....	43
Figura 2. 7 Espuma cerámica de proyecto CAPTURE	44
Figura 2. 8 Receptor REFOS (Buck, et al., 2002)	45
Figura 2. 9 Croquis receptor SOLTREC (Del Río, et al., 2015)	46
Figura 2. 10 Inicio de grieta en microestructura (Danzer, et al., 2008)	47
Figura 2. 11 Estado tensional de la grieta (Rauchs, 2016)	48
Figura 3. 1 Idea preliminar de receptor de discos (izq) y copa convencional de receptor actual (der)	54
Figura 3. 2 Muestra pequeña de receptor de espuma.....	55
Figura 3. 3 Esquema de funcionamiento de concepto de discos.....	57
Figura 3. 4 Modelo 3D del receptor y foto del prototipo para ensayar	58
Figura 3. 5 Esquema del banco de ensayos.....	62
Figura 3. 6 Banco de ensayos con elementos identificados.....	62
Figura 3. 7 Receptor forrado con aislante cerámico	63
Figura 3. 8 Motor DC con reductora y fuente de alimentación	64
Figura 3. 9 Diferentes componentes del prototipo y su montaje	65
Figura 3. 10 Esquema de receptor con medidas globales.....	66
Figura 3. 11 Disposición de los termopares a la salida del receptor.....	66
Figura 3. 12 Detalle de la lámpara del simulador solar de concentración	67
Figura 3. 13 Comparación del espectro solar y el de la lámpara (Gallo, et al., 2017)....	67
Figura 3. 14 Esquema de funcionamiento del concentrador	68
Figura 3. 15 Bombilla de Xenon y concentrador	69

Figura 3. 16 Intercambiador aire agua.....	70
Figura 3. 17 Radiómetro Gardon.....	71
Figura 3. 18 Sistema posicionador XYZ.....	72
Figura 3. 19 Ejemplo de mapa de flujo.....	73
Figura 3. 20 Ventilador de aspiración.....	73
Figura 3. 21 Variador de frecuencia (izq) y ojo de pez (der) para el control del flujo de aire.....	74
Figura 3. 22 Caudalímetro de aire.....	74
Figura 3. 23 Cámara infrarroja.....	75
Figura 3. 24 Tomas de la superficie frontal del receptor realizadas con cámara termográfica.....	76
Figura 3. 25 Mapa de radiación medido para los ensayos del prototipo.....	80
Figura 3. 26 Potencia absorbida por el aire calculada a partir de medidas experimentales a potencia máxima y con la temperatura ambiente que se muestra en la tabla 3.5	81
Figura 3. 27 Temperatura media del aire a la salida del receptor calculada a partir de los resultados experimentales a potencia máxima y con la temperatura ambiente que se muestra en la tabla 3.5.....	82
Figura 3. 28 Temperatura media del aire a la salida del receptor calculada a partir de los resultados experimentales a potencia máxima y con la temperatura ambiente que se muestra en la tabla 3.5.....	82
Figura 4. 1 Modelo de disco en túnel de viento.....	89
Figura 4. 2 Modelo 3D del receptor completo (arriba) y modelo 3D simplificado para el estudio.....	92
Figura 4. 3 Vistas de la malla.....	93
Figura 4. 4 Detalle en planta de la malla, en el borde de los discos los elementos son mucho menores.....	94
Figura 4. 5 Detalle lateral de la malla, en las zonas de aire pegadas a los discos, los elementos son mucho más pequeños en ese eje para describir la capa límite.....	94
Figura 4. 6 Malla global del receptor.....	95
Figura 4. 7 Distribución del Skewness de la malla.....	97
Figura 4. 8 Distribución de la Orthogonal Quality de la malla.....	97
Figura 4. 9 Convergencia de los residuales (arriba) y la temperatura del aire del disco central del receptor (abajo).....	98
Figura 4. 10 Esquema de funcionamiento del Moving Reference Frame (ANSYS inc., 2001).....	100
Figura 4. 11 Vista de los discos en el modelo, el anillo exterior es donde se define la generación de calor.....	101
Figura 4. 12 Comparación entre flujo medido y función ajustada.....	102
Figura 4. 13 Evolución de la potencia absorbida y la temperatura del aire a la salida con la velocidad de giro para un flujo de aire de 1m/s en la entrada.....	105
Figura 4. 14 Evolución de la potencia absorbida y la temperatura del aire a la salida con la velocidad de giro para un flujo de aire de 2 m/s a la entrada.....	105
Figura 4. 15 Contornos de temperatura con disco fijo en el disco extremo.....	106
Figura 4. 16 Contornos de temperatura con velocidad de giro 30 rad/s en disco extremo.....	106

Figura 4. 17 Contornos de temperatura con velocidad de giro 3 rad/s en disco central	106
Figura 4. 18 Contornos de temperatura con velocidad de giro 30 rad/s en disco central	107
Figura 4. 19 Temperaturas de los discos en Kelvin en los casos simulados, a velocidad de giro definida como estándar de 6 rad/s y radiación aportada por el simulador solar, ordenados de menor a mayor flujo másico	109
Figura 4. 20 Contornos de velocidad en m/s de 4 simulaciones ordenadas de menor a mayor flujo másico.	109
Figura 4. 21 Contornos de temperatura en Kelvin de 4 simulaciones ordenadas de menor a mayor flujo másico.	110
Figura 4. 22 Distribución de temperaturas en la cara frontal de los discos para el máximo flujo másico y el mínimo flujo másico.	111
Figura 4. 23 Capa límite térmica en Kelvin entre los discos para 4 casos simulados, ordenados de menor a mayor flujo másico	112
Figura 4. 24 Capa límite cinemática en m/s entre los discos para 4 casos simulados, ordenados de menor a mayor flujo másico	113
Figura 4. 25 Contornos de temperatura del aire en Kelvin a la salida de 4 simulaciones ordenadas de menor a mayor flujo másico.....	113
Figura 4. 26 Evolución de la potencia absorbida por el aire en el receptor.....	114
Figura 4. 27 Evolución de la temperatura de salida del aire en el receptor	114
Figura 4. 28 Comparación de la potencia absorbida según los resultados de la simulación y los obtenidos mediante experimentación.....	117
Figura 4. 29 Comparación de la temperatura del aire a la salida según los resultados de la simulación y los obtenidos mediante experimentación.....	117
Figura 4. 30 Comparación entre temperatura medida por el termopar 2 y la calculada a partir del modelo.....	118
Figura 5. 1 Disco roto de la primera versión sin optimizar del concepto de discos. El aplanamiento para unir discos con eje forma un concentrador de tensiones donde se inicia la grieta.....	122
Figura 5. 2 Esquema de pirámide de indentación	126
Figura 5. 3 Imágenes SEM tomadas de la huella del indentador y las grietas generadas en el material.....	127
Figura 5. 4 Mecanismo de rotura transgranular en el SiC, este mecanismo permite la aplicación del criterio de Evans & Charles.	128
Figura 5. 5 Resultados de dureza Vickers 3kg, HV3.....	128
Figura 5. 6 Resultados de tenacidad a la fractura por indentación	128
Figura 5. 7 Geometría de punta Berkovich.....	129
Figura 5. 8 Ejemplo de una curva experimental carga-desplazamiento medida a partir de un ensayo de nanoindentación realizado en discos de SiC. Se muestra la carga máxima, Pmax, la profundidad de penetración máxima, hmax, la profundidad de contacto hc y la rigidez.	130
Figura 5. 9 Resultados de módulo de Young, E, calculados a partir del ensayo de nanoindentación para el carburo de silicio	131
Figura 5. 10 Resultados de dureza por indentación instrumentada obtenidos a partir del ensayo de nanoindentación para el carburo de silicio.....	131

Figura 5. 11 Modelo CFD para el cálculo del perfil de temperatura del disco	133
Figura 5. 12 Malla general de uno de los modelos.....	134
Figura 5. 13 Detalle de malla para modelo de diámetro 10cm.....	134
Figura 5. 14 Detalle de malla para modelo de diámetro 15cm.....	135
Figura 5. 15 Detalle de malla para modelo de diámetro 20cm.....	135
Figura 5. 16 Detalle de malla para modelo de diámetro 25cm.....	136
Figura 5. 17 Temperatura de disco de 10cm con radiación de 750kW/m ² (izq) y 1000kW/m ² (der).....	139
Figura 5. 18 Temperatura de disco de 15cm con radiación de 750kW/m ² (izq) y 1000kW/m ² (der).....	139
Figura 5. 19 Temperatura de disco de 20cm con radiación de 750kW/m ² (izq) y 1000kW/m ² (der).....	140
Figura 5. 20 Temperatura de disco de 25cm con radiación de 750kW/m ² (izq) y 1000kW/m ² (der).....	140
Figura 5. 21 Perfiles de temperatura de los discos para 1MW/m ² de radiación y temperatura de salida de 800-850K.....	141
Figura 5. 22 Mallas de elementos 3D de los modelos de 10cm, 15cm, 20cm y 25cm respectivamente.....	142
Figura 5. 23 Mallas de elementos cohesivos de los modelos de 10cm, 15cm, 20cm y 25cm respectivamente.....	143
Figura 5. 24 Condiciones de contorno del modelo FEM	144
Figura 5. 25 Convergencia de residuales del modelo FEM.....	146
Figura 5. 26 Tensiones radiales del disco de 10cm con radiaciones de 1MW/m ² y 0.75MW/m ² respectivamente.....	147
Figura 5. 27 Tensiones radiales del disco de 15cm con radiaciones de 1MW/m ² y 0.75MW/m ² respectivamente.....	148
Figura 5. 28 Tensiones radiales del disco de 20cm con radiaciones de 1MW/m ² y 0.75MW/m ² respectivamente.....	149
Figura 5. 29 Tensiones radiales del disco de 25cm con radiaciones de 1MW/m ² y 0.75MW/m ² respectivamente.....	150
Figura 5. 30 Tensiones circunferenciales del disco de 10cm con radiaciones de 1MW/m ² y 0.75MW/m ² respectivamente	151
Figura 5. 31 Tensiones circunferenciales del disco de 15cm con radiaciones de 1MW/m ² y 0.75MW/m ² respectivamente	152
Figura 5. 32 Tensiones circunferenciales del disco de 20cm con radiaciones de 1MW/m ² y 0.75MW/m ² respectivamente	153
Figura 5. 33 Tensiones circunferenciales del disco de 25cm con radiaciones de 1MW/m ² y 0.75MW/m ² respectivamente	154
Figura 5. 34 Máxima tensión de tracción circunferencial con radiación de 1 MW/m ²	157
Figura 5. 35 Máxima tensión de compresión circunferencial con radiación de 1 MW/m ²	157
Figura 5. 36 Máxima tensión radial con radiación de 0.75 MW/m ²	158
Figura 5. 37 Máxima tensión de tracción circunferencial con radiación de 0.75 MW/m ²	158
Figura 5. 38 Máxima tensión de compresión circunferencial con radiación de 0.75 MW/m ²	158
Figura 5. 39 Máxima tensión radial con radiación de 0.75 MW/m ²	159

Figura 6. 1 Temperaturas en Kelvin de los discos en los casos simulados con radiación de 1MW/m^2 , ordenados de menor a mayor flujo másico para velocidad de giro óptima de 6 rad/s	164
Figura 6. 2 Perfiles de velocidad en m/s para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 600 kW/m^2	164
Figura 6. 3 Perfiles de velocidad en m/s para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 800 kW/m^2	164
Figura 6. 4 Perfiles de velocidad en m/s para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 1000 kW/m^2	165
Figura 6. 5 Perfiles de temperatura en Kelvin para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 600 kW/m^2	165
Figura 6. 6 Perfiles de temperatura en Kelvin para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 800 kW/m^2	166
Figura 6. 7 Perfiles de temperatura en Kelvin para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 1000 kW/m^2	166
Figura 6. 8 Capa límite térmica en Kelvin entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 600kW/m^2	167
Figura 6. 9 Capa límite térmica en Kelvin entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 800kW/m^2	167
Figura 6. 10 Capa límite térmica en Kelvin entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 1000kW/m^2	167
Figura 6. 11 Capa límite cinemática en m/s entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 600kW/m^2	168
Figura 6. 12 Capa límite cinemática en m/s entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 800kW/m^2	168
Figura 6. 13 Capa límite cinemática en m/s entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 1000kW/m^2	168
Figura 6. 14 Perfiles de temperatura en Kelvin a la salida para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 600 kW/m^2	169
Figura 6. 15 Perfiles de temperatura en Kelvin a la salida para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 800 kW/m^2	169
Figura 6. 16 Evolución de la potencia absorbida por el aire en el receptor.....	171
Figura 6. 17 Evolución de la temperatura de salida del aire en el receptor.....	171
Figura 6. 18 Curvas Rendimiento vs Temperatura del aire a la salida del receptor de discos para potencias de 600 kW/m^2 , 800 kW/m^2 y 1000 kW/m^2	172
Figura 6. 19 Comparación de curvas entre receptor de activo de discos y receptor de espuma cerámica para radiación de 1000 kW/m^2	173
Figura 6. 20 Esquema de planta del modelo de Dymola simplificado.....	175
Figura 6. 21 Esquema del ciclo combinado con recalentamiento en la parte Brayton.....	175
Figura 6. 22 Posiciones del Sol seleccionadas para la simulación anual.....	179
Figura 6. 23 Layout del campo solar para torre de 17 MW (izq) y 51 MW (der).....	180
Figura 6. 24 Potencia térmica en el bloque de potencia a lo largo de un año en Watios.....	181
Figura 6. 25 Rendimiento solar-eléctrico a lo largo de un año.....	181
Figura 6. 26 Estado de carga del almacenamiento a lo largo de un año en tanto por 1.....	181

Figura 6. 27 Potencia eléctrica en la turbina de gas a lo largo de un año en Watios ..	182
Figura 6. 28 Energía eléctrica acumulada vertida a la red a lo largo de un año en Julios	182
Figura 7. 1 Agujero elíptico para permitir el giro sin deslizamiento	191
Figura 7. 2 Modelo simplificado de escalado con apertura de 60x60 cm.....	191
Figura 7. 3 Esquema de funcionamiento del receptor con las guías de flujo.	192

Índice de Tablas

Tabla 1. 1 Tipos de receptores y temperaturas máximas	34
Tabla 2. 1 Rendimientos térmicos y temperaturas de trabajo de diferentes receptores volumétricos de aire	49
Tabla 3. 1 Conductividad del acero y el carburo de silicio, tomada como constante....	64
Tabla 3. 2 Características de la lámpara	68
Tabla 3. 3 Características del rectificador	69
Tabla 3. 4 Incertidumbres de los sensores	79
Tabla 3. 5 Resultados obtenidos de la experimentación	81
Tabla 3. 6 Comparativa eficiencia con estado del arte	83
Tabla 4. 1 Expresiones del Nusselt según las referencias con el disco girando	88
Tabla 4. 2 Expresiones del Nusselt según las referencias con la corriente de aire	89
Tabla 4. 3 Comparativa de modelos de turbulencia con bibliografía	91
Tabla 4. 4 Características de calidad de la malla	96
Tabla 4. 5 Diferentes mallas probadas.	99
Tabla 4. 6 Propiedades del modelo CFD	103
Tabla 4. 7 Calor específico del aire	104
Tabla 4. 8 Resultados obtenidos de las simulaciones	115
Tabla 4. 9 Errores absolutos y relativos entre los resultados del modelo CFD y las pruebas de laboratorio	116
Tabla 5. 1 Resultados de los ensayos de dureza	129
Tabla 5. 2 Resultados de los ensayos de dureza instrumentada	131
Tabla 5. 3 Características de las mallas de cada uno de los modelos	136
Tabla 5. 4 Resultados del estudio de independencia de malla para el caso de 15cm de radio y 1000kW/m ² de radiación	137
Tabla 5. 5 Propiedades del SiC y del aire en el modelo CFD	137
Tabla 5. 6 Parámetros de elemento cohesivo	144
Tabla 5. 7 Propiedades del carburo de silicio SiC	145
Tabla 5. 8 Tensiones obtenidas del modelo FEM	156
Tabla 6. 1 Parámetros del SiC para el modelo FEM	162
Tabla 6. 2 Resultados del modelo con radiación homogénea	170
Tabla 6. 3 Comparativa del rendimiento máximo del receptor y del rendimiento a temperatura de trabajo máxima con el estado del arte de receptores volumétricos.	173
Tabla 6. 4 Eficiencias de las turbo-máquinas	176
Tabla 6. 5 Parámetros termodinámicos del ciclo de vapor	176
Tabla 6. 6 Eficiencia del ciclo Rankine dentro del ciclo combinado según las condiciones de trabajo	177
Tabla 6. 7 Campos solares de las dos configuraciones.....	178
Tabla 6. 8 Parámetros ópticos de los campos	179

Tabla 6. 9 Resultados del modelo de planta con receptor de espuma de referencia y receptor de discos 183

1. Introducción

En este primer capítulo se pretende realizar una vista global del panorama energético mundial en la actualidad, así como exponer, desde una vista general, las características principales de la energía termosolar y los tipos de tecnología termosolar que se encuentran en desarrollo.

1.1 Contexto energético

El avance tecnológico a lo largo del siglo XX hasta la actualidad ha propiciado una mejora en el nivel de vida de gran parte de la población mundial. Además, la población mundial, sobre todo en el continente asiático, se ha incrementado enormemente en los últimos 30 años paralelamente al aumento del nivel de vida (Department of Economic and Social Affairs. United Nations., 2017).

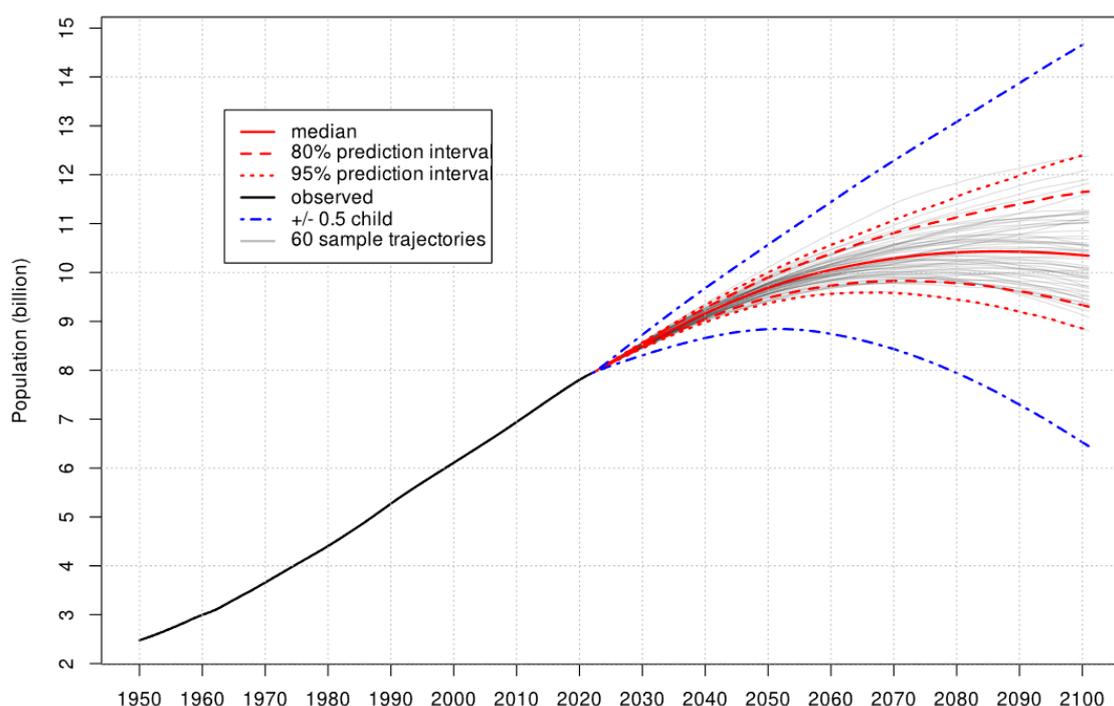


Figura 1. 1 Evolución de la población mundial (Economic & Social Affairs. United Nations, 2022)

Estos factores han contribuido al incremento de la demanda energética mundial que, como consecuencia, ha tenido una escalada de precios de los combustibles convencionales (Comisión Europea, 2008) (Bilen, K.; Ozyurt, O.; Bakirci, K.; Karsli, S.; Erdogan, S.; Yilmaz, M.; Comakli, O., 2008) así como un crecimiento desmesurado de las emisiones de gases de efecto invernadero (principalmente CO₂ y otros productos de la combustión de estos derivados del petróleo, perniciosos para el medio ambiente (Bilen, K.; Ozyurt, O.; Bakirci, K.; Karsli, S.; Erdogan, S.; Yilmaz, M.; Comakli, O., 2008). Adicionalmente, según las previsiones, la población mundial va a seguir en continuo crecimiento, agravando aún más si cabe este problema (Economic & Social Affairs. United Nations, 2022). Las consecuencias medioambientales derivadas de este aumento

de las emisiones son muy adversas para la vida en el planeta pudiendo llegar a ser fatales si no se revierte la situación y se cumplen las predicciones de futuro por lo que se debe reducir de manera inmediata el uso de estos combustibles. Juntamente con el problema medioambiental, existe el problema del abastecimiento; las reservas mundiales de combustibles convencionales (derivados del petróleo y uranio) son muy limitadas y con el aumento en el consumo energético cada vez son más escasas. Además, las reservas de estas materias primas están localizadas en puntos muy concretos de la geografía mundial (Oriente Próximo, parte de América del Sur, EE. UU. y Rusia), haciendo al resto de países extremadamente dependientes de estos para su abastecimiento. Todo esto ha llevado a los organismos internacionales a tomar medidas para la reducción de la producción energética mediante fuentes convencionales, como ejemplo encontramos los objetivos de la Comisión Europea de emisiones y consumo para 2030 o el Acuerdo de París para 2030 (Commission of the European Communities, 2008).

Para asegurar el futuro medioambiental, así como permitir que los países que no tienen reservas de combustible sean independientes energéticamente de los países productores es necesario el desarrollo de las fuentes de energía limpias, económicas y accesibles (Hasnain, et al., 1995) (Hasnain, et al., 1998). La alternativa limpia a la generación de energía mediante fuentes convencionales es el uso de fuentes de generación de origen renovable (Solangi, et al., 2011). Las energías renovables aprovechan la energía de los fenómenos medioambientales naturales como puede ser la energía cinética del viento (energía eólica), la energía que procede de la radiación solar (energía solar térmica o fotovoltaica) o la energía del agua (hidráulica o mareomotriz) para generar energía eléctrica. Existen numerosas ventajas en las formas de generación renovables que acaban con los problemas de la energía: la primera es la ausencia de combustible, esto hace que se puedan considerar ilimitadas, la segunda es que, al basarse en fenómenos ambientales naturales, su producción es posible en todas las regiones del planeta, como tercera y última encontramos que no generan contaminación atmosférica en su funcionamiento, acabando así con las emisiones de estos gases fatales para el medio ambiente. Pero no todo son ventajas, las energías renovables son tecnología cuyo desarrollo es relativamente reciente comparado con las centrales térmicas convencionales, por esto su precio no es tan competitivo como el del gas natural o el carbón, aunque recientemente energías como la eólica o la solar fotovoltaica han conseguido mejorar el precio de éstas. También existe el problema de la gestionabilidad, al depender de los fenómenos atmosféricos, su administración se hace complicada ya que no se es capaz de controlar dichos fenómenos y necesitando de almacenamiento para ello, en este caso la solar térmica tiene una gran ventaja con respecto a las demás ya que permite la existencia de almacenamiento térmico en lugar de eléctrico. Superar estos inconvenientes debe ser el objetivo principal del desarrollo de estas energías para alcanzar un futuro energéticamente sostenible.

A pesar de ser vitales para el futuro tanto energético como medioambiental, la generación mediante de fuentes renovables sigue siendo minoritaria con respecto al resto de medios de producción convencionales si es verdad que en los últimos años su producción ha crecido.

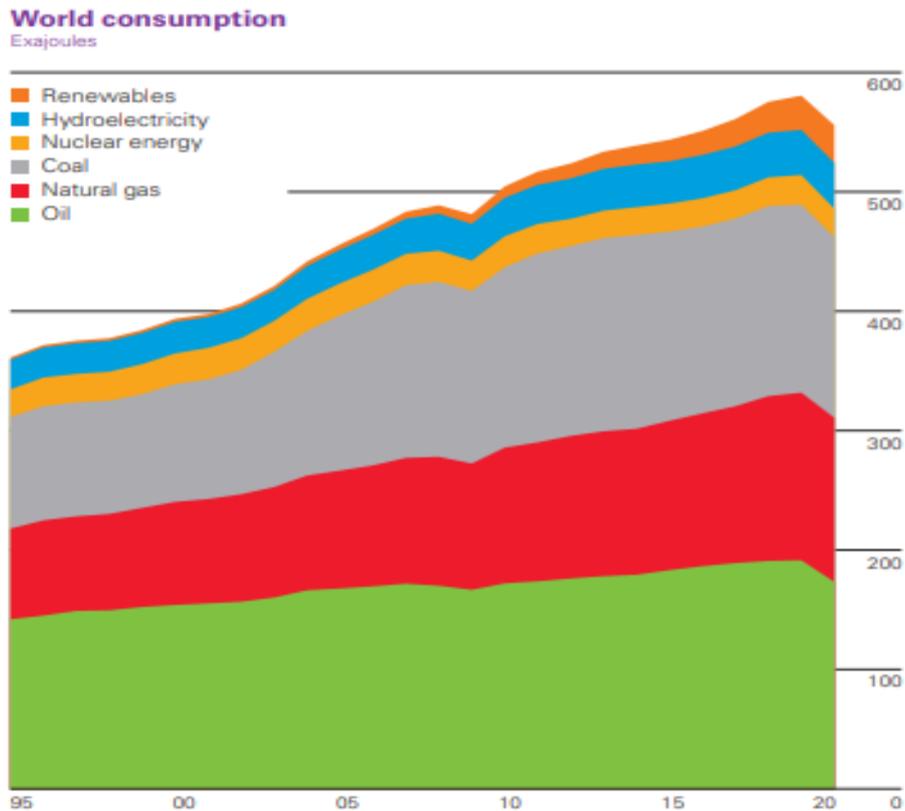


Figura 1. 2 Producción energética mundial por tipo de fuente (Bp Energy, 2022)

1.2 Energía solar térmica

La energía termosolar es una de las formas de energía renovables que aprovecha la radiación directa del Sol para generar, a través de una serie de procedimientos que después se detallarán, energía eléctrica o calor para un proceso industrial determinado (Solangi, et al., 2011).

La potencia solar que llega a la superficie terrestre en forma de radiación es del orden de cinco mil veces mayor al consumo energético global. El consumo de potencia global es de media alrededor de 16TW mientras que la potencia que llega a La Tierra es aproximadamente 170000 TW alcanzando la superficie terrestre alrededor de la mitad de esta radiación (Zidanšek, et al., 2011), mientras que el resto es atenuado por los factores climáticos de la atmósfera como son las nubes, la humedad y las pequeñas partículas en suspensión.

La tecnología termosolar no aprovecha la radiación difusa ni la de albedo, únicamente aprovecha la radiación directa, por el hecho de necesitar altos flujos de radiación para funcionar. La Radiación Normal Directa (DNI), es la medida de la radiación solar directa que llega a la superficie por unidad de superficie y de tiempo es un valor de medida del recurso solar disponible en una zona determinada y es un factor determinante a la hora de determinar si una zona es opta para la tecnología termosolar o no (Levêque, et al., 2017).

A pesar de que pueda que parecer, según lo comentado anteriormente, que la energía solar es suficiente para abastecer el consumo mundial existen diferentes factores que

limitan el aprovechamiento que se hace de la radiación. El primero de estos factores es las horas de Sol, la radiación solar explotable está limitada a unas pocas horas al día. Otro factor limitante es el ángulo de incidencia de los rayos, variable a lo largo del día y del año, y factor clave en la eficiencia de los colectores limitando así la cantidad de radiación que llega al receptor y convirtiendo tanto la localización como la orientación de los colectores en un agente de vital importancia en la eficiencia de la planta. Debido a esto, la generación eléctrica a través de plantas termosolares está limitada a una pequeña zona de la superficie terrestre donde las condiciones climáticas sean normalmente favorables, esto es, que la radiación que llega a la superficie sea lo suficientemente intensa como para, a través de su concentración, poder calentar un fluido hasta una temperatura lo suficientemente alta. Esta zona está situada entre los 40° latitud Norte y los 40° latitud Sur y se denomina "cinturón solar" (Fernández-García, et al., 2010). Algunos de estos lugares son los desiertos del norte y del sur de África, Oriente Próximo y la Península Arábiga, y algunas zonas de Brasil, Estados Unidos y Australia. En España, las zonas óptimas se encuentran cerca de la cuenca del Guadalquivir, la parte oriental de Andalucía y Extremadura (Ren21 Renewables Now, 2022).

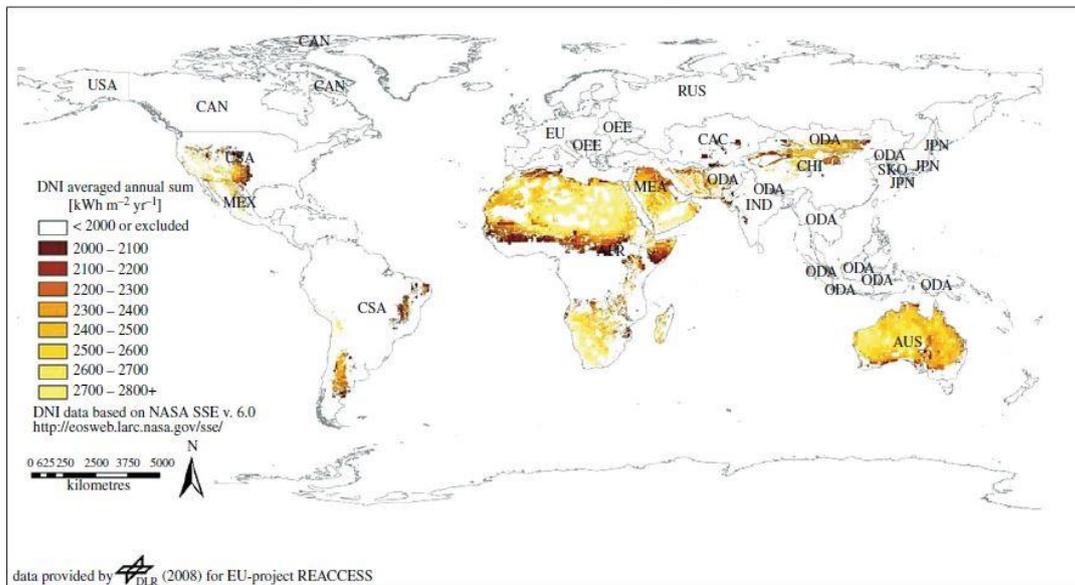


Figura 1. 3 Mapa mundial de la intensidad de radiación (Müller-Steinhagen, 2013)

La potencia instalada en el mundo de centrales solares térmicas sigue en continuo crecimiento, siendo Estados Unidos y España los países con mayor potencia instalada al tener ambos países amplias superficies desérticas. Las plantas CSP más grandes del mundo con potencias de 510MW y de 392MW respectivamente, son Noor Complex, en Ouarzazate, Marruecos y la de Ivanpah, en la frontera entre California y Nevada en Estados Unidos.

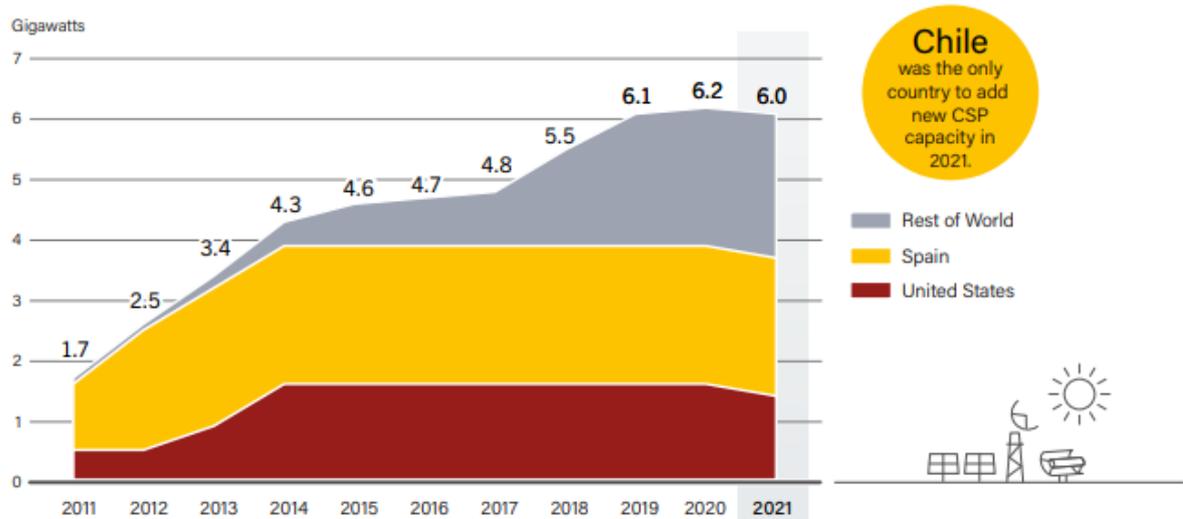


Figura 1. 4 Potencia termosolar instalada a 2021 (Ren21 Renewables Now, 2022)

La energía solar térmica se aprovecha de la radiación solar para, a través de una serie de tecnologías, convertirla en energía eléctrica a partir de los ciclos termodinámicos convencionales adaptados a la energía termosolar. Así como en las centrales térmicas convencionales se hace uso de la combustión de un combustible fósil para elevar la temperatura del fluido de trabajo, en las centrales termosolares se hace uso de un sistema de concentración de la radiación para utilizar esta energía con el fin de aumentar la entalpía del fluido de trabajo. Este fluido de trabajo es comúnmente agua o aire, según si el ciclo de potencia es Rankine o Brayton, que expansiona en una turbina para realizar la conversión entre energía térmica y electricidad. También es posible utilizar un ciclo Stirling para generar este trabajo, aunque es una tecnología poco extendida.

Para llevar a cabo esto es necesario, en primer lugar, concentrar la radiación solar lo suficiente para que permita flujos de radiación tan grandes como para elevar el fluido a la temperatura de trabajo. La concentración de la radiación se realiza mediante una serie de espejos que redirigen la componente principal de la radiación directa al punto focal de la curva que forma el espejo. Estos espejos pueden ser de aluminio o plata.

El elemento concentrador tiene un área mucho mayor que la del elemento receptor donde se redirige la radiación y así es como se produce la concentración de la energía. Esta relación entre el área del concentrador y el área del receptor es lo que define la razón de concentración geométrica (Ávila Marín, 2016):

$$C = \frac{A_{\text{Concentración}}}{A_{\text{Receptor}}}$$

Estos concentradores se pueden clasificar como (Levêque, et al., 2017):

- **Concentradores lineales:** concentran la radiación a lo largo de una línea donde se colocará el receptor, normalmente un tubo.
- **Concentradores puntuales:** concentran la radiación en un punto (o una superficie pequeña en realidad) donde se coloca el receptor.

Uno de los factores más importantes para la eficiencia del colector es el ángulo de incidencia de la radiación en el espejo. Por esto es necesario controlar este ángulo mediante un sistema de seguimiento solar que coloque el espejo en la posición óptima con respecto al ángulo de incidencia de los rayos solares en el colector (Hafez, et al., 2017). Este sistema consiste en un sensor óptico que detecta la variación de la orientación conforme el Sol se mueve, y mediante un lazo de control, mueve el sistema de concentración a la posición óptima para la extracción del máximo de la temperatura. Los factores clave del sistema de seguimiento son la configuración de los ejes en los que se va a realizar el seguimiento, la optimización de los motores que mueven la fijación y sobre todo un diseño apropiado del control y estrategia de apunte (Nsengiyumva, et al., 2018).

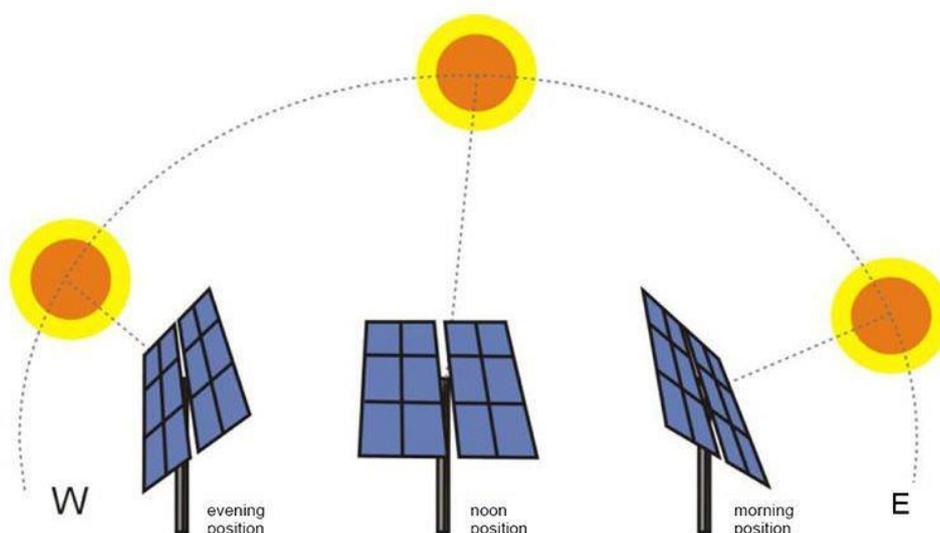


Figura 1. 5 Funcionamiento de seguidor solar

Este sistema de seguimiento puede ser en un eje, siguiendo el ángulo de elevación del Sol para los sistemas con concentración lineal, el seguimiento puede ser Norte-Sur o Este-Oeste siendo este segundo el más común por ser capaz de aprovechar mejor la radiación. También puede ser en dos ejes, siguiendo los ángulos de elevación y azimut, para los sistemas de concentración puntual donde por la geometría del concentrador es posible el giro en dos ejes (Nsengiyumva, et al., 2018). Existen otros tipos de seguidores con configuraciones más complejas, pero no están tan extendidos.

Una vez definido el elemento concentrador de la planta el siguiente componente en el periodo de conversión de la energía es el receptor. El receptor es el que se encarga de la transferencia de energía entre la radiación que proviene del campo solar y el fluido calor portador para que este aumente su temperatura. Este receptor debe tener unas propiedades térmicas altas, ya que va a aguantar tanto temperaturas como flujos de radiación muy altos; además, debe ser de un material con una baja emisividad y una alta absorptividad para reducir al mínimo las pérdidas por radiación y por reflexión. Así se consigue un alto rendimiento térmico del receptor mejorando la absorción de energía y su transferencia al fluido calor portador. Como tanto la configuración como la geometría

del receptor dependen del tipo de concentrador, posteriormente se entrará más en detalle cuando se realice la clasificación de los tipos de tecnologías de planta termosolar existentes. El tipo de fluido calor portador que se utilice también depende del tipo de planta por lo que será otro de los aspectos a tratar posteriormente, cuando se clasifiquen las tecnologías termosolares.

El fluido calor portador caliente se circula hacia el intercambiador donde entregará parte de la energía al fluido de trabajo del ciclo de potencia, algunos conceptos de plantas termosolares que utilizan como fluido calor portador vapor de agua o aire no necesitan este intercambiador intermedio ya que el fluido calor portador y el fluido de trabajo son el mismo. La otra parte del fluido se circula hacia el sistema de almacenamiento. Al ser la temperatura de entrada a la turbina del fluido de trabajo un parámetro clave para el rendimiento global de la planta, el sistema de concentrador y absorbedor se convierte en un elemento crítico, ya que de su funcionamiento dependerá la temperatura del fluido calor portador y por tanto, la temperatura del fluido de trabajo a la salida del intercambiador. Las múltiples tecnologías CSP cubren un abanico de temperaturas de trabajo que va desde los 300°C a los 1000°C, según su razón de concentración geométrica.

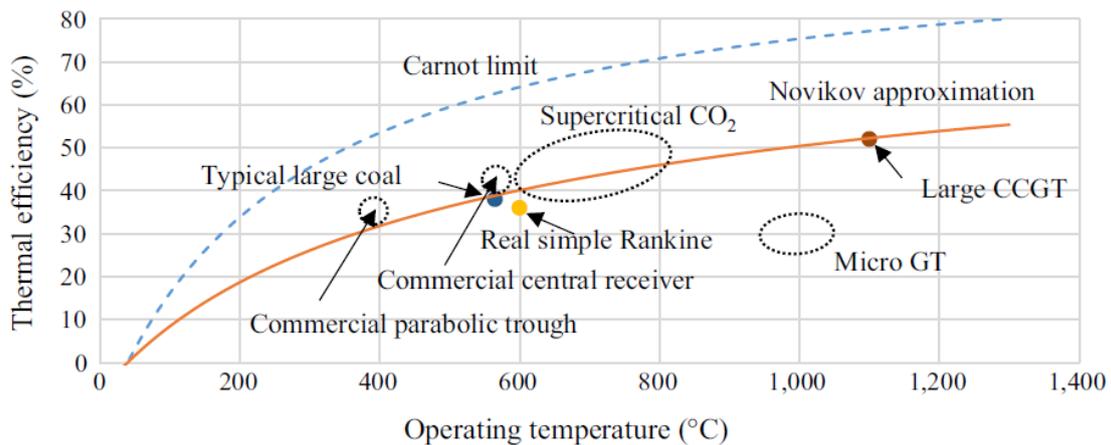


Figura 1. 6 Eficiencia térmica con razón de concentración (Gauché, et al., 2017)

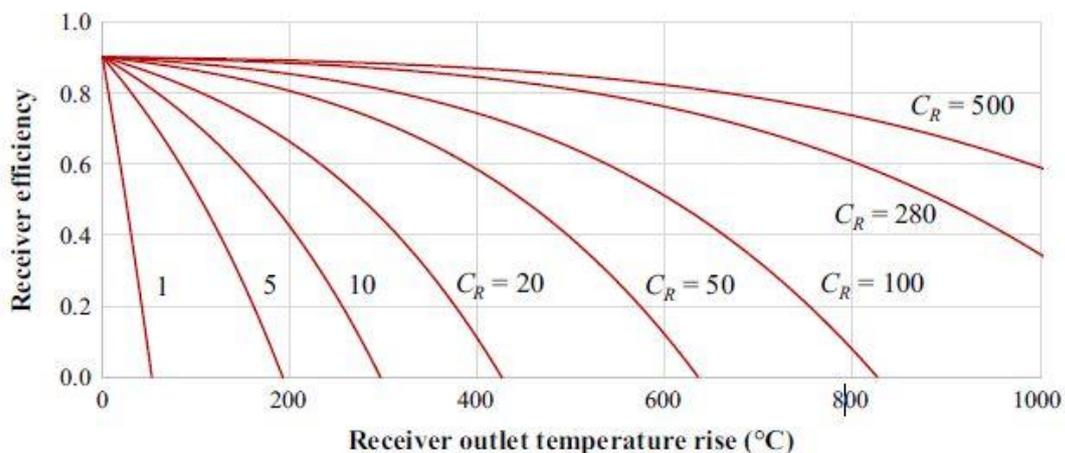


Figura 1. 7 Eficiencia térmica frente a temperatura y concentración (Gauché, et al., 2017)

El sistema de almacenamiento térmico es la principal ventaja de la energía solar térmica con respecto a las demás tecnologías renovables (Müller-Steinhagen, 2013). Este almacenamiento dota a las plantas de inercia, ya que aprovecha los momentos del día donde la potencia radiante excede a la potencia de la planta para almacenar esta energía, que después se utiliza en los periodos de menor radiación y por la noche aumentando el tiempo de operación de la planta (Kim, et al., 2017). Así, se permite que la generación de potencia sea más independiente de las condiciones climáticas que en el resto de las tecnologías renovables. Además, el almacenamiento térmico también permite que la turbina de la planta de potencia trabaje siempre cerca de su punto óptimo de funcionamiento mejorando así la eficiencia global de la planta. El almacenamiento se puede llevar a cabo con diferentes tecnologías; las más comunes son: almacenamiento mediante dos depósitos, almacenamiento mediante calor sensible de un sólido a alta temperatura o mediante un sistema termoclina (Guo, et al., 2018). El almacenamiento es un componente esencial en la rentabilidad de la planta pudiendo reducir el coste relativo de la electricidad generada (LCOE) en hasta un 15% (Müller-Steinhagen, 2013).

El último elemento de la central solar térmica es el bloque de potencia. Este bloque de potencia es el que se encarga de transformar la energía térmica en electricidad y su eficiencia depende principalmente del ciclo termodinámico y del rendimiento de sus componentes, razón por la que conviene que la turbina trabaje cerca de su punto de diseño. Comúnmente, los ciclos termodinámicos utilizados son el ciclo Brayton de turbina de gas, el ciclo Rankine de turbina de vapor y el ciclo combinado que utiliza ambos (Behar, et al., 2013). El funcionamiento de los ciclos termodinámicos es el convencional, el fluido de trabajo (aire o vapor de agua) caliente y a presión elevada se expande en la turbina para generar trabajo que, a través de un generador eléctrico, se convierte en electricidad.

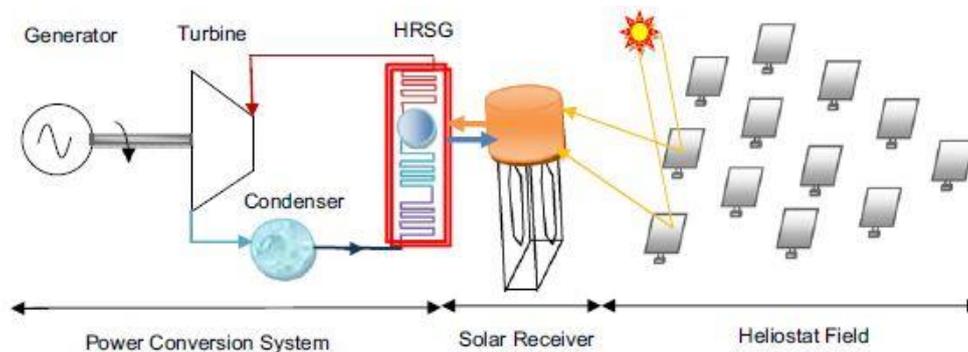


Figura 1. 8 Esquema de planta solar de torre completa (Müller-Steinhagen, 2013)

La tecnología termosolar, permite también realizar la combinación entre centrales renovables y convencionales a través de una central híbrida. Entre las ventajas de estas centrales está un aumento en la eficiencia de conversión de la energía y sobre todo coste más bajo de la electricidad, haciendo a las centrales más competitivas. La hibridación se puede realizar con cualquiera de las centrales convencionales de turbina de gas, de vapor o de ciclo combinado, pero también con una central renovable de biomasa (Jamel, et al., 2013).

Una vez definidos los conceptos básicos y comunes a cualquier central termosolar, se puede ver una clasificación general de los principales tipos de tecnología que se encuentran alrededor del mundo hoy en día:

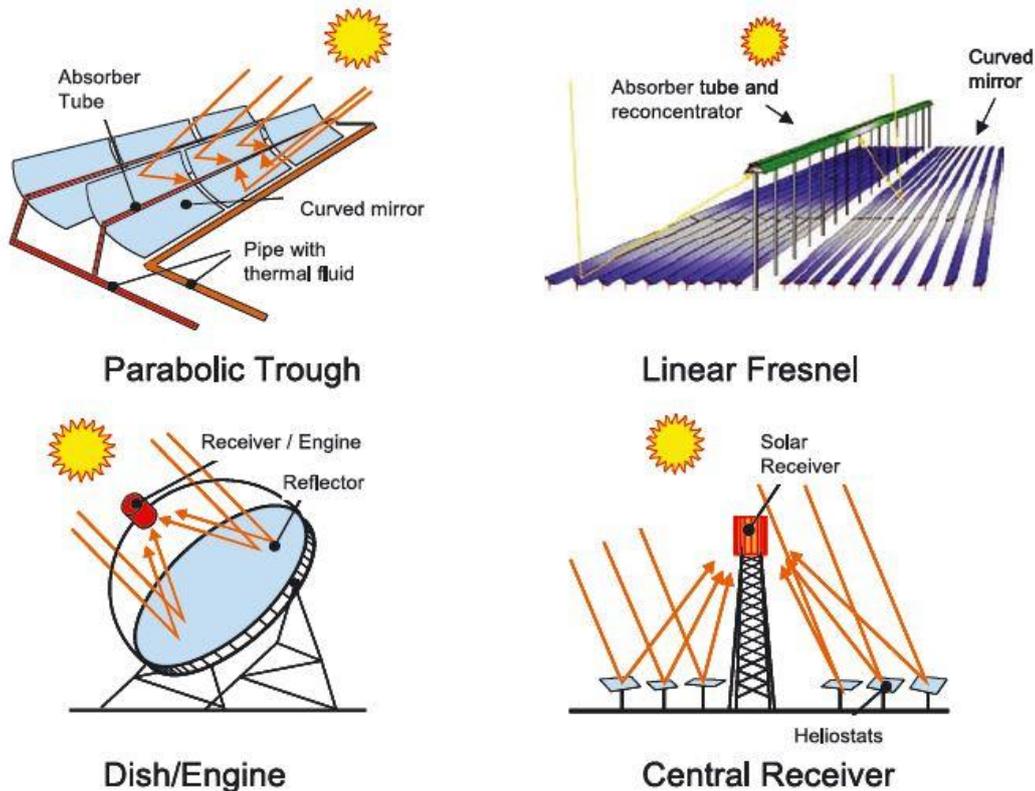


Figura 1. 9 Clasificación de las plantas termosolares (Romero & González-Aguilar, 2014)

- **Centrales de colectores cilindro-parabólicos:** son la tecnología más extendida y consisten en una serie de espejos cilindro-parabólicos que concentran la radiación en el tubo receptor colocado en la línea focal. Comúnmente utilizan aceite como fluido calor portador y su temperatura de trabajo está alrededor de los 400°C (Baharoon, et al., 2015) (Fuqiang, et al., 2017).
- **Centrales de colectores Fresnel:** tienen un funcionamiento similar a las de colectores cilindro-parabólicos con la diferencia de que en este caso los espejos para concentración son planos. Su temperatura de trabajo es de unos 300°C (Baharoon, et al., 2015).
- **Centrales de receptor central o de torre:** consisten en enormes extensiones de terreno llenas de espejos (heliostatos) con forma plana o curvada que apuntan a la zona superior de una torre donde se coloca el receptor. Por el receptor circula el fluido calor portador llegando a alcanzar temperaturas cercanas a los 1000°C (Baharoon, et al., 2015).
- **Centrales de discos parabólicos o Stirling:** concentran la radiación a través de una serie de espejos que forman un disco parabólico en un punto que corresponde al foco del disco. En este punto se coloca un motor Stirling mediante el cual se

genera el trabajo. Sus temperaturas de trabajo están alrededor de los 800°C (Baharoon, et al., 2015).

A continuación, se realizará una breve descripción de la tecnología de torre al tratarse este trabajo del desarrollo de uno de los elementos de esta tecnología.

Centrales de receptor central o torre

Al contrario que en otros sistemas en los que la concentración de la radiación se da homogéneamente sobre una línea donde se coloca el receptor, y este receptor está distribuido en todo el campo solar, en los sistemas de receptor central la radiación es concentrada toda en un punto (realmente es un área que corresponde el área frontal del receptor). Además, este receptor se encuentra en un único punto del campo, en lo alto de una torre alrededor de la cual se construye el campo solar. Esta es la única tecnología de absorbedor en la que el receptor se encuentra separado del concentrador (Baharoon, et al., 2015).



Figura 1. 10 Central de receptor central (Baharoon, et al., 2015)

El campo solar está construido por un gran número de heliostatos que reflejan la radiación solar apuntando al receptor. Los heliostatos también tienen sistema de *tracking* individual, en este caso es dos ejes para seguir teniendo control sobre la radiación que llega al receptor. Esta parte, junto con el receptor, es crítica en la eficiencia de la planta ya que limita, mediante la eficiencia óptica, la cantidad de energía que llega al receptor. Los espejos pueden estar distribuidos alrededor de la torre de manera circular o siguiendo una configuración Norte o Sur dependiendo del hemisferio en el que se encuentre la planta, dependiendo del tipo de receptor, del tamaño de la planta y de la situación geográfica de esta elección de una distribución u otra.

El funcionamiento es similar a otros colectores; los heliostatos concentran la radiación en el receptor, que puede ser metálico o cerámico, y este aumenta su temperatura. Se hace circular al fluido calor portador (HTF) por él para absorber esta energía que llega debido a la radiación con el fin de aumentar su entalpía y transformar la energía de la radiación en energía térmica. El fluido calor portador caliente se conduce al ciclo de

potencia o al almacenamiento dependiendo del tipo de fluido y de la configuración de la central. El fluido calor portador puede ser aire, agua-vapor o sales fundidas; para esta tecnología no se utiliza aceite por su limitación de temperatura ya que las centrales de torre operan a temperaturas superiores a la temperatura de degradación del aceite. Existen unos modelos de receptor en los que la radiación la recogen partículas muy pequeñas de un material cerámico, pero no son tan importantes. Tanto la eficiencia del receptor como la temperatura de trabajo dependen del fluido calor portador, por lo que una correcta elección de este es obligatoria para una planta competitiva.

Los HTF más extendidos son el HitRec (53% KNO_3 + 40% NaNO_2 + 7% NaNO_3), cuyo punto de fusión es de 142°C y su temperatura de funcionamiento máxima es de 535°C y la Solar Salt, otra sal binaria compuesta por 60% NaNO_3 y 40% KNO_3 , algo más barato que el HitRec y con una temperatura de funcionamiento de 585°C pero con el punto de fusión mucho más alto, 220°C . Ambas sales tienen una temperatura de degradación de 600°C , descomponiéndose dependiendo de las condiciones en O_2 , N_2 y diversos NyOx . A pesar de que las sales fundidas son el fluido calor portador dominador hoy, el aire, debido a sus ventajas que posteriormente se relatarán, es la alternativa de más futuro en el fluido calor portador para centrales de torre. Además, como se puede comprobar en la Figura 1.11, esta tecnología es la más prometedora en términos de conversión de energía de todas las tecnologías CSP.

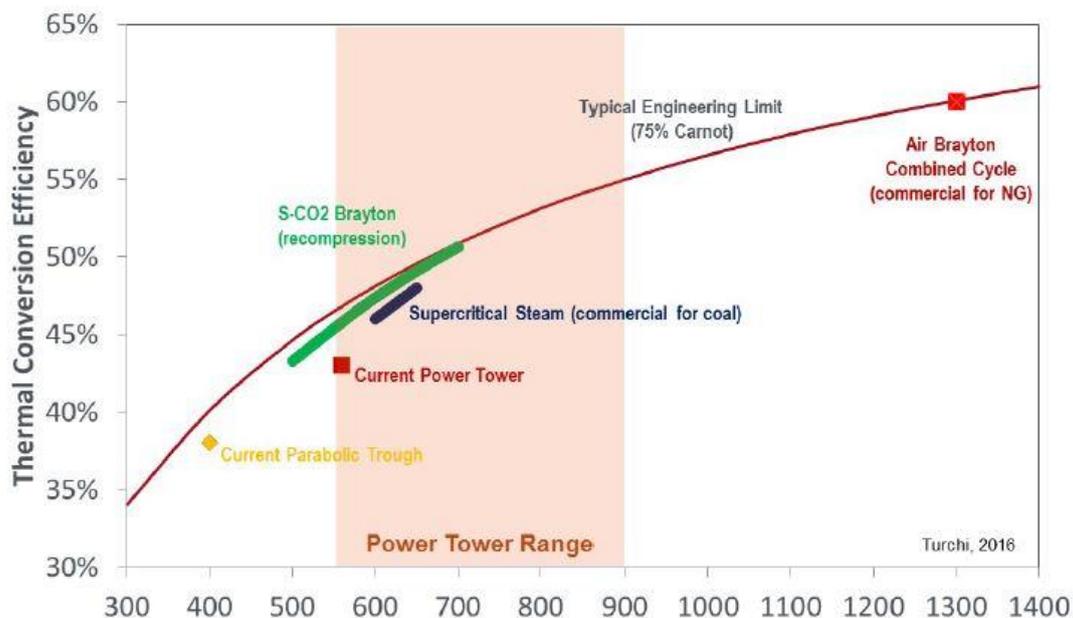


Figura 1. 11 Temperatura y eficiencia de las centrales de torre (Zhu & Libby, 2017)

La tecnología de estas centrales presenta mucha variedad de opciones, sobre todo a la hora de elegir receptor y en las condiciones de funcionamiento como se puede ver en las plataformas PS10 y PS20 que funcionan con vapor saturado a 300°C , la Gemasolar que operará con sales fundidas a 500°C o la central experimental de Jülich que se espera que alcance temperaturas superiores a 700°C y funcionará con aire a presión atmosférica (IDAE, 2010). El potencial de esta tecnología la ha permitido llegar a proyectos de centrales de tamaños considerables como las de Ivanpah y Crescent Dunes,

en Estados Unidos, con 377 y 110 MW de potencia respectivamente o la Khi solar one, en Sudáfrica, con 100 MW de potencia (Behar, et al., 2013).

La gran variabilidad existente entre las diferentes centrales de torre se debe principalmente a la gran variedad de posibilidades a la hora de la elección del receptor. Al contrario que en las otras tecnologías termosolares, en las que había un modelo de receptor similar entre unas plantas y otras, aunque existieran entre ellos algunas diferencias en el diseño, en las centrales de torre el diseño entre dos receptores puede ser totalmente diferente según sea de gas o líquido y según su geometría de absorción de la radiación se encuentre dentro de una cavidad o sea volumétrico. En la siguiente tabla se puede ver una comparación de estos tipos de receptores:

Receptores de líquido	Receptor tubular	565°C (Ho & Iverson, 2014)	Sales Fundidas de Nitratos o Carbonatos
	Receptor de película	700° (Hewakuruppu, et al., 2015)	
Receptores de gas	Receptor volumétrico	800°C-1000°C (Marcos, et al., 2004)	Aire
	Receptor de partículas	750°C (Fletcher J. Miller & Roland W. Koenigsdorff, 2000)	Aire presurizado con partículas de carbono
	Receptor tubular	600°C (Noone, et al., 2012)	Aire CO ₂
Receptores de partículas en caída		1000°C (Kolb, et al., 2007)	Partículas cerámicas por gravedad

Tabla 1. 1 Tipos de receptores y temperaturas máximas

En la Figura 1.12 se pueden ver diversos esquemas de estos tipos de receptores.

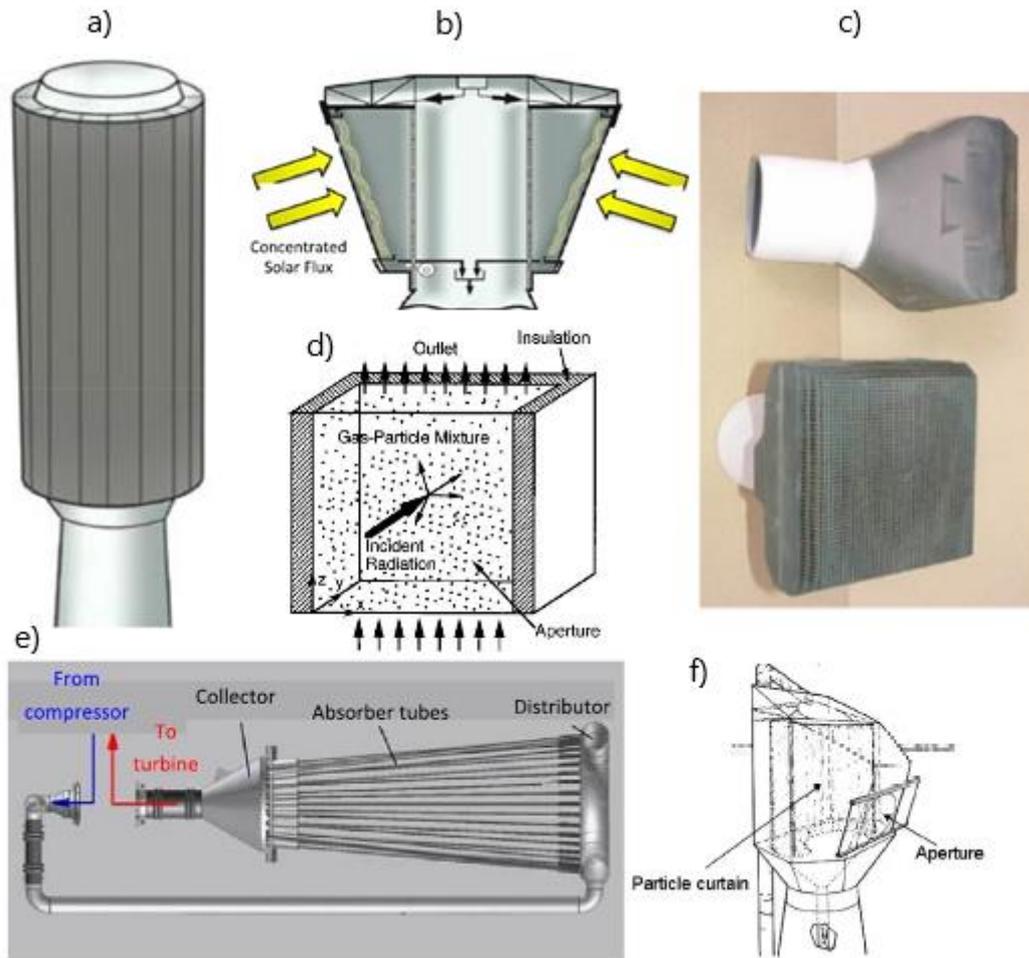


Figura 1. 12 Esquema de diferentes receptores: a) tubular de sales, b) de película, c) volumétrico, d) de gas y partículas, e) de gas tubular y f) de partículas sólidas

2. Estado del arte y objetivos de la tesis

En el siguiente capítulo se va a realizar una revisión del estado del arte actual de receptores volumétricos, ya que el receptor a analizar entra dentro de esta categoría. Además, se van a detallar los objetivos de la presente tesis.

2.1 Estado del arte de receptores volumétricos de aire

El desarrollo de los receptores volumétricos empezó en Europa, concretamente en la industria Alemana, en los años 80, como búsqueda de alternativas a los receptores tubulares en desarrollo en Estados Unidos y partió con el proyecto PHOEBUS (Pitz-Paal, et al., 1997). Los receptores volumétricos son más baratos y tienen mejores propiedades térmicas, además, su eficiencia es mejor. Otra ventaja frente a los receptores tubulares es su flexibilidad, los receptores volumétricos, al tener una configuración de tres dimensiones, tienen mayor flexibilidad en su funcionamiento (Ávila-Marín, 2011).

Los receptores volumétricos se forman a partir de unión de superficies porosas, mayas, espuma, uniones de placas o estructuras de canales prismáticos en diferentes distribuciones (panel de abeja es la más común), fabricadas a partir de un material metálico o cerámico con una porosidad específica dentro de un volumen en el receptor, donde absorberán la radiación solar (Capuano, et al., 2017). Dos posibilidades de estructura de estos receptores se han desarrollado hasta el día de hoy; los receptores con estructura de panel de abeja monolítico y los receptores con estructura de celdas de espuma abiertas (Gomez-Garcia, et al., 2016). El material, metálico o cerámico, debe ser capaz de resistir temperaturas de 1000°C y debe tener una conductividad térmica lo suficientemente alta para evitar los puntos calientes, que dañan estructuralmente al material (Craig, et al., 2014). La radiación calienta el receptor en todo el volumen, no únicamente en una cara, mientras el fluido calor portador, el aire en este caso absorbido por un sistema de aspiración, circula a través del receptor y recibe el calor a través de la convección (Palero, et al., 2008) (Garcia-martin, et al., 1999). Al contrario que en otros modelos, el receptor entrega la energía al fluido calor portador en la misma superficie en la que recibe la radiación, mejorando así la entrega (Ávila-Marín, 2011) (Hoffschmidt, et al., 2003).

Al aumentar la superficie de transferencia de calor por unidad de flujo radiante con respecto al resto de receptores, es posible utilizar flujos de radiación más altos sin alcanzar la temperatura límite del material. Este aumento del flujo de radiación también se traduce en un aumento de la eficiencia térmica y requiere de menor apertura frontal del receptor para la misma cantidad de energía (Pitz-Paal, et al., 1997).

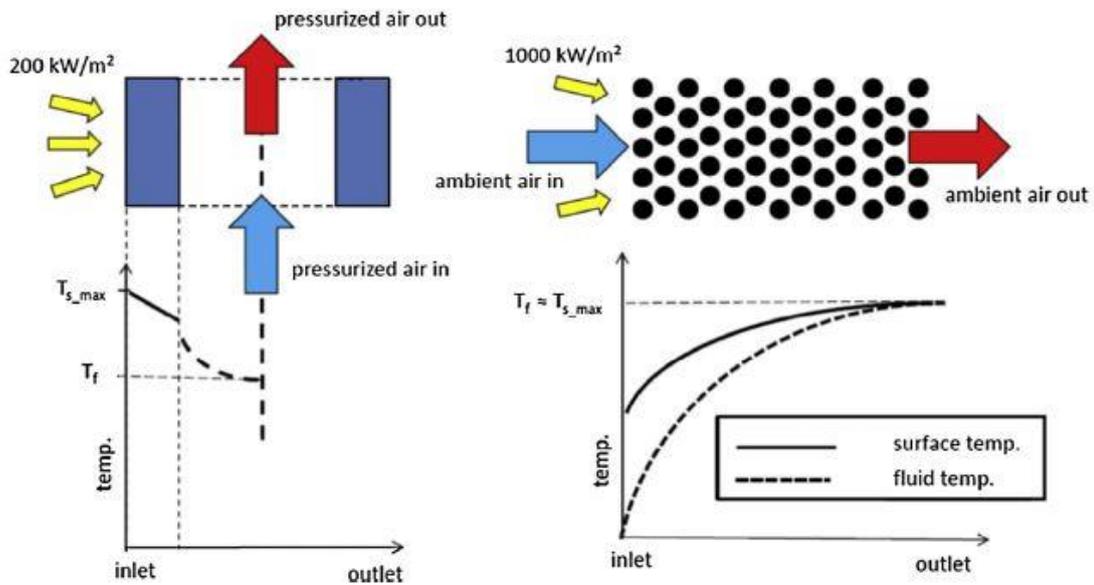


Figura 2. 1 Funcionamiento de un receptor volumétrico (Craig, et al., 2014)

Mientras que en otros modelos de receptores la superficie en la que se recibe toda parte la radiación (la superficie frontal) es siempre más alta que la temperatura del fluido calor portador, mediante la tecnología que se ha estudiado en este capítulo se puede conseguir el efecto volumétrico, que consiste en que la temperatura del fluido calor portador, en este caso el aire, a la salida es más alta que la temperatura de la cara frontal del receptor (Capuano, et al., 2017). Esto permite reducir la radiación infrarroja del receptor, fuente de pérdidas térmicas, permitiendo así mejorar el rendimiento térmico del componente. Los receptores volumétricos muestran un alto potencial en sus resultados hasta ahora pero aún tienen un amplio margen de mejora en su funcionamiento al no haber evolucionado apenas sus geometrías desde sus concepciones iniciales impidiendo así la consecución del ya explicado efecto volumétrico, teóricamente posible.

Como se ha comentado, tanto materiales metálicos como cerámicos pueden cumplir los requerimientos necesarios para ser utilizados en un receptor de concentración. Aun así, los cerámicos tienen ventaja en cuanto a características térmicas del material; mientras que los materiales metálicos están capacitados para trabajar a temperaturas entre 800°C y 1000°C, los cerámicos son capaces de aguantar temperaturas superiores como 1200°C el carburo de silicio siliconizado (SiSiC), 1500°C el carburo de silicio (SiC) o hasta los 2000°C alcanzados por la alúmina (Al₂O₃) (Ávila-Marín, 2011). Esta temperatura máxima define el tiempo de operación máximo del receptor, por lo que a pesar de ser capaz de alcanzar temperaturas de hasta 1500°C, se suele limitar su funcionamiento a unos 1000°C para asegurar los 25 años de vida útil.

Además de las ventajas hasta ahora descritas, el uso del aire como fluido calor portador provee a los receptores volumétricos todos los avances de este fluido frente a las sales fundidas, más extendidas en la tecnología de torre (Zhu & Libby, 2017) (Romero, et al., 2002):

- El aire es un fluido gratuito e inagotable, por lo tanto, su uso como fluido calor portador supone un ahorro económico importante.

- No tiene límites en la temperatura de funcionamiento ya que no se degrada al alcanzar una temperatura.
- Permite la posibilidad de realizar un ciclo de potencia directo ya sea con un Brayton o en ciclos combinados (si se trabaja con un receptor presurizado), siendo el fluido calor portador y el fluido de trabajo el mismo.
- No es contaminante ni afecta al medio ambiente desechando la necesidad de sistemas de seguridad en caso de fugas utilizados cuando el fluido calor portador tiene algún peligro.
- Su inercia térmica es baja. Esto en primera instancia puede parecer una desventaja, ya que para la misma cantidad de energía se necesita más cantidad de fluido, pero al ser el aire gratuito no constituye un problema. En realidad, tener una inercia térmica baja le permite adaptarse mejor a los funcionamientos transitorios.
- En el caso de que el receptor sea abierto, no es necesario sistema de presurización, ahorrando costes tanto de mantenimiento como iniciales de la central.
- No cambia de fase, por lo que no tiene peligro de congelación.
- En términos de almacenamiento térmico, el aire permite sistemas de almacenamiento muy baratos, ya sea de manera térmica mediante una termoclina o de manera termoquímica.

Aunque las ventajas son numerosas, los receptores volumétricos también tienen inconvenientes; el principal inconveniente de esta tecnología es la tendencia del receptor a crear distribuciones de flujo másico inestables, lo que puede provocar puntos calientes fatales para la vida útil del receptor. Es muy importante la elección óptima de las condiciones de funcionamiento del receptor para reducir al mínimo esta tendencia (Romero, et al., 2002). Otra desventaja muy importante es que debido a su baja capacidad calorífica, es necesario el uso de sistemas de almacenamiento con otros medios (termoclinas o sistemas de aire presurizado) para conseguir un almacenamiento térmico eficiente.

En los receptores volumétricos el aire puede seguir un circuito abierto en el que el aire se recoge de la atmósfera directamente y se introduce en el sistema, o puede seguir un circuito cerrado en el que el aire está presurizado. En los sistemas abiertos, el aire atmosférico se introduce por el receptor calentándolo para después recircularlo a una caldera de vapor donde se produce un ciclo Rankine convencional, como es el caso del esquema Phoebus (Romero, et al., 2002). Estos sistemas tienen el inconveniente de la influencia del viento, que reduce la temperatura de salida del aire y limita la mejora de la eficiencia térmica (Roldán, et al., 2016).

En los sistemas cerrados, el aire no procede directamente de la atmósfera, sino que está circulando dentro de un circuito cerrado y presurizado. Al estar el receptor cerrado necesitan de una ventana que permita pasar a la radiación en el espectro solar. Los sistemas cerrados se integran dentro de un ciclo combinado, principalmente para realizar el precalentamiento del aire antes de que este entre en la cámara de combustión, haciendo que la planta de ciclo combinado mejore su eficiencia y reduciendo también el coste de la infraestructura de la parte solar con respecto a los receptores abiertos. Para potencias bajas, el aire se puede turbinar directamente en un

ciclo Brayton en lugar de utilizar un ciclo combinado. El receptor REFOS es un ejemplo de esta tecnología (Romero, et al., 2002).

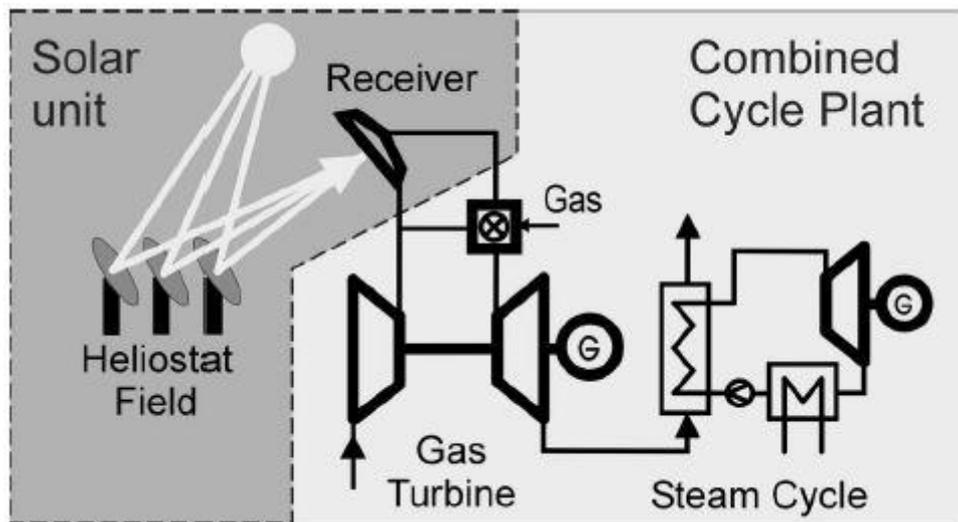


Figura 2. 2 Esquema de central con receptor cerrado (Romero, et al., 2002)

Como se verá a continuación, los receptores volumétricos desarrollados hasta ahora, a pesar de reportar datos de desempeño que confirman que son una de las tecnologías con más futuro dentro del CSP, han operado en condiciones inferiores de eficiencia, no debido a los fundamentos sino a diseños de geometría y materiales que aún no han alcanzado su punto óptimo al haberse mantenido casi invariables desde su invención hace 40 años (Kribus, et al., 2014).

Una vez descritas las características principales y comunes a todos los receptores volumétricos y visto que son la alternativa más prometedora para hacer que la tecnología termosolar sea igual de competitiva que el resto en el mercado de la generación eléctrica, se debe realizar una clasificación de los mismos debido al amplio número de alternativas de estos. Para su clasificación se va a seguir el esquema utilizado por Ávila-Marín en (Ávila-Marín, 2011). La clasificación se basa en la combinación de dos factores, el material y la presurización, diferenciando así en cuatro categorías:

- Tipo Phoebus-TSA: Receptores volumétricos metálicos de circuito abierto.
- Tipo SOLAIR: Receptor volumétrico cerámico de circuito abierto.
- Tipo REFOS: Receptor volumétrico metálico de circuito cerrado.
- Tipo DIAPR: Receptor volumétrico cerámico de circuito cerrado.

Receptores volumétricos metálicos de circuito abierto. Phoebus-TSA

El desarrollo de esta tecnología empezó en el año 1983 en Europa con el proyecto MK-I, un receptor formado por una malla de redes metálicas finas refrigeradas por aire de la atmósfera. El receptor tenía una potencia de 3kW y fue ensayado en un disco parabólico consiguiendo temperaturas de 842°C con rendimientos estimados superiores

al 70%. MK-I fue el primer paso para el posterior desarrollo de todos los receptores volumétricos (Ávila-Marín, 2011).

Tras este primer paso, se sucedieron diversos modelos de receptores de este tipo (Sulzer I, Sulzer II, PHOEBUS) en los que se consiguieron alcanzar temperaturas de hasta 700°C con rendimientos térmicos del 75% (Hoffschmidt, et al., 2003) (Marcos, et al., 2004). El proyecto SIREC consiguió alcanzar al final en 2001 temperaturas de salida por encima de los 900°C y rendimientos del 85% a temperaturas alrededor de 500°C. La Figura 2.3 muestra un ejemplo del receptor PHOEBUS.



Figura 2. 3 Receptor PHOEBUS (Ávila-Marín, 2011)

Receptores volumétricos cerámicos de circuito abierto. SOLAIR

La aparición de los cerámicos como materiales para receptores volumétricos aparece como consecuencia de las limitaciones en las temperaturas de salida de los receptores metálicos, todas alrededor de 700°C. Esta limitación reduce la eficiencia del ciclo de potencia ya que, según Carnot, temperaturas más altas en el fluido de trabajo dan mejores rendimientos del ciclo termodinámico. Además, los materiales cerámicos son capaces de resistir flujos de radiación más altos, lo que permite un receptor más pequeño para la misma potencia reduciendo así las pérdidas radiantes y aumentando la eficiencia térmica del receptor.

Los primeros desarrollos de estos receptores se llevaron a cabo por Sander Associates y la Universidad de Colorado a partir de un cerámico compuesto principalmente por alúmina pintada con Pyromark y alcanzando temperaturas de material de hasta 1350°C (Ávila-Marín, 2011) (B. Hoffschmidt, et al., 2000).

Por otra parte, el DLR comenzó su desarrollo a final de los años 80 basado también en una matriz pero en este caso de carburo de silicio siliconizado. Los ensayos con este receptor reportaron temperaturas de trabajo del material de 1300°C con rendimientos de entre el 58% y el 69% (Ávila-Marín, 2011).

A partir de estas primeras pruebas, a mediados de los 90 DLR comenzó el desarrollo del diseño de la familia de receptores HitRec, basados en copas modulares y referencia actual para muchos desarrollos de receptores de este tipo. En la Figura 2.4 se puede ver

un esquema de cómo funcionaba este receptor, que además incluía la recirculación de aire para la refrigeración de la cara frontal, estándar en muchos receptores volumétricos a partir de ese momento (Hoffschmidt, et al., 2003). Con la siguiente versión de este receptor se alcanzaron rendimientos del 75% para temperaturas de 800°C, muy superiores que los anteriores diseños de este tipo de receptores, razón por la cual este tipo de receptor sirvió como punto de partida para los siguientes desarrollos. Ninguna de estas versiones estuvo exenta de problemas de durabilidad debido a la fragilidad de las copas, siendo este un factor clave en su desarrollo.

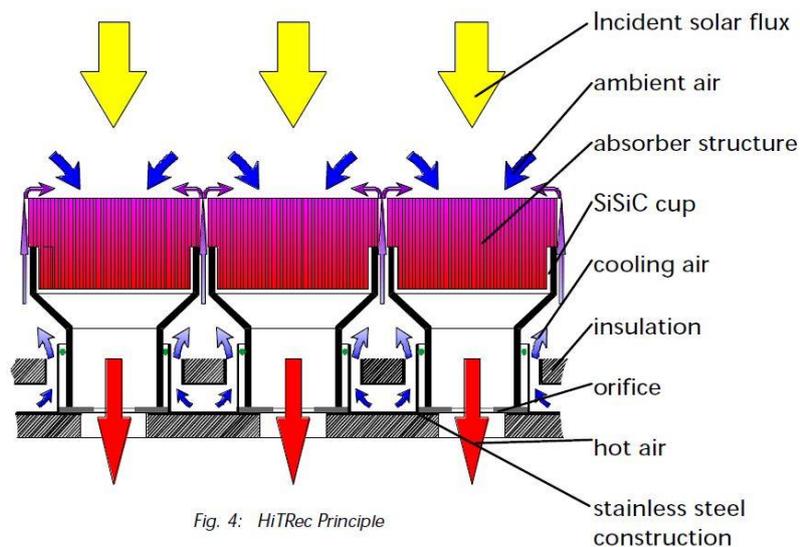


Fig. 4: HitRec Principle

Figura 2. 4 Esquema receptor HitRec (B. Hoffschmidt, et al., 2000)

La última generación de este tipo de receptores volumétricos, basada en HitRec, es la generación SOLAIR, desarrollada por DLR y CIEMAT. La última versión de este receptor, SOLAIR 3000 reportó rendimientos de entre 70% y 75% para temperaturas de trabajo de 750°C, llegando a ser capaz de trabajar hasta los 1000°C (Téllez Sufrategui, 2003). Tras las exitosas pruebas, este modelo de copa receptor fue el elegido para colocarse en la torre experimental de Jülich, formando una matriz de copas de 1000 copas para una planta CSP completa de 1.5MW (Ávila-Marín, 2011). En la Figura 2.5 se puede ver una foto de esta planta con la matriz de copas en lo alto de la torre.



Figura 2. 5 Torre de Julich (Pabst, et al., 2017)

Diversos estudios posteriores han intentado encontrar otros diseños, metálicos y cerámicos, de geometría de receptor abierto totalmente diferentes a lo estudiado hasta ahora que mejoren los resultados de temperatura de salida de aire y eficiencia actuales sin llegar a alcanzar el grado de desarrollo de los receptores mostrados.

En (Capuano, et al., 2017), se muestra un modelo de receptor que se separa un poco de la línea de desarrollo llevada por HitRec y SOLAIR, basado en pequeñas espigas con la forma que muestra la Figura 2.6. Este receptor, estudiado experimental y numéricamente, ha mostrado rendimientos de más de 90% y temperaturas superiores a 900°C pero en fase experimental a tamaño de laboratorio.



Figura 2. 6 Diseño de receptor innovador Porcupine (Capuano, et al., 2017)

Por otro lado, se está estudiando el uso de espumas o receptores *foam* cerámicos como receptores volumétricos. Estos receptores se basan en espumas cerámicas de carburo de silicio de alta porosidad que permiten la penetración de la radiación. Aunque prometedores, de momento solo han mostrado estudios numéricos sus datos de comportamiento térmico, como en las investigaciones (Zaversky, et al., 2020) (Du, et al., 2021), que han mostrado en los modelos numéricos rendimientos de hasta 90%. Uno de estos receptores de espuma, que se muestra en la Figura 2.7 ha sido probado durante el proyecto CAPTURE, coordinado por CENER (entidad en la que se ha realizado esta tesis) pero no se han conseguido obtener datos experimentales fiables.



Figura 2. 7 Espuma cerámica de proyecto CAPTURE

Es dentro de este proyecto donde nace por primera vez el concepto de receptor de discos que se estudia en esta tesis. A lo largo de ese proyecto se realizó una primera versión que no pudo ser probada debido a la rotura de los discos en las primeras fases de experimentación, haciendo imposible la obtención de datos experimentales del funcionamiento del receptor de discos. Debido a la gran cantidad de tiempo necesario para la realización de un desarrollo detallado del concepto y su estudio tanto térmico como mecánico, se decidió no continuar con el desarrollo durante el proyecto y realizar este desarrollo a través de la presente tesis doctoral.

Receptores volumétricos metálicos de circuito cerrado. REFOS

Los receptores cerrados con turbina de gas muestran mejor comportamiento de manera híbrida para ahorrar combustible en lugar de reemplazar completamente al combustible fósil con una central totalmente solar (Kribus, et al., 1998) (Petrakopoulou, et al., 2017).

Para mantener las altas presiones del ciclo y permitir que la radiación solar llegue al receptor es necesario el uso de una ventana de vidrio, que cierre herméticamente la cavidad donde está instalado el receptor y no absorba la radiación en el espectro solar. El diseño de la ventana es uno de los mayores problemas debido a los requerimientos de propiedades ópticas, térmicas y mecánicas. La aparición de puntos calientes en la ventana producidos por suciedad o elementos que la bloqueen tienen consecuencia en la rotura de esta.

El único modelo de receptor volumétrico de este tipo testado a día de hoy es el receptor REFOS. El proyecto REFOS empieza en 1996, impulsado por el Ministerio de Educación e Investigación alemán, con el fin de demostrar la factibilidad técnica de esta tecnología. El proyecto consistía en el diseño, fabricación y experimentación bajo condiciones de operación de una turbina de gas (Buck, et al., 2002).

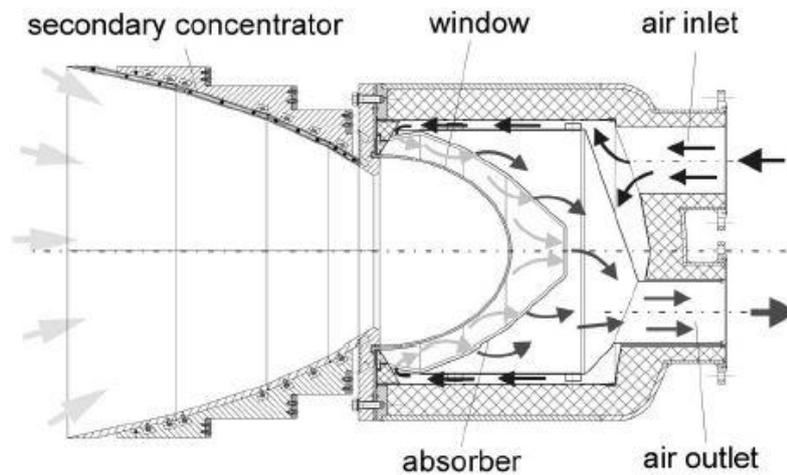


Figura 2. 8 Receptor REFOS (Buck, et al., 2002)

Las condiciones de diseño del receptor fueron demostradas con éxito después de un total de 400 horas de funcionamiento del receptor. Además, se realizaron test con sobrecargas de hasta 400kW sin que el receptor sufriese daño de ningún tipo. Las eficiencias térmicas obtenidas de la experimentación llegaron al 86% en condiciones de diseño (800°C y 15 bar) (Buck, et al., 2002).

Receptores volumétricos cerámicos de circuito cerrado. DIAPR

Al igual que en el caso de los receptores metálicos, los receptores cerámicos también tienen su ocupación en centrales híbridas de ciclo combinado en las que la parte solar se emplea como método para ahorrar combustible pudiendo alcanzar una eficiencia de conversión térmica-eléctrica por encima del 50% (Kribus, et al., 1999).

El florecimiento de los receptores cerámicos cerrados comenzó en 1989, cuando DLR diseñó el PLVCR (*Pressure Loaded Volumetric Ceramic Receiver*), un absorbedor en forma de espuma de Si_3N_4 de 5kW de potencia que trabajaba a 10 bar de presión. Los resultados experimentales reportaron eficiencias del 71% para temperaturas de 1050°C (Ávila-Marín, 2011). Después de un desarrollo de receptor más grande fallido el siguiente paso en el desarrollo de estos receptores pasó por el proyecto DIAPR (Dutta, 2017) con el que se alcanzaron temperaturas de hasta 1200°C (Kribus, et al., 2001) con rendimientos teóricas entre 70% y 90%.

El último paso en el desarrollo de los receptores, con el objetivo de demostrar la viabilidad de este concepto, fue el proyecto SOLTREC, receptor que alimenta directamente una turbina de gas aislada, sin caldera convencional. Se diseñó un receptor modular, capaz de calentar el fluido calor portador hasta 250K por módulo que demostrara tanto la viabilidad de una central totalmente solar, como las ventajas económicas y de eficiencia térmica de la hibridación conectando el receptor en serie con otro receptor tubular, siendo capaz este de aumentar la temperatura del aire desde 750°C hasta 1000°C (Del Río, et al., 2015). La Figura 2.9 muestra un croquis de este tipo de receptor.

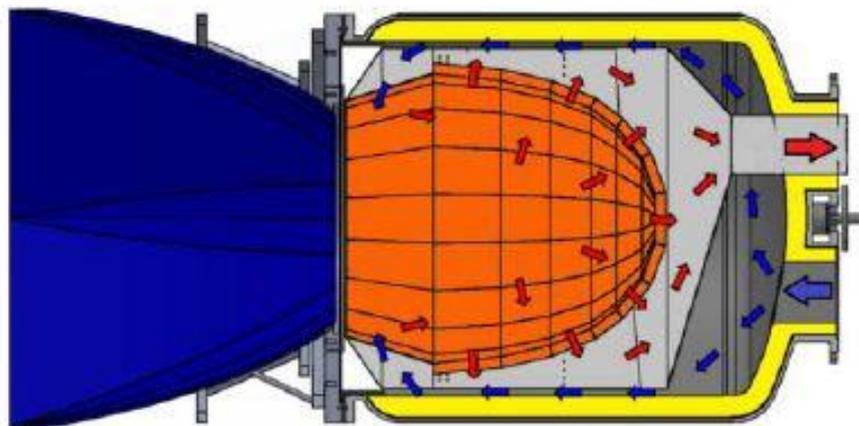


Figura 2. 9 Croquis receptor SOLTREC (Del Río, et al., 2015)

Los test del receptor se están realizando dentro de la planta Solugas, planta que cuenta con un receptor tubular de gas al que se ha acoplado el receptor Soltrec para medir su desempeño en una planta real. La planta Solugas es el primer proyecto de pruebas a escala de Mega Watios con el objetivo de demostrar, a una escala grande de potencia, la viabilidad y la rentabilidad económica de la hibridación (Korzynietz, et al., 2016).

2.2 Diseño y caracterización de componentes cerámicos

En el siguiente apartado, se definirá una revisión del método utilizado para caracterizar el carburo de silicio en esta tesis, centrado en la mecánica de la fractura.

Características generales de los materiales cerámicos y mecanismos de rotura

El modo de fallo de los materiales frágiles, debido a las propiedades de los mismos y a la nula capacidad de acumular energía en forma de deformación, produce que estos colapsen antes de llegar al límite elástico de los mismos y sin apenas experimentar deformación plástica. El fallo entonces se produce por clivado transgranular o por fractura intergranular frágil (BIF). Estos dos fenómenos se producen por una grieta que frente a una tensión determinada se vuelve inestable y se propaga por el material rompiendo el mismo. Las grietas o defectos son consecuencia directa de los procesos de fabricación de los componentes cerámicos y son inevitables, producidos por una mala mezcla de los componentes o por gradientes en la densidad, así como malas condiciones de sintetización (Rubeša, et al., 2002). En los bordes de dichas grietas se producen concentraciones de tensión que son las que llevarán a la rotura de los enlaces atómicos que, macroscópicamente, se traducirá en la propagación de la grieta. Para prever la expansión de la grieta a una determinada tensión y así estimar la resistencia del material son de vital importancia factores como la forma de las grietas y el tamaño de estas.

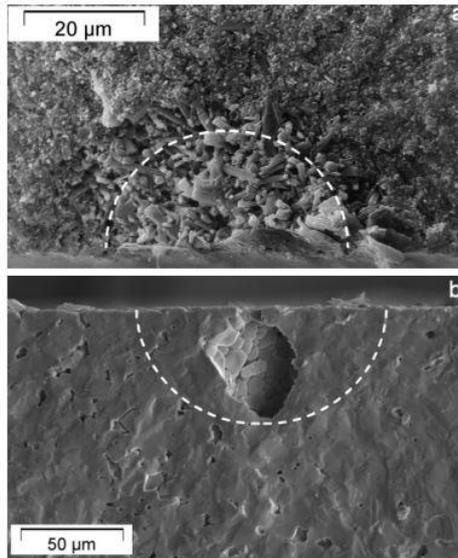


Figura 2. 10 Inicio de grieta en microestructura (Danzer, et al., 2008)

La rotura a través de la propagación de la grieta se lleva a cabo en cuatro fases: activación de las grietas ya existentes, propagación de estas, coalescencia y unión de grietas y aislamiento de los fragmentos en los que se rompe el componente (Paluszny, et al., 2016).

Determinación de las propiedades mecánicas de los cerámicos

Una vez los mecanismos que sufre el material hasta su colapso están brevemente explicados, se pasará a detallar las ecuaciones físicas que rigen este comportamiento, así como las fórmulas que se utilizan para describir e intentar predecir el comportamiento de estos materiales, que posteriormente se utilizarán para la caracterización del material y la definición de los parámetros de resistencia mecánica del disco en el modelo FEM.

El criterio de Griffith, que desarrolla la progresión de las grietas en el material, está basado en el principio de conservación de la energía para un sistema que contiene una grieta de longitud a en equilibrio energético sometida a una fuerza de tracción. Esta energía tiene dos componentes: la primera es la parte debida a la energía mecánica (energía de deformación y trabajo) y la segunda corresponde con la energía disipada en la creación de las nuevas superficies conforme la grieta avanza (Olagnon, et al., 2006).

Según el criterio de Griffith, asumiendo comportamiento lineal elástico, la propagación de una grieta ante una tensión normal a la misma sigue la siguiente ecuación, Eq.1 :

$$\sigma a^{1/2} = \frac{1}{Y} (E' \Pi)^{1/2} \quad (1)$$

Donde σ es la tensión, a el tamaño de la grieta, E' el módulo de Young que variará si estamos en caso de tensión o de deformación plana, π es la energía absorbida por unidad de área de grieta e Y es una unidad adimensional dependiente de la configuración y la geometría de la grieta (Rubeša, et al., 2002).

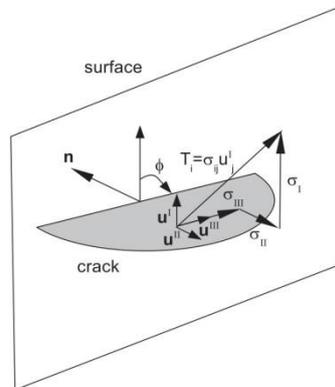


Figura 2. 11 Estado tensional de la grieta (Rauchs, 2016)

$$K_{IC} = \frac{E' a^{0.5}}{\pi} \quad (2)$$

$$K_I = \frac{Y}{\sigma a^{0.5}} \quad (3)$$

De estas ecuaciones, Eq.2 y Eq.3, se deducen dos factores, la resistencia a fatiga K_{IC} y el factor de intensidad de tensiones en modo I (Rubeša, et al., 2002).

Al no existir efecto plástico, la única energía necesaria para la propagación de la grieta es la destinada a la formación de las superficies de fractura. Este criterio de fallo no se aplica para esfuerzos de compresión ya que el colapso en este caso se produce por diferente mecanismo además de que la resistencia a compresión suele ser bastante superior (Rubeša, et al., 2002).

De las ecuaciones anteriores se deduce la resistencia del material, dada en la Eq. 4:

$$\sigma_f = \frac{1}{Y} \frac{K_{IC}}{a^{0.5}} \quad (4)$$

Dependiendo esta resistencia del tamaño a , de la grieta. Al ser la distribución de las grietas una variable estocástica, la resistencia del material dependerá de la probabilidad de encontrar en el componente una grieta con el tamaño necesario para que se produzca la fractura.

Si consideramos que el componente falla con que una grieta inicie la fractura y que las grietas no interactúan entre sí, la probabilidad de fallo es la probabilidad de encontrar una grieta con el tamaño crítico en el componente (Rubeša, et al., 2002).

2.3 Conclusiones de la revisión del estado del arte

Una vez realizada la revisión del estado del arte, centrada en el desarrollo de receptores volumétricos de aire principalmente, se han extraído las siguientes conclusiones con el fin de centrar y contextualizar los objetivos del desarrollo llevado a cabo en esta tesis.

En primer lugar, en términos de concepto, el desarrollo de los receptores volumétricos abiertos de aire no ha evolucionado apenas desde su invención hace 50 años y la gran mayoría de desarrollos dentro de este campo se han basado en los receptores de canales estrechos, siguiendo el diseño inicial del concentrador HitRec I, por lo que los avances en rendimientos térmicos y temperaturas de trabajo no han sido muy grandes, como se verá en la siguiente tabla, Tabla 2.1, al estar todos los receptores basados en el mismo concepto. Exceptuando las últimas líneas de investigación basadas en espumas cerámicas con una alta porosidad, que están en una fase de desarrollo muy temprana con un TRL bastante bajo (3-4), todos los desarrollos han seguido la línea de las copas de canales estrechos, que no han alcanzado los rendimientos necesarios para hacer competitiva la tecnología.

Proyecto	Rendimiento térmico η_{\max}	Temperatura de trabajo
SIREC (Marcos, et al., 2004)	85%	500 °C (η_{\max}) / 973 °C (T_{\max})
SOLAIR (Téllez Sufategui, 2003)	70-75%	750 °C (η_{\max}) / 1000 °C (T_{\max})
Foam CAPTURE (Zaversky, et al., 2020)	90% (No Experimental)	400 °C (η_{\max}) / 1200 °C (T_{\max})
REFOS (Buck, et al., 2002)	~80%	815 °C (T_{\max})
SOLTREC (Del Río, et al., 2015)	70%	750 °C (η_{\max}) / 1000 °C (T_{\max})

Tabla 2. 1 Rendimientos térmicos y temperaturas de trabajo de diferentes receptores volumétricos de aire

Es necesario un cambio por completo en las bases del diseño y desarrollo de receptores volumétricos que permitan superar las limitaciones mostradas en el estado del arte, haciendo posible trabajar con menores áreas de apertura y mayores flujos másicos para mejorar los parámetros térmicos de funcionamiento (rendimiento y temperatura). El receptor que se ha desarrollado en esta tesis nace de esta necesidad de cambio para superar las limitaciones comentadas.

Además de esto, otro de los aspectos clave extraídos de la revisión del estado del arte es la fragilidad estructural de estos receptores. En el caso de receptores cerámicos, tanto en HitRec como en SOLAIR se han reportado roturas de las copas en su funcionamiento debido principalmente a los gradientes térmicos en las mismas. Igualmente, como previamente se ha comentado, esta tesis parte de un primer concepto de receptor de discos que no fue posible de evaluar debido a la rotura de los discos al inicio de su fase experimental, por lo que es muy clara la necesidad de una mejora en el diseño estructural y mecánico de estos receptores, fabricados a partir de materiales muy frágiles, para asegurar su vida útil. Esta experiencia, conjuntamente con lo mostrado en

el apartado 2.3 muestran la complejidad del análisis de elementos estructurales cerámicos.

Durante esta tesis se ha dedicado un importante esfuerzo en el diseño mecánico del receptor así como en la caracterización del material para superar los problemas de durabilidad mostrados tanto en otros receptores volumétricos de aire convencionales como en la primera versión de este concepto de receptor de discos, ensayada sin éxito durante el proyecto CAPTURE.

2.4 Objetivos de la tesis

El trabajo realizado en esta tesis y descrito en esta memoria ha estado enfocado, durante todo el desarrollo de la investigación, a cumplir el objetivo principal de esta, que es el desarrollo y análisis de una geometría de receptor solar que sea innovadora y que resuelva los problemas descritos en el estado del arte para mejorar el rendimiento de las centrales solares de torre.

Para alcanzar este objetivo principal, ha sido necesario superar una serie de objetivos técnicos específicos que son los siguientes:

- I. Diseño conceptual de un receptor de aire activo basado en discos giratorios a partir de la idea surgida durante el proyecto CAPTURE.
- II. Estudio experimental del comportamiento del receptor desarrollado en condiciones de laboratorio a partir de un prototipo de acero a escala para demostrar el concepto.
- III. Estudio computacional del comportamiento del receptor a partir de un modelo CFD reproduciendo las condiciones del estudio experimental con el fin de validar el modelo.
- IV. Análisis de materiales y estudio del comportamiento mecánico de los discos del receptor con el fin de asegurar su integridad estructural.
- V. Estudio computacional del receptor en condiciones reales y su influencia en el rendimiento de una central de torre como consecuencia de las mejoras obtenidas en la eficiencia y la temperatura de trabajo del receptor.

En los siguientes puntos se explicarán con más detalle estos objetivos y se enumerarán las acciones necesarias para cumplirlos.

Objetivo específico I

Como se ha comentado en las conclusiones del estado del arte, el desarrollo de receptores volumétricos de aire apenas ha cambiado desde el inicio de su desarrollo, lo que ha limitado su evolución en términos de eficiencia térmica y temperatura de trabajo.

A partir del diseño nacido y fallidamente ensayado durante el proyecto CAPTURE, se debe realizar un diseño conceptual del receptor de discos activo que posteriormente se

materializará en un prototipo a escala de laboratorio y un modelo CFD con el que estudiar su comportamiento térmico. El primer objetivo específico de esta tesis es el diseño conceptual de un receptor basado en discos activos que, siguiendo la idea surgida en el proyecto CAPTURE, rompa con las líneas de desarrollo vistas en el estado del arte y permita mejorar el desempeño térmico de los receptores volumétricos

Objetivo específico II

Debido a la naturaleza innovadora del concepto, es necesario demostrar su viabilidad en un entorno controlado y de pequeño tamaño como es el simulador solar con concentración y el lazo de aire en el que se han realizado los ensayos. El segundo objetivo específico de esta tesis es demostrar, en un entorno y una escala de laboratorio, la viabilidad del concepto de discos y estimar de manera experimental el rendimiento del mismo en las condiciones dadas en laboratorio.

Para ello se ha construido un prototipo a escala de laboratorio del receptor que será ensayado en esta instalación y permitirá cumplir con este objetivo.

Además, este proceso permitirá también evaluar térmicamente el receptor, aunque las condiciones de trabajo no sean las mejores y no permitan compararlo con otros, y validar un modelo CFD del prototipo, a partir del cual se podrán obtener más datos de funcionamiento, y en mejores condiciones de trabajo, para comprobar de manera más precisa el funcionamiento del receptor.

Objetivo específico III

Para evaluar el comportamiento del concepto de manera completa y ágil, además de la experimentación también es necesario el análisis teórico del mismo mediante herramientas de cálculo que permitan resolver el problema térmico y de fluidos del receptor. Para ello, se ha elaborado un modelo CFD del receptor que describa el comportamiento térmico y fluido-dinámico del receptor. Este modelo además permite comprobar el comportamiento del receptor en condiciones iguales a las del lazo experimental para la validación del modelo. El objetivo específico tercero de esta tesis es obtener una herramienta validada que permita estudiar el comportamiento térmico y fluido dinámico del receptor de discos ante condiciones de trabajo de planta además de que sirva como primera iteración para una posterior optimización geométrica y de diseño en posteriores desarrollos de receptores basados en este concepto.

Validar el modelo ha permitido obtener resultados fiables de funcionamiento del receptor bajo condiciones de funcionamiento reales de planta, que han permitido comparar su funcionamiento con otros receptores de aire y estudiar su efecto en una central CSP.

Objetivo específico IV

Uno de los problemas más importantes en los receptores actuales es la corta vida útil de estos producida por las altas temperaturas y flujos de calor que sufren en su funcionamiento. Este nuevo concepto de receptor debe ser capaz de superar estos problemas, además de los surgidos durante la experimentación preliminar de este concepto que no permitieron su validación, para asegurar una vida útil lo suficientemente larga para la rentabilidad económica de la planta. El cuarto objetivo específico de esta tesis es asegurar la estabilidad estructural del elemento más débil del receptor, los discos, cuya rotura fue la causante del fallo de la primera versión de este concepto no validada ni demostrada.

Para ello se ha caracterizado el material del receptor, carburo de silicio, para alimentar un modelo FEM a partir del cual se ha estudiado el comportamiento mecánico de los discos ante los esfuerzos generados por los gradientes térmicos.

Objetivo específico V

Para completar el estudio del receptor, es necesario evaluar su efecto en el funcionamiento general de una central de torre y estimar las consecuencias de su uso tanto en términos energéticos como económicos. Estos datos permiten valorar el efecto del receptor en el funcionamiento completo de la planta y comparar su mejora con respecto a la tecnología actual. El objetivo específico quinto y último de esta tesis es evaluar el concepto del receptor de discos en condiciones óptimas de funcionamiento, a partir de un modelo validado, y trasladar este desempeño térmico a una central CSP para comparar su efecto en esta ante otros casos de referencia de receptores.

Para ello se ha evaluado de manera teórica el receptor en dos configuraciones de central CSP de torre con receptor de aire, que son las configuraciones óptimas que se obtuvieron durante el proyecto CAPTURE. Se ha utilizado un modelo tecno-económico de planta completa para realizar esta evaluación y se ha comparado tanto la energía anual generada como el coste de la energía LCOE (*Levelized Cost Of Energy*) de la misma central con otro receptor innovador de espuma cerámica.

3. Diseño de un nuevo concepto de receptor volumétrico rotativo. Caracterización térmica de modelo a escala de laboratorio y validación experimental

En primer lugar, se ha realizado una explicación del concepto del nuevo receptor, el concepto del funcionamiento de este es bastante diferente a todos los ejemplos precedentes, en este punto se mostrarán las alternativas tenidas en cuenta para el diseño del receptor. Además, se han detallado los componentes eléctricos y electrónicos utilizados para el funcionamiento del receptor, así como el montaje que se debe llevar a cabo. El fin de esto es llegar a un prototipo que será testeado en el simulador solar del que disponen en el laboratorio de CENER. Para que los test sean fiables, se debe realizar antes de probar el prototipo, una caracterización de la radiación que llega a la muestra, obteniéndolo, tal y como se verá posteriormente, de una manera sencilla y que no requiera de un ensayo excesivamente complejo. En este ensayo de monitorizaron temperaturas y caudales del lazo, tanto de aire como de agua para refrigerar, con el fin de obtener el balance térmico en el receptor y poder estimar un rendimiento térmico bajo las condiciones de ensayo, que no son las óptimas al no poder aportar la lámpara una radiación homogénea.

Las actividades que se han desarrollado en este capítulo han contribuido a alcanzar los objetivos específicos I y II definidos en el apartado 2.4 de esta memoria.

Las actividades que se han realizado en este apartado de la tesis son de gran importancia con respecto a puntos posteriores ya que marcaron tanto el desarrollo posterior de la tesis como las expectativas de rendimiento del absorbedor.

3.1 Nuevo concepto de receptor

Como se ha podido ver en capítulos anteriores, el desarrollo histórico de los receptores volumétricos abiertos ha seguido una estructura de copas con canales estrechos, incorporando en las consecutivas generaciones y proyectos diversas innovaciones como la recirculación de aire, pero siempre siguiendo de manera bastante fiel el diseño original de panel de abeja. El modelo que se va a estudiar en este caso, a pesar de seguir utilizando la distribución en copas y de aprovecharse de la experiencia obtenida de los proyectos anteriores como SOLAIR o HitRec, se separa un poco de la línea seguida hasta día de hoy al sustituir los canales por un sistema de discos que giran en el interior de la copa o gran cavidad, según el concepto escogido para el escalado, que guíe el flujo de aire. En los siguientes párrafos se va a comentar un resumen de lo visto en la introducción como pequeño preámbulo a la explicación del funcionamiento del modelo de estudio de esta tesis.



Figura 3. 1 Idea preliminar de receptor de discos (izq) y copa convencional de receptor actual (der)

El desarrollo de los receptores volumétricos comenzó en Alemania en los años ochenta y su diseño no ha cambiado mucho desde entonces. Los receptores volumétricos convencionales suelen estar formados por espumas o estructuras alveolares basadas en canales prismáticos o estructuras porosas donde se absorbe la radiación y se transfiere al aire (Ávila-Marín, 2011). Todos estos receptores tienen una configuración fija, basada en espumas o vasos con canales estrechos. El diseño analizado en este estudio supone una ruptura con esta línea de desarrollo, proponiendo una configuración completamente nueva e innovadora basada en elementos móviles activos. Esta ruptura con el concepto de receptor convencional, como se verá en la sección de resultados, tiene el potencial de impulsar el desarrollo de la tecnología OVAR y de abrir una nueva línea de investigación de receptores de elementos activos, rompiendo completamente con la trayectoria de desarrollo de los últimos 40 años.

La eficiencia térmica del receptor volumétrico suele ser mejor que la de los receptores convencionales de sales fundidas debido al llamado efecto volumétrico. Los receptores volumétricos están fabricados con materiales metálicos o cerámicos y geometría porosa para que la radiación sea absorbida en la profundidad del receptor (Gomez-Garcia, et al., 2016) aprovechando todo el volumen. La radiación solar calienta el receptor y el fluido calor portador, normalmente aire, circula por los canales del absorbedor calentándose por convección (Capuano, et al., 2017).

Recientemente se ha propuesto la aplicación de un intercambiador de calor aire/aire de alta temperatura para alimentar el Ciclo Brayton de forma externa utilizando un bucle primario HTF de aire atmosférico alimentado por OVARs (Zaversky, et al., 2020) (actividades del proyecto H2020 CAPTURE). Esta tesis nace de las ideas que surgieron en este proyecto pero en las que no se pudo profundizar por su complejidad y el gran tiempo requerido para su desarrollo.

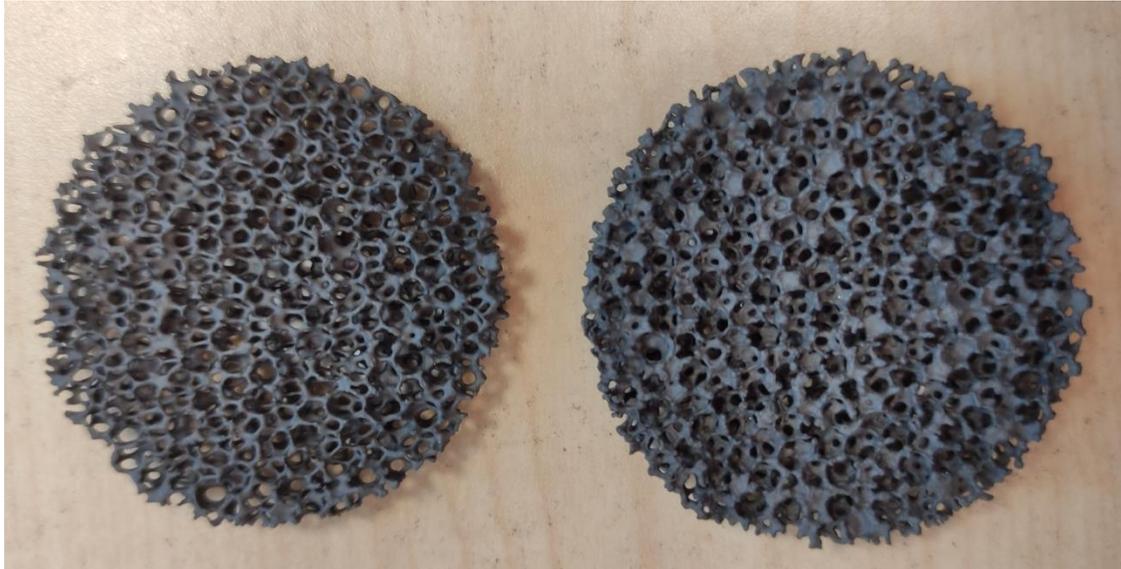


Figura 3. 2 Muestra pequeña de receptor de espuma

Dentro del proyecto CAPTURE, se investigaron dos diseños de absorbedor solar volumétrico abierto, (i) un absorbedor de espuma cerámica (Carburo de Silicio sinterizado sin presión), y (ii) un innovador diseño de absorbedor volumétrico activo que consiste en discos giratorios, donde los bordes de los discos y los canales entre ellos están expuestos a la irradiación solar concentrada y son enfriados por la corriente de aire por convección forzada. La figura 3.3 muestra el concepto de absorbedor, y la figura 3.1 izquierda muestra una opción de implementación particular, basada en el diseño de receptor modular establecido, aplicando un conjunto de copas cerámicas (Hoffschmidt, et al., 2003) (Téllez, 2003) (Hennecke, et al., 2007). Como ya se ha mencionado, este estudio se centrará en el desarrollo de la segunda opción, basada en discos giratorios, que es la primera que se desarrolla más allá de la configuración convencional del receptor y que reporta mejores y más prometedores resultados en términos de producción de energía y eficiencia térmica.

La principal motivación del absorbedor activo es introducir un movimiento de rotación desde la zona irradiada hacia la parte trasera del absorbedor (salida de aire), y viceversa. De este modo, las partes calientes del absorbedor pueden desplazarse hacia la parte trasera mientras se transfiere el calor al aire, reduciendo las pérdidas térmicas al entorno. De la rotación se espera que se reduzca la temperatura media del frente del absorbedor, en comparación con un absorbedor cerámico celular fijo, reduciendo así las pérdidas por radiación del receptor y mejorando su rendimiento. Esta configuración también debería permitir mayores densidades de flujo solar sin sobrecalentar la matriz del absorbedor, es decir, evitando la generación de puntos calientes o inestabilidades de flujo. Sin embargo, no se puede conseguir el llamado "efecto volumétrico" convencional, ya que el perfil de temperatura de los discos es axialmente simétrico (sólo en función de la distancia al centro) y suele ser mayor en los bordes del disco que en las regiones centrales. Hay que tener en cuenta que la velocidad de rotación debe ser lo suficientemente alta para evitar la fatiga térmica, respetando al mismo tiempo los límites de estabilidad mecánica (evitando las vibraciones y la resonancia).

Hay que destacar que el esquema conceptual (como se muestra en la figura 3.1) con una estrecha separación de los ejes de rotación y superficies de disco superpuestas no es

viable para la aplicación real debido a los problemas de montaje y las tolerancias de espaciado. Por lo tanto, las distancias entre ejes más grandes y los paquetes de discos separados son la opción preferida para la implementación real. Un único módulo absorbente a nivel de copa (14 cm x 14 cm de tamaño de apertura) sin optimizar térmica ni mecánicamente fue implementado y probado en un concentrador de disco parabólico en el CIEMAT-PSA (Zaversky, et al., 2018). Desafortunadamente, no se pudo realizar una evaluación térmica experimental satisfactoria dentro del proyecto CAPTURE, debido a varias fracturas del disco durante la operación y a la falta de tiempo de desarrollo.

El objetivo de este trabajo es, por tanto, profundizar en el comportamiento térmico de este novedoso concepto de absorbedor a escala de laboratorio, lo que permite una implementación y evaluación del prototipo más sencilla y económica. El comportamiento termo-mecánico, con el fin de mitigar la fractura y el fallo del disco durante el funcionamiento, será estudiado en el siguiente capítulo de esta tesis.

El objetivo del receptor es alcanzar temperaturas de salida del aire alrededor de 1000°C manteniendo alta una eficiencia térmica y asegurando su vida útil. Para conseguir esto se deben contrarrestar efectos causantes de las limitaciones en la eficiencia alejando el comportamiento de la estructura cerámica del ideal. Este alejamiento del comportamiento ideal del receptor se produce en los receptores volumétricos cuando la radiación solar es absorbida solo cerca de la superficie de la estructura haciendo que las temperaturas más altas se encuentren en la zona exterior del receptor aumentando así las pérdidas térmicas, lo que reduce la eficiencia del receptor considerablemente. Para conseguir alcanzar los objetivos se desarrolla una configuración totalmente innovadora a partir de una serie de platos cerámicos rotativos que giran solidarios con un eje. Así el calentamiento del receptor se realiza de manera homogénea mejorando la convección del aire con el receptor y acercándose al comportamiento volumétrico ideal. Además, así se reducen los gradientes térmicos del receptor haciendo que las tensiones mecánicas inducidas sean también menores. El eje que arrastra los discos está colocado de manera vertical y es independiente para cada una de las copas facilitando la sustitución individual de cada una de las copas en caso de rotura. Cada una de las partes que forman el eje completo tienen una longitud similar a la altura de la copa y está acoplada con el resto de las partes del eje. El sistema encargado de transmitir el movimiento a los discos se acopla al eje en un punto lo suficientemente alejado de las copas para protegerlo de las altas temperaturas de estas.

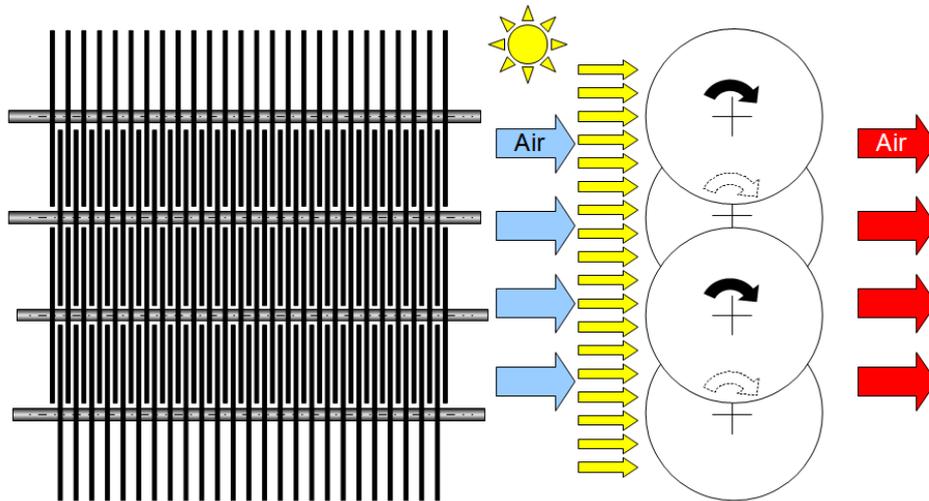


Figura 3. 3 Esquema de funcionamiento de concepto de discos

Los discos se encuentran girando, calentándose de manera uniforme. Las partes del disco que en un intervalo del giro están expuestas al máximo de radiación solar, pasados unos instantes se localizarán en la parte interior sin recibir apenas radiación, al contrario, las zonas del disco que en un intervalo de giro se encuentran en la zona interior sin apenas radiación, pasados unos instantes de tiempo estarán expuestas a la radiación máxima. Esto hace que, a lo largo de un periodo, el flujo radiante medio que llega a todas las partes del disco sea uniforme. Además, la diferencia entre la radiación incidente máxima en el disco, que se encuentra en la zona exterior del mismo, y la radiación mínima, que se encuentra en la zona en contacto con el eje, es menor que en las alternativas actuales.

Además, al poder controlar la velocidad y el sentido de giro de los discos se pueden desacoplar el coeficiente de convección del flujo másico. Mientras que en los modelos convencionales de receptor la velocidad relativa entre el cerámico y el aire está definida únicamente por la aspiración, en el modelo que se estudia en esta tesis al poder modificar la velocidad y el sentido de giro de los discos también se puede controlar el coeficiente de convección de manera independiente a la aspiración. Con una aspiración fija, si se aumenta o se reduce la velocidad de rotación de los discos, la velocidad relativa entre las superficies de estos y el aire crecerá o decrecerá, modificando así el coeficiente de convección. El control del coeficiente de convección de manera independiente al flujo másico permite al receptor adaptarse al punto óptimo de temperatura de salida de aire y controlar la cantidad de energía que el aire absorbe del receptor.

Se va a realizar un prototipo a escala del receptor que permita el ensayo de este en instalaciones de laboratorio. El prototipo tendrá una apertura frontal de 30mm x 30 mm y estará formado por 19 discos de 50 mm de diámetro y 0.5 mm de espesor. Los discos se encuentran separados entre sí por anillos de 1 mm de espesor y giran acoplados a un eje ligeramente elíptico que permite la transmisión del giro del eje a los discos. En los anexos de esta tesis se encuentran los planos de cada una de las piezas que conforman el prototipo. En las siguientes imágenes se puede observar un esquema del modelo 3D del prototipo para las simulaciones con las medidas y una foto del prototipo realizado.

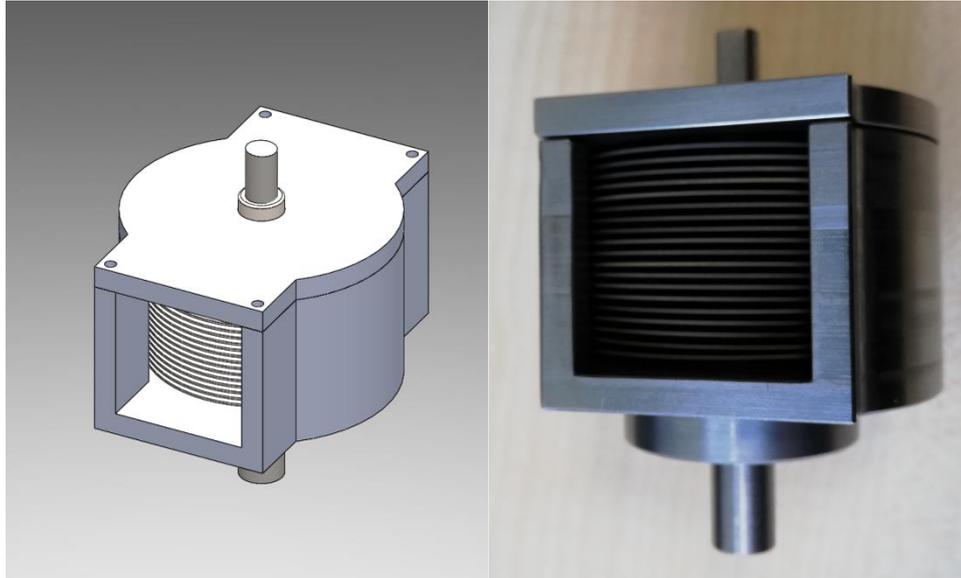


Figura 3. 4 Modelo 3D del receptor y foto del prototipo para ensayar

En la mayoría de ámbitos dentro de la industria, a la hora del diseño, es común la realización de modelos a escala del prototipo con el fin de conocer el comportamiento mecánico, magnético, térmico, hidráulico... según interese sin la necesidad de realizar una inversión tan grande como la que supondría la fabricación y el ensayo del prototipo a tamaño real. El objetivo del prototipo, en el caso de estudio de esta tesis, es conocer el coeficiente de convección del aire con los discos viendo como varía este con la velocidad y el sentido de giro de los discos. Para que los resultados del laboratorio sean extrapolables al receptor real, se deben cumplir una serie de requisitos de semejanza geométrica, cinemática y térmica, estos requisitos están determinados por la teoría de los modelos que permiten obtener las condiciones del ensayo del modelo a partir de las condiciones del prototipo y las magnitudes del prototipo a partir de las medidas experimentales del modelo. Existen infinitos estudios de semejanza en la ingeniería térmica y de fluidos (Rutledge & Polanka, 2014) (Wiese, et al., 2018) (Cancan, et al., 2014) (Hazyuk, et al., 2015) (Huchet, et al., 2017).

La semejanza geométrica relaciona modelo y prototipo mediante la existencia de un factor de escala de longitudes constante entre modelo y prototipo (N_L). En algunos casos este factor de longitudes puede variar en diferentes direcciones.

$$N_L = \frac{\text{Longitud característica del modelo}}{\text{Longitud característica del prototipo}} \quad (3.1)$$

La semejanza cinemática del campo de velocidades, con un factor de escala de velocidades entre el modelo y el prototipo. Con los factores de escala de velocidades y de longitudes se puede determinar el factor de escala de tiempos entre modelo y prototipo.

$$N_V = \frac{\text{Velocidad característica del modelo}}{\text{Velocidad característica del prototipo}} \quad (3.2)$$

$$N_t = \frac{\text{Tiempo característico del modelo}}{\text{Tiempo característico del prototipo}} \quad (3.3)$$

La semejanza dinámica de los campos de las distintas fuerzas que pueden intervenir en el flujo, con un factor de escala de fuerzas, que debe ser constante entre el modelo y el prototipo.

$$N_F = \frac{\text{Fuerza característica del modelo}}{\text{Fuerza característica del prototipo}} \quad (3.4)$$

El factor de escala de fuerzas establece las condiciones del flujo en el ensayo del modelo a partir de las condiciones del flujo en el prototipo obteniendo fuerzas y potencias del prototipo a partir de los valores obtenidos del modelo. Dependiendo del problema a estudiar, estos campos de fuerza pueden ser de inercia, de rozamiento viscoso, gravitatorias, de presión...

Esta semejanza se realiza a través del análisis dimensional, método utilizado para verificar ecuaciones y planificar experimentos a través de una serie de grupos adimensionales que permiten compartir las características de dos problemas con diferentes dimensiones geométricas, cinemáticas e incluso de flujos. El análisis dimensional permite obtener una serie de factores adimensionales que definen algunas de las características importantes de los flujos fluidos. El análisis consiste principalmente en reducir el problema a una serie de parámetros adimensionales derivados del dimensionamiento de las ecuaciones que definen el sistema mediante la aplicación del teorema Pi-Buckingham. El teorema Pi-Buckingham proporciona la combinación adimensional de variables que forman parte de un grupo de ecuaciones. Además del mencionado teorema, el análisis dimensional también se puede realizar a partir de las ecuaciones diferenciales que gobiernan el problema (Khasawneh & Jeong, 2018).

Existen una serie de factores adimensionales provenientes de la realización de análisis dimensional a partir de las ecuaciones de la masa y la energía que son común es a todos los sistemas con flujos fluidos que pueden determinar. Los factores adimensionales más importantes en el campo de la mecánica de fluidos son:

- Número de Reynolds:

$$Re_U = \frac{vD\rho}{\mu} \quad (3.5)$$

$$Re_\omega = \frac{\omega R_i D \rho}{\mu} \quad (3.6)$$

- Número de Mach:

$$Ma = \frac{v}{\sqrt{K/\rho}} \quad (3.7)$$

- Número de Froude:

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} \quad (3.8)$$

- Número de Euler:

$$Eu = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho v^2} \quad (3.9)$$

- Número de Strouhal:

$$St = \frac{fL}{v} \quad (3.10)$$

- Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{K} \quad (3.11)$$

- Número de Grashof:

$$Gr = \frac{\beta \Delta T g L^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (3.12)$$

En algunos problemas se hace imposible que todos los números adimensionales que definen el sistema sean iguales, priorizando el que se considere número controlante de las características hidráulicas del problema. Por ejemplo, en un caso de estudio que implique flujos supersónicos o que aparezca una superficie libre, se priorizarán los números de Mach o Froude respectivamente frente al Reynolds.

A pesar de ser el análisis adimensional una herramienta con un uso muy expandido en la ingeniería de fluidos, pueden existir efectos que generen dispersión entre los resultados esperados de los análisis teóricos y los obtenidos en la experimentación. Esto produce que en diferentes estudios de la relación entre los números de Nusselt y de Reynolds, para configuraciones iguales, exista una dispersión en los resultados que hace dudar de la exactitud de estas medidas. Algunos ejemplos de los efectos causantes de la dispersión en las medidas son la rugosidad superficial en casos donde el canal tenga dimensiones menores al orden de milímetros (Qu, et al., 2000), los efectos de borde (de entrada y salida) sobre todo en las zonas laminares (Gamrat, et al., 2005), las fuerzas viscosas que, en modelos pequeños, puedan generar calor suficiente para no ser despreciable frente a la transmisión de calor total del modelo (Dharaiya & Kandlikar, 2012), los efectos de la conducción térmica (Rahimi & Mehryar, 2012), normalmente despreciables frente a la convección pero importantes en el caso de modelos pequeños o la incertidumbre de los aparatos de medida utilizados (Morini, 2004) (Mohiuddin Mala, et al., 1997) (Oyinlola, et al., 2015).

Para conocer y optimizar el funcionamiento del receptor previamente a su fabricación a gran escala se va a ensayar en laboratorio un prototipo a escala. La finalidad del prototipo no es representar al 100% el modelo real del receptor sino, mediante una serie de números adimensionales de los anteriormente explicados, asegurar la semejanza del coeficiente de la eficiencia térmica y del coeficiente de convección. Como en la mayoría de sistemas hidráulicos, el número de Reynolds de ambos debe ser igual para que el modelo de turbulencia de estos sea el mismo. Además, para asegurar que el coeficiente de convección es el mismo el número de Nusselt también debe de ser igual; al utilizar el mismo fluido calor portador tanto en prototipo como en modelo a escala, los números

de Prandtl de ambos sistemas será iguales ($Pr=0.71$ para el caso del aire (Zandbergen & Dijkstra, 1987) (Goldstein, 1935) (Wagner, 1948) (Jin Sung, et al., 1996) (Cardone, et al., 1997) (Latour, et al., 2011) si se cumple que el Reynolds es el mismo el Nusselt entre ambos sistemas también será igual ya que depende de estos otros dos factores. Por último, para que los valores de eficiencia térmica también sean trasladables al modelo real, tanto el número de Biot como la radiación incidente por unidad de flujo másico también deben ser iguales. Para cumplir esto se deberá elegir un material de conductividad térmica similar a la del carburo de silicio del que va a estar fabricado el receptor en su funcionamiento en planta real.

3.2 Banco de ensayos de laboratorio y ensayo del prototipo

Como ya se ha adelantado en el apartado anterior se va a ensayar un prototipo a escala para conocer el funcionamiento del receptor antes de su fabricación definitiva. Para realizar este ensayo se va a utilizar el simulador solar del que dispone CENER en sus instalaciones. En el siguiente capítulo se realizará una explicación del funcionamiento del simulador solar, así como sus componentes y la metodología seguida para el ensayo.

El laboratorio de CENER está provisto de un sistema de simulación solar preparado tanto para medir el flujo de radiación como para evaluar el comportamiento de prototipos de receptores a pequeña escala. El sistema cuenta para la medida del flujo de un radiómetro de tipo Gardón y una cámara infrarroja. La idea conceptual de este sistema es utilizar una lámpara de xenón que emite una radiación en el espectro visible que se asemeja a la de la luz solar y utilizar el radiómetro para medir la radiación que llega procedente de la lámpara con el fin de conocer los mapas de flujo. Mediante estos mapas de flujo es posible determinar la radiación que llega a las muestras a ensayar en una posición determinada. Si se conoce la radiación que llega a las muestras es posible evaluar el rendimiento térmico de estas a partir de las temperaturas del aire a la entrada y la salida de la muestra. Para esto es necesario además de la lámpara y los sensores un sistema por el que circular este aire caliente que ha atravesado la muestra y que además permita la aspiración para controlar el flujo másico de aire del lazo.

En la figura 3.5 se muestra un esquema conceptual de los componentes necesarios y su montaje para el lazo.

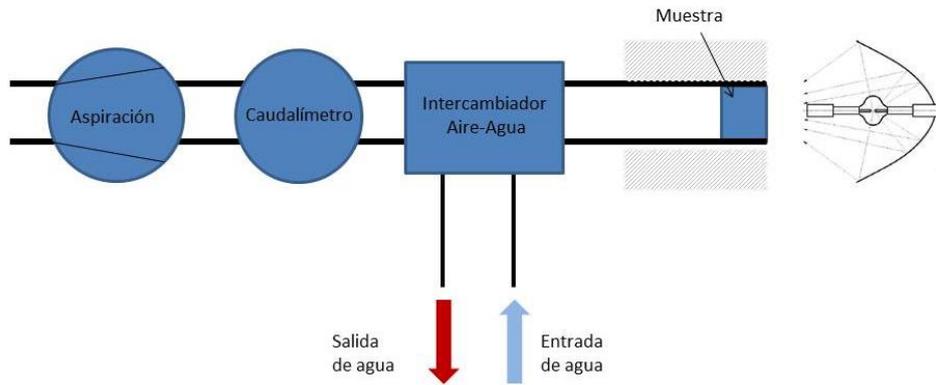


Figura 3. 5 Esquema del banco de ensayos

El intercambiador aire agua tiene la función de refrigerar el aire antes de pasar por el caudalímetro y la aspiración y previamente a ser expulsado al exterior. Además, este intercambiador también permite hacer un segundo cálculo de comprobación de la potencia absorbida por el aire mediante las temperaturas de entrada y salida del agua.

Habiendo visto ya la idea básica de funcionamiento del simulador, se deben detallar los componentes del mismo uno a uno. Los componentes que forman esta instalación son: la lámpara de xenón que genera la radiación y el espejo concentrador, el intercambiador agua-aire que enfría el aire antes de expulsarlo al exterior, el extractor que genera la aspiración y controla el flujo másico de aire, el caudalímetro de aire, el seguidor XYZ que permite mover el radiómetro y conocer los mapas de flujo, los sensores de radiación y temperatura y los prototipos de receptor con sus consiguientes porta muestras.

Los componentes del banco de ensayos están montados en una estructura de perfiles de aluminio de 45x45 tal como se muestra en la figura 3.6, con cada uno de los elementos que forman el banco identificados.



Figura 3. 6 Banco de ensayos con elementos identificados

1. Escudo térmico

2. Portamuestras y prototipos.
3. Aislamiento
4. Intercambiador aire-agua.
5. Caudalímetro aire.
6. Extracción.
7. Lámpara de Xenon.

Porta muestras y prototipo

El segundo subsistema está compuesto por el porta muestras, aislado del ambiente mediante aislante térmico cerámico, el mecanismo de movimiento de los discos compuesto por un motor de corriente continua y una fuente alimentación que además permite controlar la velocidad de giro, una sonda de temperatura que mire la temperatura del aire que entra en el prototipo y el mismo prototipo conjuntamente con los tres termopares tipo K situados a la salida de este para medir la temperatura del aire a la salida del receptor.



Figura 3. 7 Receptor forrado con aislante cerámico

En primer lugar, el sistema de movimiento de los discos está compuesto por un motor de corriente continua de 24 voltios con reductora, con velocidad nominal de 100rpm, que se acopla al eje de giro del prototipo mediante un codo de aluminio que permite pequeñas desviaciones del eje de giro, para facilitar la transferencia del movimiento entre el motor y el eje. Este motor está alimentado por una fuente de corriente continua que permite variar el voltaje que se le suministra, controlando así la velocidad de giro. En la siguiente figura se pueden ver los dos componentes.



Figura 3. 8 Motor DC con reductora y fuente de alimentación

Para ajustar la velocidad de giro de los discos a la previamente fijada por la simulación (6rad/s), que es la velocidad a partir de la cual la temperatura de los discos es radialmente homogénea y ya es difícil mejorar el intercambio de calor por con aumento de velocidad de giro, se realizó una pequeña marca en uno de los discos y se modificó la tensión de este hasta que la velocidad de giro coincidió con la esperada.

El prototipo se realizó íntegramente de acero inoxidable con una conductividad térmica en el rango de temperaturas de trabajo del mismo orden y bastante similar a la del carburo de silicio, material del receptor en planta, como se ve en la tabla 3.1. La dificultad técnica y el alto coste de realizar un prototipo de este tamaño utilizando carburo de silicio han sido las causantes del cambio en el material del prototipo de laboratorio para la realización de estos ensayos, introduciendo un pequeña diferencia en los números de Biot de los dos sistemas debido principalmente a la diferencia en las conductividades de uno y otro material.

K_{acero} (W/mK)	K_{SiC} (W/mK)
23 (Chen, et al., 2017)	35 (Nemoto, et al., 1985)

Tabla 3. 1 Conductividad del acero y el carburo de silicio, tomada como constante

El prototipo está compuesto por un eje achaflanado, los discos, los anillos separadores de los discos, la cavidad, separada en dos para permitir el montaje y el rodamiento que permite el movimiento relativo entre eje y cavidad. Además, como las propiedades ópticas del acero no cumplen con los requisitos del ensayo, todos los discos se pintaron con la pintura de alta absorción Pyromark 2500, con valores de absorción muy similares a los del carburo de silicio. En el siguiente apartado de la memoria, con el modelo CFD, se detallan las propiedades térmicas y ópticas de estos materiales. En las siguientes imágenes se pueden observar los componentes del prototipo, así como el prototipo montado antes de colocarlo en el porta muestras.

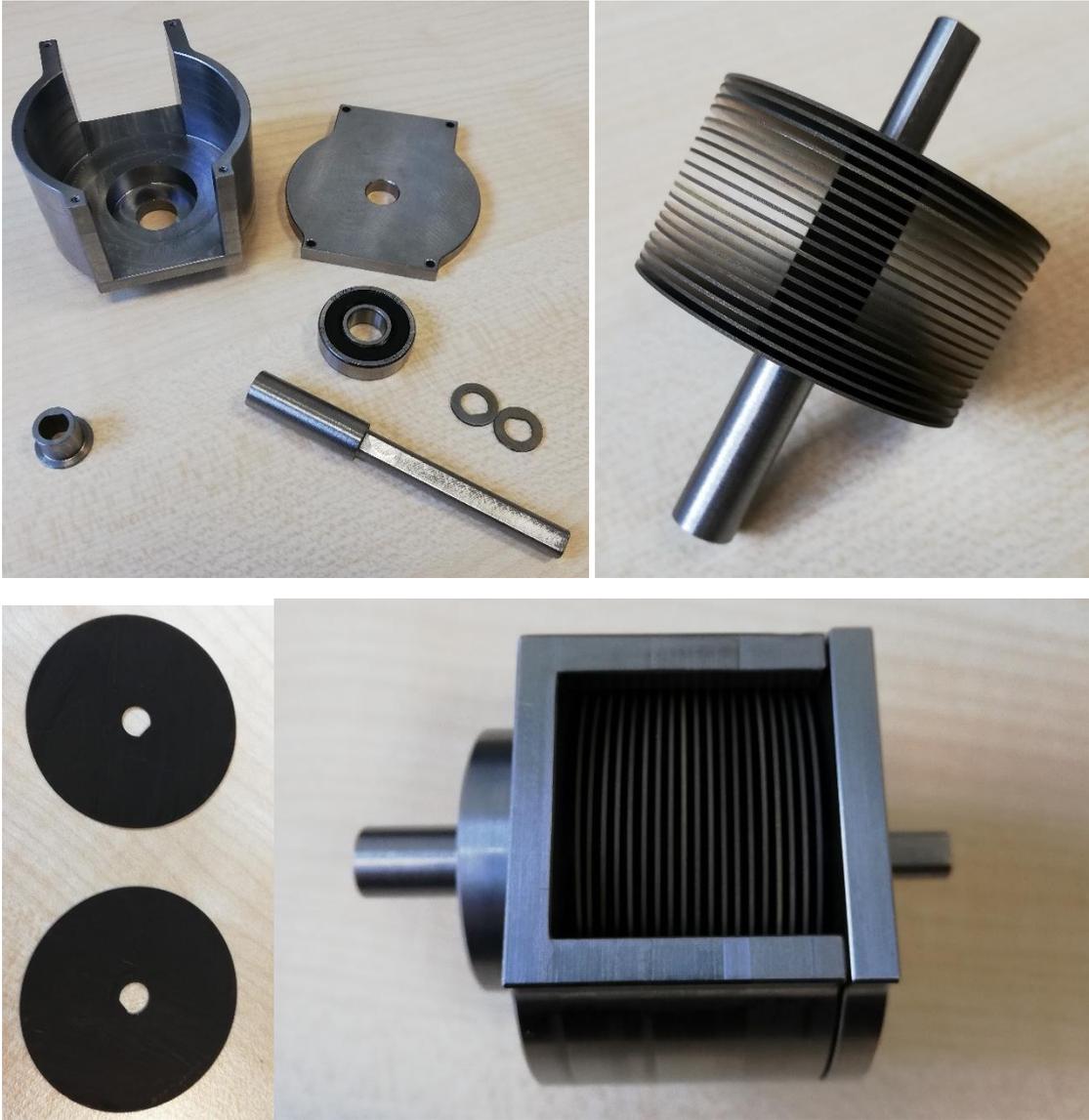


Figura 3. 9 Diferentes componentes del prototipo y su montaje

El grosor de los discos y la distancia entre ellos son iguales a 0,5 mm y 1 mm respectivamente. Estos valores de espesor y distancia entre discos se han optimizado a partir del primer diseño definido en el proyecto europeo CAPTURE (Zaversky, et al., 2018) para el mayor rendimiento térmico del receptor y aplicando la similitud geométrica. La apertura del receptor es de 3x3 cm y el diámetro de los discos de 5cm. En la siguiente figura vienen indicadas las dimensiones globales en el propio receptor. En el anexo I de esta memoria se pueden ver los planos de fabricación de todas las piezas que componen el receptor.

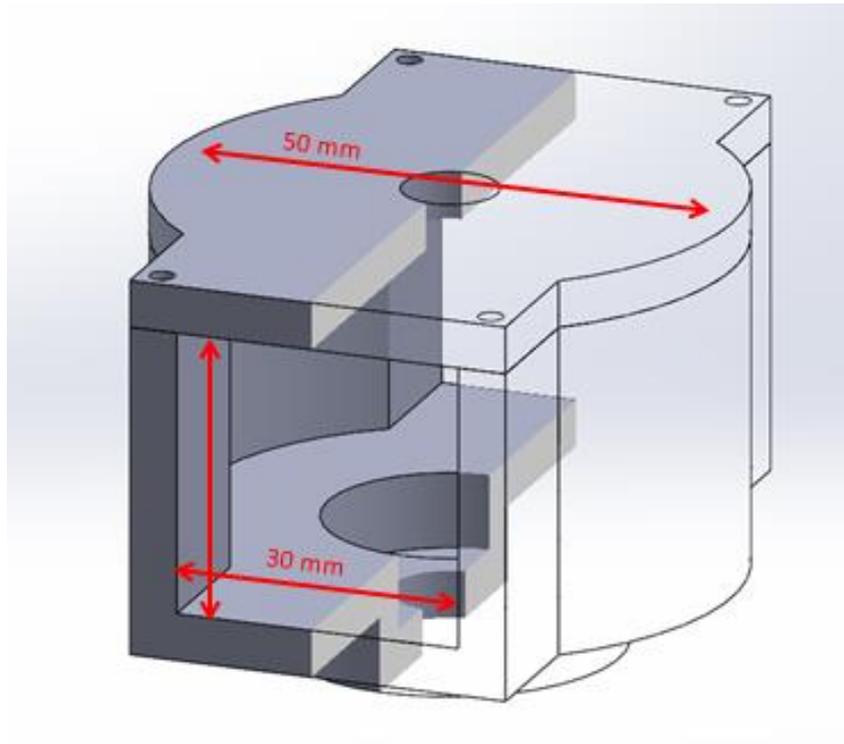


Figura 3. 10 Esquema de receptor con medidas globales

Como se ha comentado previamente, la temperatura del aire a la salida del receptor se monitorizó mediante 3 termopares tipo K colocados en tres puntos diferentes de la salida como muestra la siguiente figura.

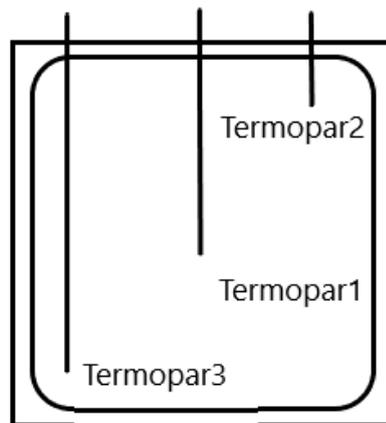


Figura 3. 11 Disposición de los termopares a la salida del receptor

La incertidumbre de estos sensores y del resto de elementos que componen el lazo experimental se ha detallado en un posterior apartado dentro de este capítulo.

Linterna Xenoluxe

Antes de especificar la lámpara utilizada en la linterna Xenoluxe, una lámpara de xenón con un espectro muy similar al solar, que la hace idónea para una aplicación como la que se va a dar en esta tesis.

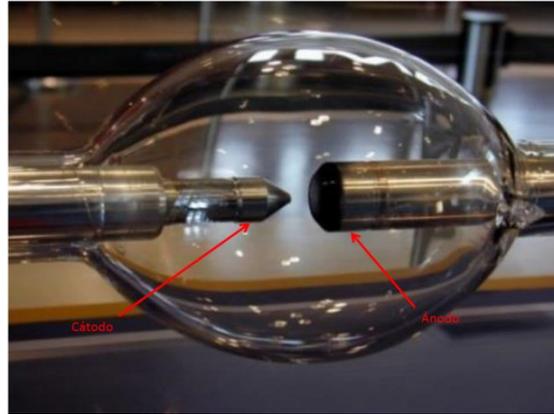


Figura 3. 12 Detalle de la lámpara del simulador solar de concentración

Las lámparas de xenón de alta presión generan la luz a partir de hacer circular corriente eléctrica a través del gas xenón ionizado a alta presión. Esta corriente eléctrica se genera a partir de un arco eléctrico formado entre el ánodo y el cátodo de la lámpara. Este tipo de lámparas producen una fuente de luz muy brillante, necesaria para producir rayos de luz colimada de alta intensidad. Además, las lámparas se caracterizan por tener la ventaja de que variaciones en la potencia no generan cambios significativos en el balance espectral de radiación emitida por la lámpara haciendo que no sea necesario que el voltaje de alimentación sea del todo estable (Gallo, et al., 2017). Para el caso de un simulador solar de alta concentración las lámparas de xenón son las de uso más extendido debido a que sus características, sobre todo la posibilidad de utilizar concentradores más profundos, las hacen idóneas para esta función.

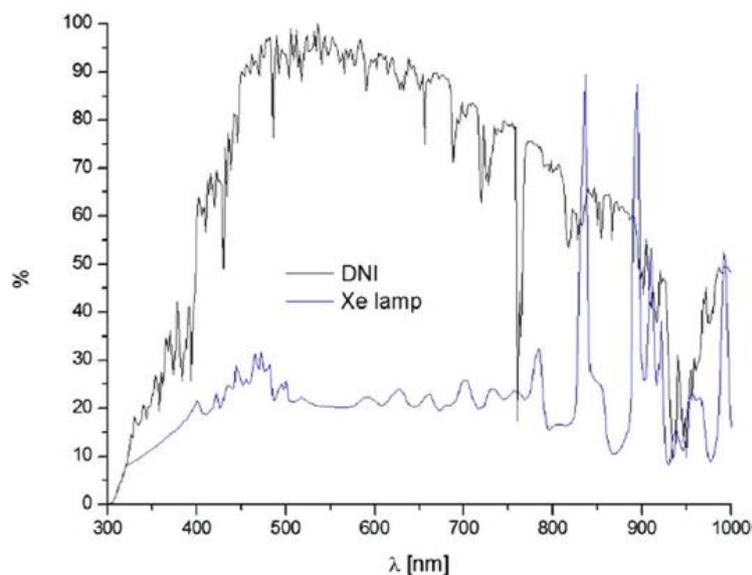


Figura 3. 13 Comparación del espectro solar y el de la lámpara (Gallo, et al., 2017)

Además de la lámpara, el concentrador es el segundo elemento importante que se debe tener en cuenta ya que de su forma dependerá la redirección y concentración de los

haces de luz emitidos por la lámpara. La gran mayoría de simuladores solares montan las lámparas dentro de reflectores formados a partir de un elipsoide de revolución. Con este sistema, colocando el arco entre ánodo y cátodo en el foco F1 del espejo la radiación emitida por la lámpara se concentrará en el foco más alejado del espejo F2 del elipsoide (Petrasch, et al., 2007).

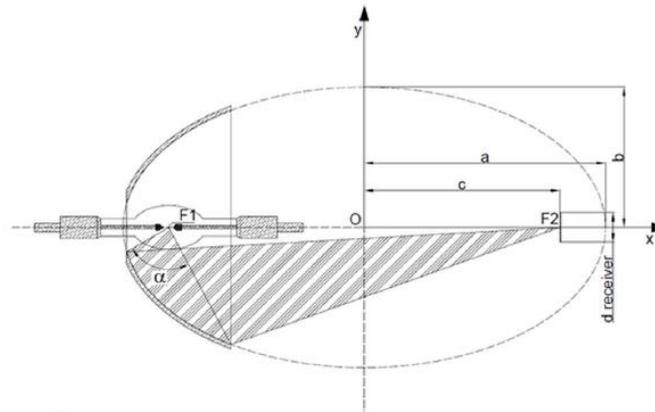


Figura 3. 14 Esquema de funcionamiento del concentrador

Además, el arco que genera la radiación no es puntual, sino que forma una línea que se refleja en forma de cono. Esto provoca que la radiación no sea reflejada y concentrada de igual manera por cada uno de los puntos del espejo. En particular, cuanto mayor sea la distancia entre el punto del espejo y el segundo foco más se agrava este fenómeno. Además, al tener el receptor un área finita este no puede recoger toda la radiación reflejada por el espejo aprovechando únicamente una parte de esta. Debido a esto, lámparas con excentricidades menores o que generen arcos eléctricos más cortos reducen estos efectos consiguiendo que la radiación que llegue al segundo foco sea mayor.

En el simulador solar en el que se va a ensayar el receptor, la lámpara utilizada es de la marca Osram, al igual que dos de las antes mencionadas, y el modelo es el XBO 7000W HS OFR de 7 kW cuyo croquis se puede ver en la figura 3.14 y sus características en la tabla 3.1.

Potencia nominal de la lámpara	7000 W
Voltaje nominal de la lámpara	42V
Corriente nominal de la lámpara	160 A
Rango de corrientes de trabajo	110-160 A
Voltaje de ignición	44 kVs
Flujo luminoso	350000 lm
Intensidad luminosa	35000
Luminosidad media	100000 cd/cm ²
Área luminosa	2.6x9.0 mm
Longitud de la lámpara	393 mm
Diámetro del bulbo	78 mm
Tamaño del electrodo (ánodo-cátodo)	10.4 mm
Vida útil media	900 h

Tabla 3. 2 Características de la lámpara

La lámpara se encuentra montada en un sistema compuesto por el concentrador y el control y alimentación de la lámpara formando la linterna. Esta linterna es la Proyecson Xenoluxe XL-7000. La linterna Xenoluxe XL-7000 proporciona los elementos de ajuste y enfoque del reflector para acercarse lo máximo posible al comportamiento ideal de reflexión, además permite el uso de diferentes reflectores para distintas distancias focales o que permitan atenuar la emisión infrarroja de la lámpara, aunque en este caso no sea de especial interés. También permite la refrigeración de la lámpara mediante la aspiración de aire, indispensable para el funcionamiento correcto de esta y para aumentar su vida útil. Por último, cuenta con una serie de componentes eléctricos y electrónicos que hacen posible que se forme el arco eléctrico necesario para la ignición de la lámpara (iniciador) y su conexión con el circuito de alimentación (terminales de conexión) así como sensores (amperímetro y horómetro) que facilitan el control de la potencia con la que está trabajando la lámpara y el uso que se ha hecho de esta. La apertura del espejo es 300mm y las distancias focales 55/825mm.



Figura 3. 15 Bombilla de Xenon y concentrador

Como se ha explicado anteriormente, este tipo de lámparas hacen uso de la corriente continua para funcionar por lo que se necesita, además de los componentes eléctricos y electrónicos de la linterna, de un rectificador que convierta la corriente alterna trifásica de la red en corriente continua de alimentación. Para esta labor se ha utilizado el rectificador Proyecson XP-EC 170, cuyas características eléctricas se describen en la tabla 3.2. El rectificador XP-EC 170 está diseñado especialmente para la alimentación de lámparas de xenón de arco corto como la que se utiliza en este caso.

Tensión de alimentación	350-420 V trifásica
Frecuencia de alimentación	50/60 Hz
Corriente de alimentación	16 A
Regulación de corriente de salida	50-175 A
Tensión de salida en vacío	135 V
Rizado máximo a la salida	2%
Límites de temperatura de funcionamiento	-5°C – 40°C

Tabla 3. 3 Características del rectificador

Intercambiador aire-agua

El motivo principal del uso de un intercambiador aire-agua que refrigere el aire calentado tras circular a través del receptor caliente no es tanto térmico, aunque también se puede utilizar para calcular la potencia absorbida por el aire, sino de protección de los componentes. La temperatura del aire caliente que ha circulado por la muestra puede superar fácilmente los 500°C por lo que podría dañar estructuralmente los componentes de la aspiración, que se coloca al final del circuito. Como posteriormente se verá, la aspiración de la instalación no está preparada para trabajar a temperaturas superiores a 120°C por lo que la refrigeración del aire se hace indispensable para el correcto funcionamiento del simulador.

Además, se aprovechará el intercambio de calor entre el agua y el aire para realizar un segundo cálculo de la potencia calorífica absorbida por el aire, a partir de la eficiencia de este intercambiador, determinada por el fabricante, los flujos máxicos de agua y aire y las temperaturas de entrada y salida de agua y aire.

El intercambiador con el que cuenta el simulador es un intercambiador aire-líquido estándar de la compañía PWR modelo PWI2991-4'x8' como el que se puede ver en la figura 3.16.

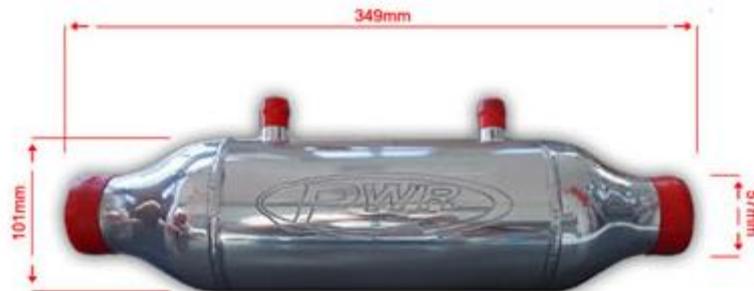


Figura 3. 16 Intercambiador aire agua.

La eficiencia del intercambiador, determinada por el fabricante utilizando como fluido refrigerador una mezcla de agua con un 20% de glicol, es máxima para bajos caudales de aire y altos caudales de líquido refrigerante.

El flujo de agua se controla mediante un sistema de caudalímetro, bomba y máquina enfriadora que permite controlar tanto el caudal de agua como la temperatura de entrada de esta. Para todos los ensayos realizados se ha fijado el caudal de agua en 1l/min, valor que asegura que el salto de temperatura en el agua al pasar por el intercambiador es siempre superior a 5K.

El intercambiador se encuentra completamente aislado mediante el mismo aislante cerámico que el prototipo y la temperatura superficial del ambiente medida mediante un termopar tipo K para comprobar que su valor es igual al de la temperatura ambiente y no se produce pérdida de energía con el ambiente. La temperatura del agua se ha medido a la entrada y a la salida del intercambiador mediante dos termo resistencias

PT100 de 4 hilos. Estas sondas permitirán realizar el balance de energía en el intercambiador. En las siguientes figuras se muestran tanto las PT100 como el termopar tipo K utilizados en este componente.

Medición de mapas de flujo

La medida de la radiación incidente que llega a cada punto de la superficie del prototipo receptor es de vital importancia para conocer la cantidad de potencia incidente que recibe el absorbedor y poder determinar el rendimiento térmico de este. Para determinar cuanta es la radiación que incide en cada punto de una superficie, es decir, el mapa de flujo radiante, son necesarios, además del elemento encargado de generar la radiación (la linterna previamente detallada), los siguientes componentes:

- **Radiómetro:** Elemento encargado de medir el flujo de radiación.
- **Posicionador:** Sistema de precisión encargado de desplazar el sensor de radiación entre los puntos que forman la superficie del mapa.

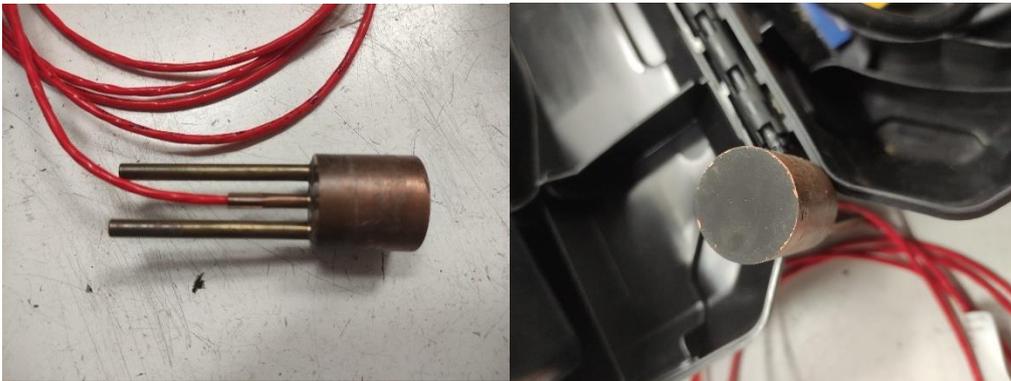


Figura 3. 17 Radiómetro Gardon

En las siguientes secciones se explicarán detalladamente ambos componentes, como se ha hecho con los anteriores instrumentos del simulador solar.

Radiómetro

El radiómetro es el sensor encargado de medir la radiación altamente concentrada de manera directa, estos sensores miden principalmente la energía térmica de los rayos en el espectro infrarrojo. Los radiómetros funcionan a partir de un transductor que mide la diferencia de temperatura entre dos puntos del sensor ya sea con un termopar o un foto-sensor. El radiómetro que se va a utilizar para medir los mapas de flujo es un radiómetro de tipo Gardon. Estos radiómetros desarrollados por Gardon en 1953 (Gardon, 1953), se caracterizan por tener un tamaño pequeño y debido a esto, un corto tiempo de respuesta haciéndolo un dispositivo adecuado para multitud de técnicas de medición de concentradores solares.

El radiómetro está fabricado por la empresa Vatel, única que realiza este tipo de sensores y el modelo a utilizar es el TG1000-4. El radiómetro está fabricado a partir de constatan y cobre y su superficie está recubierta de grafito coloidal (o Zynolite en otros

casos, dependiendo de cuanta sea la irradiancia máxima que tiene que soportar (Ballestrín, et al., 2003)) para aumentar su absorptividad. El transductor que utilizan estos sensores es un termopar diferencial que mide la diferencia de temperatura entre el centro y el extremo de un disco fino. El disco está montado en una cavidad cilíndrica siendo el disco y la cavidad aleaciones termopares complementarias (como son el cobre y el constantán). El radiómetro está refrigerado con agua para proteger los materiales de este.

El sensor tiene un factor de escala de 54.48 W/cm²/mV y una sensibilidad de 0.018 mV/W/cm², un error relativo del 3% y un rango de trabajo de 0-545 W/cm².

El radiómetro está acoplado al seguidor XYZ que lo desplazará por todos los puntos del barrido.

Posicionador XYZ

Para obtener la medida de flujo incidente adecuada en el plano donde se situará la superficie frontal del receptor es necesario un sistema de seguidor XYZ, que desplace el radiómetro por una serie de puntos de ese plano en los que se medirá el flujo para posteriormente dibujar el mapa de flujo de toda la superficie. Además, este sistema permite medir este mapa de flujo en diferentes planos a distintas distancias del punto focal del concentrador.



Figura 3. 18 Sistema posicionador XYZ

El seguidor, Standa 8MT175-100XYZ, utiliza motores paso a paso para controlar el movimiento del punto donde se coloca el radiómetro y su resolución (paso mínimo) es de 0.01 μ m. Para controlar los motores del seguidor se utiliza un controlador 8SMC4-USB, que, conectado a un ordenador con el software compatible, se encarga de mover cada uno de los motores del seguidor para desplazar el radiómetro al punto que sea necesario. Además del movimiento manual del brazo del seguidor mediante el software que se ve a continuación, el controlador también permite cargar el programa para que el seguidor mueva su brazo por los puntos del barrido de manera automática.

Los mapas de flujo se miden en una sección cuadrada con un tamaño algo superior a la superficie frontal del absorbente, en este caso 50x50mm. La resolución de los motores permite realizar mallas muy finas, pero que necesitan un tiempo alto para su barrido completo. Intentando llegar a un compromiso entre la exactitud de la malla y el tiempo de barrido para realizar las medidas de flujo se ha tomado un paso entre puntos de 2.5mm. La figura 3.19 es un ejemplo de estos mapas.

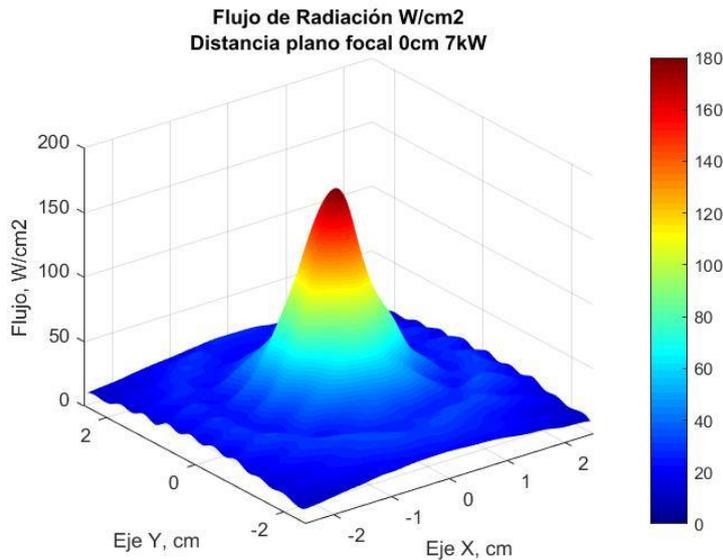


Figura 3. 19 Ejemplo de mapa de flujo

Sistema de aspiración

Para controlar el caudal de aire que circula a través del prototipo es necesario un sistema de aspiración que obligue al aire a circular a través del prototipo. Para esta función se ha utilizado el ventilador Soler & Palau CBT-80N.

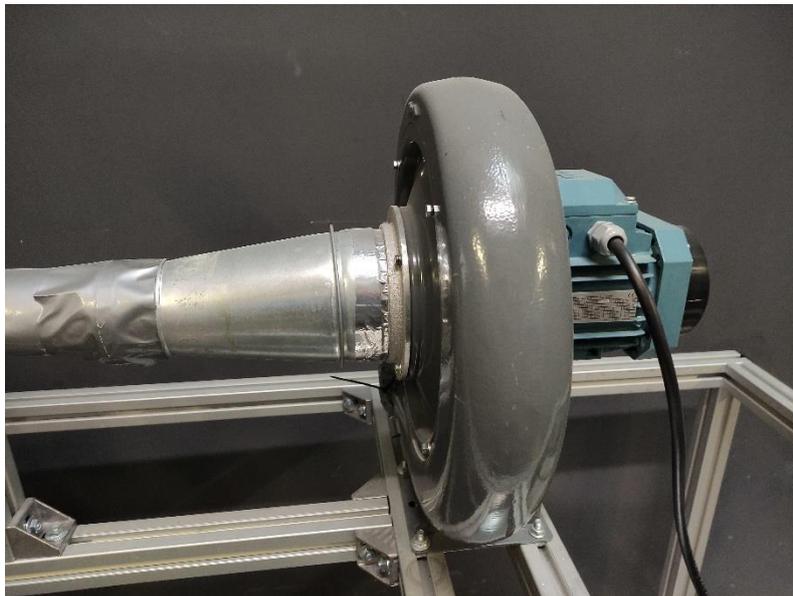


Figura 3. 20 Ventilador de aspiración

El ventilador es un sistema centrífugo de álabes radiales que produce una aspiración en el fluido impulsándolo por el circuito de aire. Tiene una potencia de 0.37kW y un caudal nominal de trabajo de 730m³/h aunque el parámetro de funcionamiento más importante es la temperatura máxima del aire que son capaces de soportar los componentes del ventilador, que en este caso no puede ser superior a 120°C. Esta limitación en la temperatura es la que obliga a refrigerar el aire caliente tras atravesar el prototipo.

Mediante este sistema y el caudalímetro de aire, detallado en el siguiente apartado, se controla en todo momento las condiciones del flujo de aire que atraviesa el prototipo.

Debido al gran tamaño del ventilador, el flujo de aire que circula por el lazo se controló a partir de dos elementos, el variador de frecuencia que alimenta el ventilador, con el que se varía la velocidad de giro de los álabes y un ojo de pez como el de la imagen para generar pérdidas de carga en el ventilador.



Figura 3. 21 Variador de frecuencia (izq) y ojo de pez (der) para el control del flujo de aire

Caudalímetro de aire

Por último, el flujo de aire que circula por el receptor se midió mediante un caudalímetro de aire ABB SwirlMaster FSS450 Swirl Flowmeter como el de la figura 3.22.

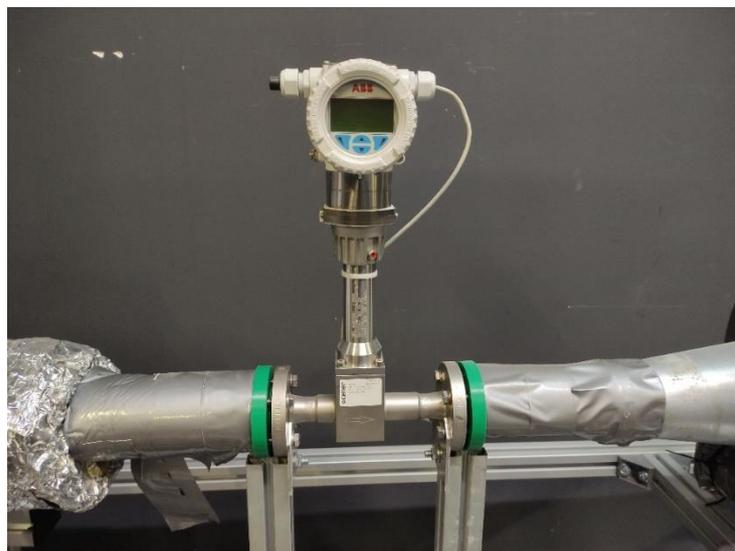


Figura 3. 22 Caudalímetro de aire

Este flujo de aire también es necesario para realizar el balance de potencias y calcular la eficiencia térmica del receptor.

Sistema de adquisición

Es necesario un sistema de adquisición que reciba los datos enviados de los diferentes sensores de los que dispone el simulador solar. Para esto se hace uso de un multímetro que se encarga de almacenar la información de los sensores y mandarla al PC para posteriormente tratarla con el software BenchBue que muestra la evolución de los sensores en tiempo real.

El multímetro es el dispositivo encargado de la adquisición de datos y está formado a partir de un multiplexor de relé en el que se pueden instalar hasta tres tarjetas de 20 canales pudiendo alcanzar los 60 canales. El sistema empleado es el adquisidor Keysight-Agilent 34970A conectado con el software BenchBue con una resolución de 22 bits, una precisión de tensión DC del 0.004% y una velocidad de adquisición de hasta 500 lecturas por segundo. Como ya se ha comentado previamente, las incertidumbres de todos los dispositivos utilizados en esta tesis se han detallado en una sección posterior de este mismo apartado

Para este caso, los test que se van a realizar al prototipo del receptor solar requieren que se configure el sistema de adquisición para registrar las señales:

- Tres termopares tipo K para medir la temperatura del aire a la salida del receptor.
- Una entrada de voltaje para medir la sonda de temperatura ambiente.
- Un termopar tipo K para medir la temperatura en la superficie del aislante.
- Dos entradas de corriente para la señal de los caudalímetros.

Cámara Infrarroja

Para controlar la temperatura superficial de los discos de acero y evitar problemas por sobre temperaturas del material, se ha colocado en el banco enfocando a la superficie frontal de los discos una cámara infrarroja FLIR A615 como la de la figura 3.23.

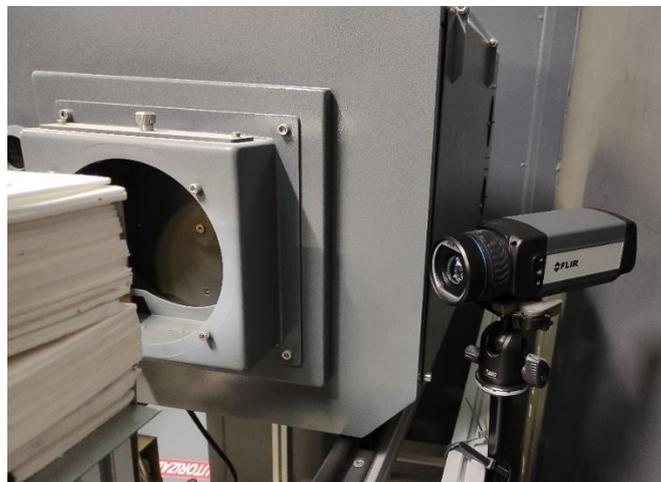


Figura 3. 23 Cámara infrarroja

En la figura 3.24 se puede observar una de las imágenes tomadas con esta cámara mostrando que la temperatura de la cara frontal del receptor siempre se encuentra en valores razonables para el acero, a temperaturas máximas del material alrededor de 700°C, siempre más de 100°C por debajo de los 850°C de temperatura máxima de trabajo del acero inoxidable del receptor.

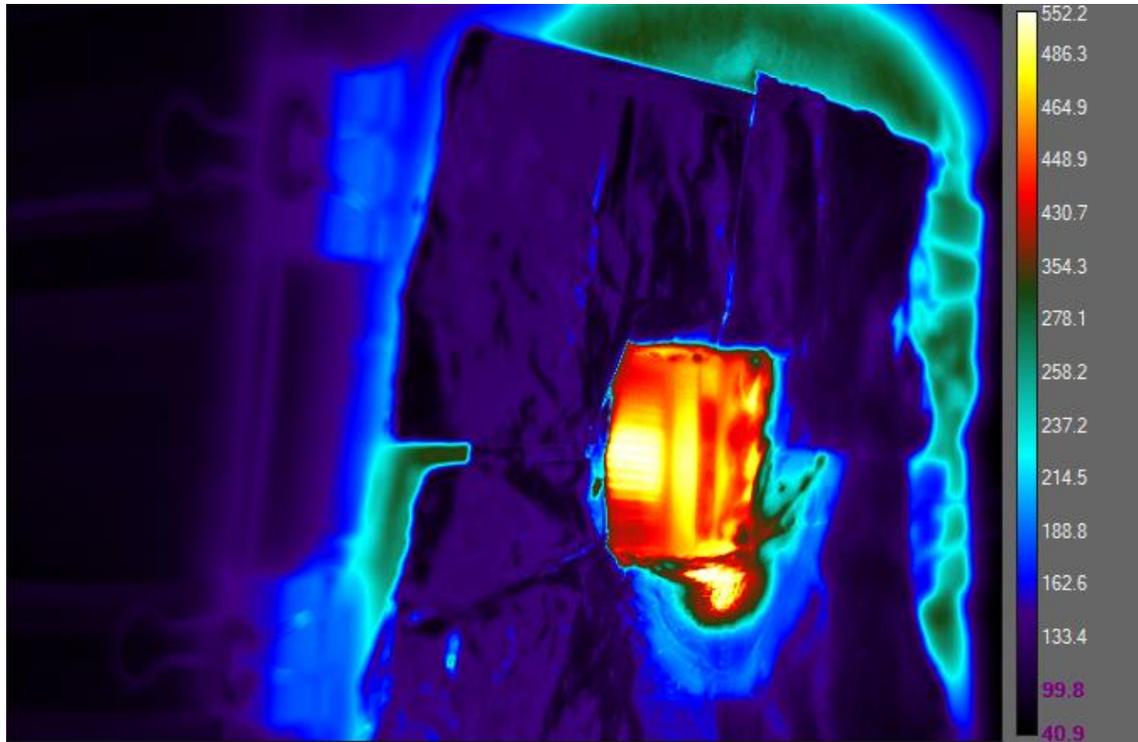


Figura 3. 24 Tomas de la superficie frontal del receptor realizadas con cámara termográfica

La cámara se calibró previamente a cada ensayo mediante un termopar a temperatura ambiente, con la emisividad del Pyromark 2500 hasta ajustarla a la temperatura real del termopar, coincidiendo la emisividad ajustada en el software de la cámara con la de la pintura térmica.

3.3 Evaluación térmica del receptor. Metodología de cálculo de resultados del ensayo

La caracterización del receptor se realizó siguiendo la metodología utilizada en Ávila-Marín, et al. (Ávila-Marin, et al., 2018) basada en referencias anteriores como (Hoffschmidt, et al., 1999) (Téllez, et al., 2001) en las que se estimó la eficiencia térmica de receptores volumétricos formados por mallas metálicas. Esta caracterización se basa en el análisis del rendimiento del absorbedor, este método supone que la potencia absorbida en el absorbedor por el aire es la suma de la potencia a la salida del receptor más las pérdidas del mismo.

Para llevar a cabo este método, primero hay que estimar la temperatura a la entrada del intercambiador en estado estacionario, luego la potencia a la salida del absorbedor y, a partir de la potencia radiante, se puede calcular el rendimiento del receptor. Utilizando

este método, es posible obtener dos variables de funcionamiento del absorbedor: la eficiencia térmica y la temperatura del aire de salida, que se utilizarán para evaluar el rendimiento del concepto de disco, así como para validar las simulaciones del modelo CFD.

La eficiencia del receptor se define como la potencia de salida del receptor dividida por la potencia de entrada al mismo, es decir, la relación entre la potencia absorbida por el aire que fluye a través del receptor dividida por la potencia incidente en la superficie frontal (Eq.3.13). Esta eficiencia térmica depende principalmente de la radiación que incide en el receptor y del flujo de aire que lo atraviesa (es decir, la temperatura de funcionamiento del receptor obtenida), habiendo definido la radiación en la superficie frontal del receptor como una constante, se evaluará la eficiencia térmica para diferentes caudales máxicos.

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\dot{Q}_{\text{air receiver}}}{Q_{\text{rad}}} \quad (3.13)$$

A partir del mapa de radiación mostrado en la figura 3.19, la potencia incidente en la apertura del receptor puede calcularse a partir de la integración sobre la superficie del receptor (3x3 cm) de dicha función utilizando la ecuación 3.14.

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \int_{-x}^x \int_{-y}^y \dot{q}_{\text{rad}}(x, y) dx dy \quad (3.14)$$

Aplicando esta integral a la función de incidencia para x entre [-1,5, 1,5] e y entre [-1,5, 1,5], se puede obtener la potencia incidente en la apertura del receptor.

Para calcular la potencia absorbida a través del receptor por el aire, será necesario conocer la potencia térmica absorbida por el agua en el intercambiador, estimar las pérdidas en el intercambiador, estimar la temperatura del aire a la entrada del intercambiador/salida del receptor y estimar las pérdidas de las paredes del receptor con el entorno.

Las pérdidas térmicas en el intercambiador y en el receptor se estimaron a partir de los termopares de tipo K colocados en estas superficies. Las medidas de temperatura de estos termopares, con valores iguales o muy próximos a la temperatura ambiente, con diferencias menores a 1°C, permiten afirmar que el aislamiento cerámico utilizado es suficiente para considerar estas pérdidas despreciables. La potencia absorbida por el agua en el intercambiador de calor, así como la temperatura del aire a la salida del receptor/entrada del intercambiador, se estimaron a partir de los balances energéticos aplicando la metodología que se explica a continuación.

La potencia obtenida en el intercambiador de calor se calculó mediante la integración del balance de energía conociendo las temperaturas del agua a la entrada y a la salida y el flujo máxico del agua a través del intercambiador, como se muestra en la siguiente ecuación 3.15.

$$\dot{Q}_w = \dot{m} \cdot c_{pW}(T_{w \text{ out}} - T_{w \text{ in}}) \quad (3.15)$$

Dado que las pérdidas en el intercambiador son despreciables, como ya se ha dicho, la potencia entregada por el aire en el intercambiador es igual a la potencia absorbida por el agua. En consecuencia, aplicando el mismo balance al lado del aire del intercambiador, con el caudal másico y el Cp del aire y la temperatura de salida del aire del intercambiador, se puede estimar la temperatura del aire a la entrada del intercambiador resolviendo las ecuaciones siguientes (Eq. 3.16 y Eq. 3.17). Esta temperatura también ha sido medida mediante 3 termopares pero debido a la falta de un homogeneizador de flujo que homogeneice las temperaturas a la salida del receptor y a la gran concentración de la radiación las medidas de temperatura en diferentes puntos de la misma sección son muy diferentes, siendo menos fiables para el cálculo de los balances de energía. Para los balances de aire se ha definido un calor específico del aire constante para cada ensayo, calculado a la temperatura media del aire entre la entrada y la salida. El error cometido al realizar esta simplificación es asumible debido a que la variación del Cp del aire en el intervalo entre 300°C y 400°C es del 2% (1044 J/kgK a 300°C y 1069 J/kgK a 400°C).

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{air} \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{air \text{ heat ex}} = \dot{m} \cdot c_{pAir}(T_{air \text{ in}} - T_{air \text{ out}}) \quad (3.17)$$

Una vez estimada la temperatura del aire a la salida del receptor, mediante un balance de potencia y conociendo la temperatura a la entrada del receptor que ha sido medida por el sensor de temperatura ambiente colocado cerca de la entrada, es fácil calcular la potencia absorbida por el aire a través del receptor aplicando la siguiente ecuación, 3.18:

$$\dot{Q}_{air \text{ receiver}} = \dot{m} \cdot c_{pAir}(T_{air \text{ out}} - T_{air \text{ in}}) \quad (3.18)$$

Con esta potencia térmica conocida se puede calcular el rendimiento térmico del receptor siguiendo la ecuación 3.13.

Cálculo de incertidumbres en la medida

Para evaluar los resultados experimentales es necesario conocer las incertidumbres de cada medición y estimación, U. Esta medida dependerá de las incertidumbres estáticas, U_e , y de las incertidumbres de medición, U_m , como se muestra en la ecuación siguiente, 3.19:

$$U = \sqrt{U_e^2 + U_m^2} \quad (3.19)$$

En primer lugar, se calculan las incertidumbres estáticas a partir de la desviación estándar de cada una de las mediciones repetidas. Las incertidumbres de medición corresponden a las obtenidas en los procesos de calibración de cada uno de los sensores medidos durante la prueba. Estas incertidumbres se pueden encontrar en la tabla 3.4:

Sensor	INCERTIDUMBRE
PT100 ENTRADA DE AGUA	0.03K
PT100 SALIDA DE AGUA	0.03K
tERMOPAR DE TEMPERATURA AMBIENTE TIPO K	0.15K
tERMOPAR DE TEMPERATURA DE SALIDA DE AIRE TIPO K	0.15K
CAUDALÍMETRO DE AIRE	0.0002 m ³ /h
CAUDALÍMETRO DE AGUA	0.001 l/min

Tabla 3. 4 Incertidumbres de los sensores

Además de la incertidumbre de las mediciones directas, también hay que calcular la incertidumbre de las mediciones indirectas. Estas mediciones son las variables estimadas y pueden calcularse a partir de la ley de propagación del error siguiendo las siguientes ecuaciones, Eq. 3.20 y Eq. 3.21 (Goodman, 1960):

$$q = f(x, y) \quad (3.20)$$

$$\partial q = \left| \frac{df}{dx} \right| \partial x + \left| \frac{df}{dy} \right| \partial y \quad (3.21)$$

Donde q es el valor de la medición indirecta, función de x e y y δq , δx y δy sus incertidumbres. Aplicando la ecuación anterior a cada una de las ecuaciones definidas en el apartado anterior, es posible calcular los errores de las medidas indirectas y cómo se propagan desde las medidas directas de los sensores hasta el cálculo final de la temperatura del aire a la salida del receptor y la potencia absorbida por el aire a través del mismo.

Teniendo en cuenta las incertidumbres de medición y el rango de medición de cada equipo en los experimentos, el caudalímetro másico de agua y el caudalímetro másico de aire son los puntos más débiles de todo el sistema de medición. A pesar de ello, la precisión de ambos caudalímetros es lo suficientemente alta como para garantizar la validez de las mediciones. Los errores relativos que se muestran en la siguiente sección, siempre inferiores al 15%, demuestran la validez de los sistemas de medición. El rango de caudal másico de aire estudiado en la validación se determinó por la limitación en el rango de medición del caudalímetro de aire y la temperatura máxima permitida para el acero, alrededor de 900°C. El caudalímetro de aire puede trabajar con caudales

inferiores a 0,00026 kg/s, pero este límite es un valor de seguridad para garantizar la estabilidad térmica del material del prototipo.

Resultados del ensayo y conclusiones

Una vez explicada la metodología de ensayo seguida para los test del prototipo, en este sub-apartado se van a mostrar los resultados obtenidos de esta experimentación. En la siguiente gráfica, figura 3.35, se muestran las condiciones de radiación en la superficie frontal del receptor durante el ensayo correspondiente a la potencia en el punto focal del sistema de concentración con la lámpara trabajando a máxima potencia, a la que se han llevado a cabo todos los ensayos.

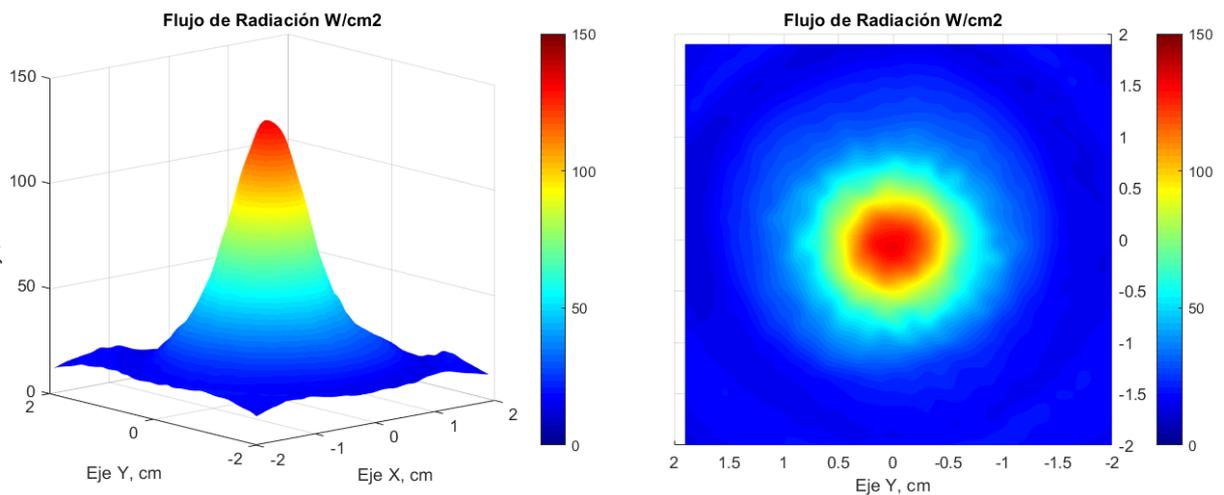


Figura 3. 25 Mapa de radiación medido para los ensayos del prototipo

En cuanto al flujo másico de aire de los experimentos, se han estudiado 10 caudales comprendidos entre 3.24 y 2.41 m³/h, correspondiente a 0.00052 kg/s y 0.00012 kg/s. Como ya se ha explicado el flujo másico de agua durante todos los experimentos se fijó en 1 ó 2 l/min según el punto de estudio para tener suficiente salto de temperatura en el agua. Cada uno de los experimentos se realizó durante como mínimo 2 horas para asegurar la estabilidad de las variables térmicas, quedándose el último valor como solución. Todos los puntos de flujo másico estudiados se repitieron 3 veces para comprobar la repetitividad del experimento.

En la siguiente tabla, tabla 3.5, se pueden ver los resultados de estos ensayos llevados a cabo en el simulador solar.

TERMOPAR 2 (°C)	TERMOPAR 1(°C)	TERMOPAR 3(°C)	Sonda T _{ambiente} (°C)	T _{entrada} agua (°C)	T _{salida} agua (°C)	T _{salida} aire intercambiador (°C)	Caudal aire (m ³ /h)	Caudal agua (l/min)
371.00	421.00	388.00	42.90	19.90	23.00	42.60	3.24	2.01
351.00	398.00	364.00	41.90	19.90	23.10	38.00	3.56	2.01
397.00	457.00	414.00	40.80	20.10	25.90	42.50	2.88	1.00
395.00	452.00	413.00	41.20	20.00	22.90	40.50	2.87	2.00
434.00	491.00	458.00	42.40	20.10	25.90	45.40	2.50	1.01
561.00	614.00	569.00	39.90	20.00	25.00	50.90	1.63	1.00
515.00	573.00	523.00	41.80	19.90	25.40	48.60	1.96	1.01
500.00	559.00	504.00	40.90	20.00	25.60	49.90	2.09	1.01
480.00	541.00	485.00	39.80	20.00	25.70	47.20	2.26	1.00
459.00	520.00	466.00	40.60	20.00	25.80	42.40	2.41	1

Tabla 3. 5 Resultados obtenidos de la experimentación

A partir de los resultados medidos en la tabla anterior, y siguiendo el procedimiento de cálculo previamente explicado, se han obtenido las potencias térmicas y temperaturas de aire media a la salida del receptor, valores que servirán para la validación del modelo CFD, que se pueden ver en las siguientes tres gráficas, figura 3.26, figura 3.27 y figura 3.28:

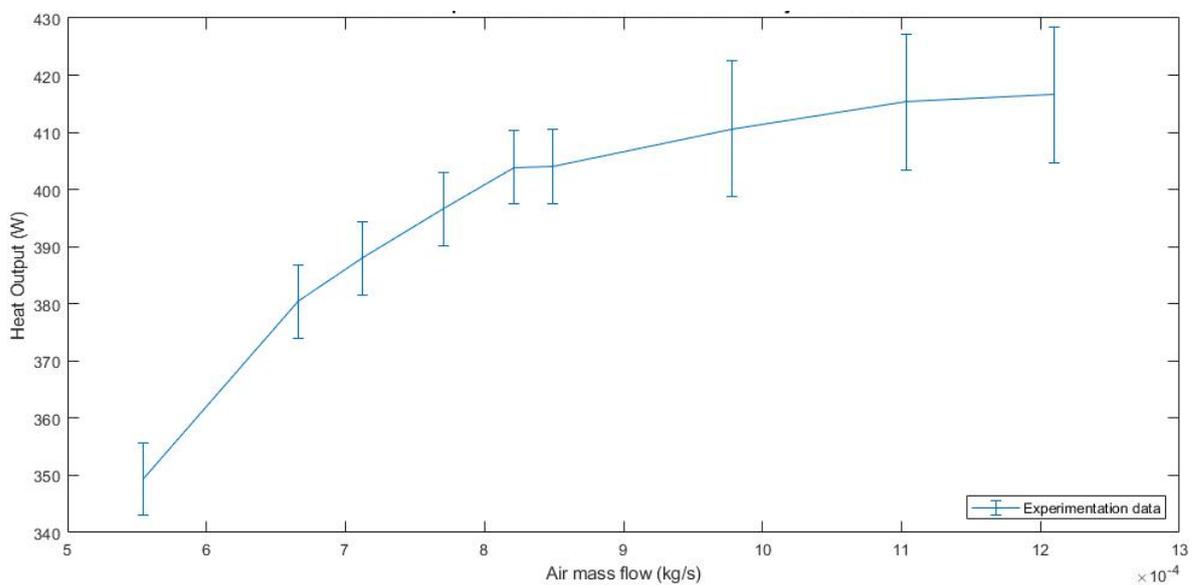


Figura 3. 26 Potencia absorbida por el aire calculada a partir de medidas experimentales a potencia máxima y con la temperatura ambiente que se muestra en la tabla 3.5

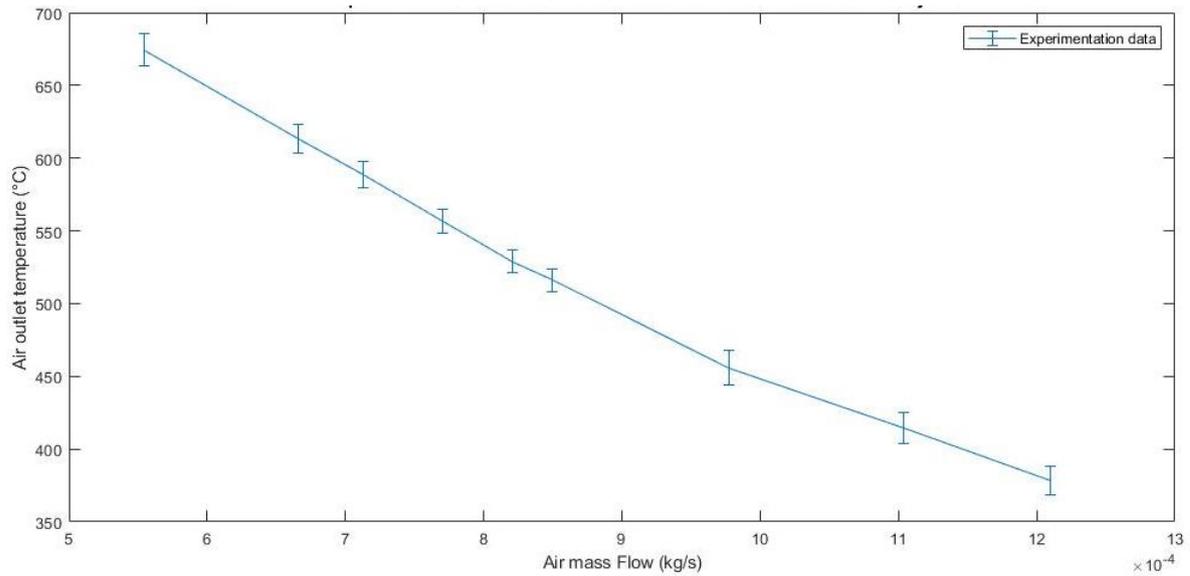


Figura 3. 27 Temperatura media del aire a la salida del receptor calculada a partir de los resultados experimentales a potencia máxima y con la temperatura ambiente que se muestra en la tabla 3.5

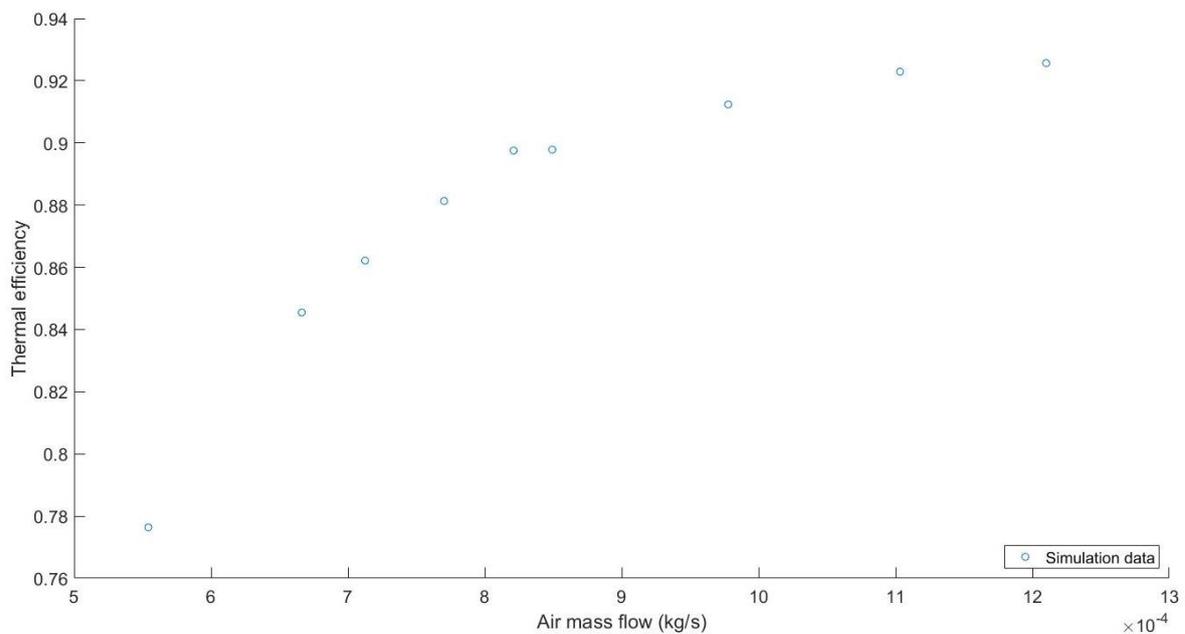


Figura 3. 28 Temperatura media del aire a la salida del receptor calculada a partir de los resultados experimentales a potencia máxima y con la temperatura ambiente que se muestra en la tabla 3.5

Como se puede ver en las gráficas, los resultados son bastante prometedores en términos de eficiencia térmica, pero el análisis en profundidad de estos se realizará en posteriores apartados. Los valores de eficiencia mostrados por el receptor superan a los mostrados en el estado del arte (tabla 2.1) suponiendo esto una mejora en la tecnología. A pesar de esto, esta eficiencia térmica mostrada por la experimentación se encuentra por debajo de la eficiencia del receptor real, debido principalmente a las condiciones de flujo que se han aportado. El flujo del simulador solar, que sigue una distribución normal con su máximo en el centro de la apertura del receptor, no permite trabajar al prototipo en su punto óptimo de funcionamiento, siendo este al trabajar el receptor con radiación homogénea en la apertura. Esta comparación ya da una idea de la gran ventaja del

receptor de discos frente al estado del arte, como se puede ver en la tabla 3.6, ya que a pesar de haber sido ensayado lejos de su punto óptimo en condiciones de radiación, su eficiencia térmica está por encima del estado del arte actual.

Proyecto	Rendimiento térmico η_{\max}	Temperatura de trabajo
SIREC (Marcos, et al., 2004)	85%	500 °C (η_{\max}) / 973 °C (T_{\max})
SOLAIR (Téllez Sufrategui, 2003)	70-75%	750 °C (η_{\max}) / 1000 °C (T_{\max})
Foam CAPTURE (Zaversky, et al., 2020)	90% (No Experimental)	400 °C (η_{\max}) / 1200 °C (T_{\max})
REFOS (Buck, et al., 2002)	~80%	815 °C (T_{\max})
SOLTREC (Del Río, et al., 2015)	70%	750 °C (η_{\max}) / 1000 °C (T_{\max})
Receptor Activo de Discos	0.9257-0.78	400°C (η_{\max}) / 680°C (T_{\max})

Tabla 3. 6 Comparativa eficiencia con estado del arte

Otra conclusión del funcionamiento del receptor que se puede obtener de los resultados es la evolución hacia un comportamiento casi asintótico de los 3 parámetros estudiados y medidos. Esto se debe a que conforme mejora la transferencia de calor al aumentar la turbulencia del fluido (hecho que se produce al aumentar el flujo másico) la diferencia de temperatura entre los discos y el aire que circula a través de ellos es menor y la potencia de pérdidas del receptor debida a la radiación también es menor, al reducir la temperatura de los discos. Debido a la ecuación de radiación, para iguales valores temperatura ambiente (hacia donde radia el receptor) la potencia de pérdidas disminuye siguiendo una función de grado 4 conforme disminuye la temperatura de los discos, siendo el límite de esta en el caso ideal de que los discos se encontrasen a la misma temperatura del ambiente.

Además, en estado estacionario, la potencia absorbida por el aire está limitada por la potencia radiante que alcanza los discos, generada por el simulador solar, haciendo que esta potencia nunca pueda ser mayor que la del sistema de concentración, llegando a ser la misma en un caso ideal en el que toda la potencia radiante de la lámpara fuese absorbida por el aire, situación en la cual alcanzaríamos el rendimiento del 100% del receptor y no tendríamos pérdidas por radiación.

En posteriores secciones de este apartado se compararán los resultados con los obtenidos del modelo CFD para validar este.

4. Simulaciones CFD del prototipo y validación a partir de medidas experimentales

En este capítulo se desarrolló un modelo CFD, mediante el software comercial ANSYS Fluent, del prototipo ensayado durante el capítulo anterior en el que se estudió el comportamiento térmico y fluido dinámico del aire al circular a través del receptor. La finalidad de este capítulo fue disponer de una herramienta fiable y rápida mediante la cual conocer cómo se comporta el receptor ante diferentes condiciones de trabajo, alcanzando así el objetivo específico III de la tesis. Además, esta herramienta servirá como primera iteración y referencia del proceso de optimización y escalado del receptor en futuros trabajos sobre el concepto. Durante este capítulo, además de describir el modelo realizado, también se han mostrado los resultados del mismo para las condiciones ensayadas en el capítulo 3, permitiendo la validación del modelo, cuestión clave para la fiabilidad del mismo y para el desarrollo de posteriores capítulos en los que se ha estudiado en receptor bajo condiciones reales.

El primer paso para detallar el modelo CFD será realizar una pequeña introducción, que puede ser ampliada a partir de la referencia citada (principalmente la guía teórica de Fluent) de los modelos teóricos de radiación y turbulencia a partir de los cuales se resolverá el problema presentado.

Una vez mostrado esto, se pasará a definir el resto de parámetros del modelo tanto geométricos como de malla y condiciones de contorno, necesarios para la resolución del modelo.

Modelo de radiación

El software necesita de un modelo matemático que permita incluir en el cálculo el calentamiento o enfriamiento de las superficies que forman el modelo debido a la radiación. ANSYS Fluent cuenta con cinco modelos de radiación que permiten modelar este intercambio de energía incluyendo o dejando fuera de la interacción, según sea conveniente para el problema, el medio en el que se encuentran las superficies. Estos modelos son (ANSYS Inc., 2009):

- Modelo de radiación de Transferencia Discreta (DTRM)
- Modelo de radiación P-1
- Modelo de radiación Rosseland
- Modelo de radiación Surface-to-Surface (S2S)
- Modelo de radiación de Ordenada Discreta D

El modelo S2S es el que mejor describe la radiación para un caso de estudio como el desarrollado en esta tesis; es por esto que este modelo será el único que se desarrolle de forma detallada a continuación.

El modelo S2S es conveniente para resolver el intercambio de calor por radiación entre superficies grises y difusas dentro de cavidades. Este intercambio depende principalmente del factor de forma entre ambas, función del tamaño, la distancia y la

orientación entre las superficies. El modelo asume que cualquier efecto de absorción, emisión o dispersión de la radiación es despreciable con lo que únicamente tiene en cuenta la radiación entre superficies o surface-to-surface.

Como ya se ha comentado, el modelo considera que todas las superficies que forman la geometría son grises (su emisividad y su absorptividad no dependen de la longitud de onda y son iguales ($\epsilon = \alpha$) y difusas (la reflectividad no depende de la dirección de incidencia de la radiación). Además, el modelo asume que el medio en el que se encuentran las superficies no afecta al intercambio de radiación entre estas.

Teniendo estos factores en cuenta, de la energía incidente en una superficie gris y difusa (E), una parte será reflejada (ρE), otra parte será absorbida (αE) y el resto se transmitirá en el medio (τE). Si se tiene en cuenta que los cuerpos que intervienen en estos sistemas son normalmente opacos, se puede despreciar la transmisividad, obteniendo así las relaciones 4.1 y 4.2:

$$\alpha + \rho = 1 \quad (4.1)$$

$$\rho = 1 - \epsilon \quad (4.2)$$

Una vez clara esta relación, se puede realizar el desarrollo matemático utilizado por el modelo para resolver la radiación.

La potencia radiante que sale de una superficie está formada por dos componentes, la potencia emitida por esta superficie y la reflejada, que depende de la potencia saliente del resto de superficies que forman el modelo. La potencia saliente de una superficie k se puede expresar como la ecuación 4.3:

$$q_{out,k} = \epsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k} \quad (4.3)$$

Donde σ es la constante de Boltzmann y $q_{in,k}$ la potencia incidente que llega a la superficie proveniente de las superficies de alrededor.

Modelo de turbulencia

Como ya se ha comentado, el software se basa principalmente en dos modelos para la resolución del problema, el modelo de radiación y el modelo de turbulencia. Una vez definido que es y cómo funciona el modelo de radiación, es necesario también conocer el funcionamiento del modelo de turbulencia.

Los flujos turbulentos están caracterizados por campos de velocidades variables que producen variaciones en las cantidades de momento y energía a lo largo del campo fluido. Al ser estas fluctuaciones de pequeña escala y gran frecuencia es computacionalmente demasiado exigente como para su simulación directa en la mayoría de aplicaciones y equipos de simulación.

Estos modelos modifican las ecuaciones que gobiernan la mecánica de fluidos de manera instantánea mediante expresiones medias en el tiempo, expresiones medias para un conjunto de valores u otro tipo de manipulaciones de las ecuaciones que resulten en una serie de ecuaciones con un coste computacional de resolución menor.

Sin embargo, estas ecuaciones modificadas introducen variables al problema cuya resolución necesita de los modelos de turbulencia.

El software ANSYS Fluent tiene implementados un gran número de modelos de turbulencia que son los siguientes (ANSYS Inc., 2009):

- Modelo Spalart-Allmaras.
- Modelo $k - \epsilon$
- Modelo $k - \omega$.
- Modelo de transición $k - k_l - \omega$
- Modelo de transición SST.
- Modelo $v^2 - f$.
- Modelo RSM.
- Modelo DES.
- Modelo LES.

De los modelos de turbulencia implementados en ANSYS Fluent, el utilizado para la modelización del comportamiento del receptor es el SST $k - \omega$, una variación del modelo $k - \omega$ estándar.

El modelo SST funciona de manera similar al modelo estándar, con ecuaciones de transporte tanto para k como para ω existiendo las diferencias más grandes en la formulación de la capa límite y la viscosidad turbulenta. El modelo SST parte del modelo estándar en la parte interior de la capa límite y lo va cambiando gradualmente hacia la parte exterior de la capa límite donde utiliza una versión del modelo para altos números de Reynolds. Además, el SST cambia la formulación de la viscosidad turbulenta para tener en cuenta los efectos de los esfuerzos cortantes.

Este modelo fue desarrollado por Menter (Menter, 1994) con el objetivo de unir la precisión de los resultados del modelo $k - \omega$ en las inmediaciones a las paredes con la independencia del modelo $k - \epsilon$ en las regiones en las que el fluido circular libremente mediante la transformación del modelo $k - \epsilon$ a la formulación del modelo $k - \omega$. Para conseguir esto el modelo utiliza una función de mezcla que permite aplicar ambos modelos a la vez. Esta función de mezcla se implementa de tal manera que valga 1 en las regiones cercanas a las paredes de la geometría, activando el modelo $k - \omega$ estándar, y cero en las regiones alejadas activando el modelo $k - \epsilon$.

Estudios previos realizados

Antes de centrarse en el rendimiento térmico específico del novedoso absorbedor volumétrico activo, es conveniente analizar otros estudios de similar carácter realizados en los que se aplican disposiciones similares de refrigeración de discos giratorios.

La convección entre un disco que se encuentra girando y una corriente de un fluido que lo atraviesa es un fenómeno de gran interés sobre el que estudiar debido a la numerosa cantidad de aplicaciones que son fácilmente idealizadas mediante este sistema físico. Algunas de estas aplicaciones, en las que el intercambio de energía es muy importante en su funcionamiento, pueden ser: las turbo-máquinas (Singh, 2017) tanto turbinas

como bombas, la refrigeración de los frenos de disco en vehículos (Mehdi, et al., 2018) (Yan, et al., 2016) o la refrigeración de los discos duros magnéticos (Molki & Nagalla, 2005). Debido a esto, el estudio, tanto teórico como experimental, del comportamiento hidráulico y sobre todo térmico del sistema es objetivo principal de gran número de investigaciones (Goldstein, 1935) (Wagner, 1948) (Jin Sung, et al., 1996) (Cardone, et al., 1997). Algunas de las conclusiones obtenidas de estas investigaciones pueden ser útiles para prever el funcionamiento del receptor que es motivo de estudio en la presente tesis.

El fin de estos estudios es conocer la distribución del número de Nusselt en la superficie del disco en un sistema del cual se conoce su funcionamiento y compararlo con las referencias existentes (Shevchuk, 2009) (Zandbergen & Dijkstra, 1987). La determinación de estas expresiones se puede llevar a cabo de forma experimental (Latour, et al., 2011), mediante simulaciones (Zare & Hosseini, 2017) o mediante la analogía entre transferencia de masa y calor (He, et al., 2005). Del estado del arte se obtiene que, en casos de convección forzada el número de Nusselt generalmente es una función del Prandtl y el Reynolds del sistema; es por esto que de los resultados obtenidos de los números de Nusselt es posible obtener una función de cómo varía el Nusselt en función a estos. Para el caso del aire casi el total de las investigaciones consideran un Prandtl de entre 0.7 y 0.74 en el fluido. Los estudios son coincidentes para los dos casos más sencillos de estudio en cuanto a las expresiones del número de Nusselt obtenidas tanto para régimen laminar como para régimen estacionario (Shevchuk, 2009) (Zare & Hosseini, 2017).

Con el fin de poder seleccionar el modelo de turbulencia que se ajuste al problema que se va a modelar y realice una solución más precisa de este, se ha hecho una búsqueda de problemas similares en la bibliografía en las que se hayan estudiado los sistemas de discos giratorios con corrientes de aire transversales a esos discos. De esta búsqueda se han obtenido una serie de resultados del número de Nusselt que se muestran resumidos en la siguientes tablas, tabla 4.1 y tabla 4.2. Los resultados han sido obtenidos de las referencias (Zare & Hosseini, 2017) (Latour, et al., 2011) (Trinkl, et al., 2011) (aus der Wiesche, 2007) (Watel, et al., 2000) (Latour, et al., 2011) (Watel, et al., 2000).

Referencia	Régimen Laminar	Régimen Turbulento
(Zare & Hosseini, 2017)	No se ha obtenido expresión	$Nu_m = 0.0154Re_\omega^{0.8}$
(Latour, et al., 2011)	$Nu_m = 0.556Re_\omega^{0.5}$	No se ha obtenido expresión
(Trinkl, et al., 2011)	$Nu_m = 0.36Re_\omega^{0.5}$	$Nu_m = 0.015Re_\omega^{0.8}$
(aus der Wiesche, 2007)	$Nu_m = 0.33Re_\omega^{0.5}$	$Nu_m = 0.015Re_\omega^{0.8}$

Tabla 4. 1 Expresiones del Nusselt según las referencias con el disco girando

Referencia	Régimen Laminar	Régimen Turbulento
(Zare & Hosseini, 2017)	No se ha obtenido expresión	$Nu_m = 0.028 Re_u^{0.8}$
(Latour, et al., 2011)	No se ha obtenido expresión	$Nu_m = 0.0307 Re_u^{0.8}$
(Trinkl, et al., 2011)	$Nu_m = 0.5968 Re_u^{0.5}$	$Nu_m = 0.0307 Re_u^{0.8}$
(aus der Wiesche, 2007)	$Nu_m = 0.417 Re_u^{0.5}$	$Nu_m = 0.0127 Re_u^{0.8}$

Tabla 4. 2 Expresiones del Nusselt según las referencias con la corriente de aire

En principio, los resultados resumidos anteriormente también pueden aplicarse al innovador absorbedor solar volumétrico, aunque con precaución, ya que la aplicación de discos giratorios como absorbedor solar volumétrico añade una condición límite térmica adicional al problema, el flujo solar concentrado incidente que puede superar 1 MW/m². Cuanto mayor sea la densidad de flujo solar incidente admisible, mayor será la eficiencia térmica del receptor solar. En la CSP, la eficiencia térmica de los OVAR es un parámetro clave para la eficiencia global de conversión solar en electricidad de la central y, por tanto, para su viabilidad económica. Con la motivación de mejorar el rendimiento térmico del receptor con respecto al diseño convencional de OVAR, este capítulo se centra en el análisis térmico del innovador concepto de receptor volumétrico de disco giratorio presentado anteriormente en esta memoria y nacido del proyecto CAPTURE, como se presentó por primera vez en (Zaversky, et al., 2018).

La información obtenida de estas referencias comentadas se utilizará para comparar algunos de los modelos de turbulencia disponibles y así seleccionar el modelo óptimo para la realización de las simulaciones del prototipo del receptor y comprobar si coincide con el recomendado por la teoría. Para esto se ha simulado el sistema formado por una corriente de aire que atraviesa un disco que se encuentra girando en el que se coloca una fuente de calor para que se produzca el fenómeno de convección, a través del cual, se medirán tanto el Nusselt medio del sistema como el Nusselt local en cada uno de los puntos del disco.

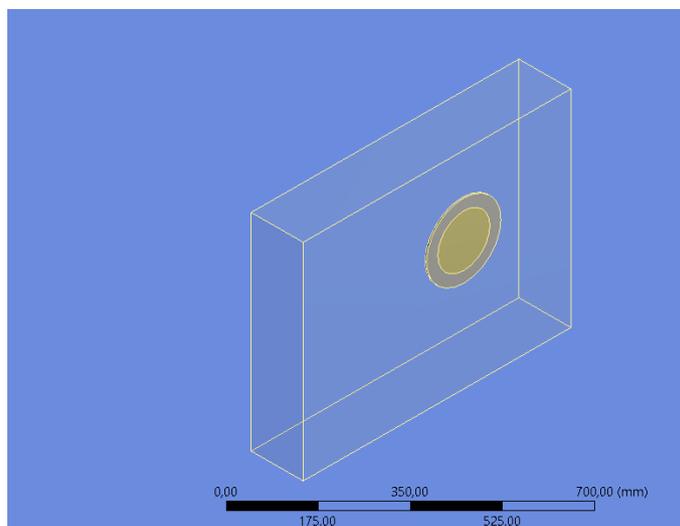


Figura 4. 1 Modelo de disco en túnel de viento

El sistema está formado por un disco de 140mm de diámetro y 15mm de espesor dentro de un túnel de aire. El disco se encuentra colocado ligeramente adelantado en la dirección de la corriente de aire tal como se puede ver en la imagen anterior. La malla está compuesta por 3200000 elementos hexaedros, de espesor menor en las inmediaciones del disco para resolver por completo la capa límite alrededor del disco y tener un conocimiento preciso del Nusselt local en la superficie del disco. Se ha modelado solo la mitad del dominio aprovechando su simetría para ahorrar coste computacional y agilizar la simulación.

Para conseguir esto es imprescindible que el factor Y^+ se mantenga por debajo de 1. Este factor es una distancia adimensional que da una idea de lo fina que es la malla en una corriente fluida, en problemas convencionales se recomienda que este valor se encuentre entre 30 y 300 pero en el caso actual, donde se busca la resolución precisa de la capa límite, este valor se debe encontrar por debajo de 1. Como se puede comprobar en la siguiente imagen, en la zona del fluido que rodea al disco este valor no supera el límite de 1 que se necesita para la resolución de esta capa límite. Este factor es dependiente del tamaño de la malla, pero también de los modelos de turbulencia y las velocidades del sistema. En todas las simulaciones realizadas para determinar cuál es el modelo de turbulencia más conveniente se ha comprobado que este factor se encontraba dentro de los límites.

Para probar algunos de los diferentes modelos de turbulencia se ha realizado la misma simulación con idéntica geometría y condiciones de contorno con el fin de comparar estos resultados con los determinados en las referencias de la bibliografía. Los modelos que se van a tener en cuenta para este caso son el LES, el $k-\epsilon$ estándar, el $k-\epsilon$ realizable, el $k-\omega$ y el $k-\omega$ SST, que ha sido el finalmente escogido para la simulación. A priori, debido a su funcionamiento teórico, este modelo de turbulencia es el idóneo para representar el tipo de simulación que se va a llevar a cabo por el hecho de combinar dos modelos diferentes según lo cercano que se encuentre el flujo a una pared o superficie. El modelo $k-\omega$ SST combina los modelos $k-\omega$ y $k-\epsilon$ utilizando uno u otro según el flujo sea cercano a una superficie, donde el modelo $k-\omega$ describe mejor el desarrollo del flujo, o en una zona de flujo libre, donde el modelo $k-\epsilon$ funciona mejor. Como ya se ha comentado, para mejorar la precisión y la validez del modelo, es indispensable que el factor Y^+ sea lo suficientemente pequeño para resolver la capa sub viscosa que se comporta igual a la laminar (Daly & Harlow, 1970) (Menter, 1994).

Aunque teóricamente este modelo describe de manera precisa el comportamiento del flujo de aire siempre que se cumpla la condición necesaria de malla suficientemente pequeña; es necesaria la comprobación numérica y comparación de los resultados de los diferentes modelos de turbulencia a partir de la simulación.

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos para un caso estacionario y su comparación con la referencia (Latour, et al., 2011). Como se puede comprobar, los resultados coinciden con lo teóricamente esperado y el modelo elegido siguiendo las recomendaciones de la teoría es el más cercano midiendo la estimación del Nusselt medio.

	k-ε realizable	LES	ω-e SST	ω-ε STANDARD	ω-ε SST Y+ improved	k-ε realizable Y+ improved	(Latour, et al., 2011)
Nusselt MEDIO	354.69	229.93	314.95	332.08	145.67	342.92	123.88
Error	186%	86%	154%	168%	18%	177%	

Tabla 4. 3 Comparativa de modelos de turbulencia con bibliografía

Las ecuaciones de Navier-Stokes, de transporte de energía y de radiación se resolvieron numéricamente con el código Fluent de ANSYS. La solución numérica de las ecuaciones de gobierno se realizó con el enfoque "basado en la presión" (*pressure-based*), que asume que la densidad de masa depende de la temperatura y de un valor de referencia de presión fijo (ANSYS Inc., 2009). Se utilizó el algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) (Pantakar, 1980) (Ferziger & Peric, 2002) como esquema de acoplamiento presión-velocidad. La mayoría de los estudios numéricos de receptores solares (Pabst, et al., 2017) (Gomez-Garcia, et al., 2016) (Capuano, et al., 2017) utilizaron LES con enfoque dinámico de Smagorinsky como modelo de turbulencia, pero en este caso, el elevado número de elementos del modelo se traduce en un coste computacional inaceptable. Además, el modelo LES es inherentemente transitorio y el interés principal de este estudio es el estado estacionario. Para seleccionar el modelo de turbulencia óptimo se tuvieron en cuenta los modelos de turbulencia RANS. Además, los resultados de las simulaciones de la tabla anterior muestran que el modelo k-ω SST proporciona mejores resultados que otros modelos como el k-ω estándar o el k-ε y la idoneidad de este modelo para un objeto en rotación en un flujo de aire ha sido ampliamente estudiada en varias investigaciones previas (Akar, et al., 2017) (Dhokal & Walters, 2009) (Barbosa Rocha, et al., 2019).

Desarrollo del modelo CFD del prototipo

Una vez seleccionado el modelo k-ω SST como modelo de turbulencia más conveniente para el caso a estudiar, se debe realizar el modelo 3D simplificado del receptor. Con el fin de simplificar la simulación y reducir el coste computacional de esta, a la hora de la simulación térmica se van a suprimir los anillos entre discos del sistema, así como las paredes exteriores del receptor, teniéndose en cuenta únicamente los discos y la cavidad interior.

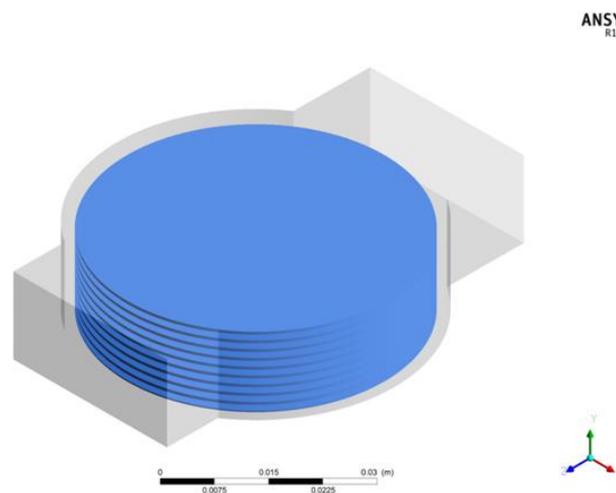
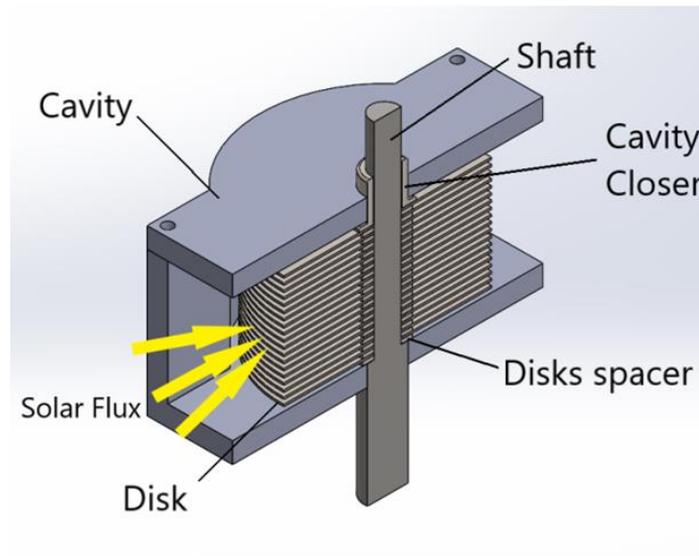


Figura 4. 2 Modelo 3D del receptor completo (arriba) y modelo 3D simplificado para el estudio.

El motivo de la realización del modelo y simulaciones correspondientes se debe a la necesidad de conocer cómo influye la velocidad de giro de los discos y de, como se ha comentado antes, tener una herramienta rápida y accesible para el estudio del comportamiento del receptor bajo diferentes condiciones de trabajo. Las simulaciones permiten conocer el comportamiento térmico de cada uno de los discos y del sistema completo. De este modo se podrán obtener conclusiones del comportamiento térmico del receptor y de su funcionamiento que permitan optimizar y escalar este concepto en futuros estudios, mejorando la transferencia de calor entre el disco y el aire. Las simulaciones además permitirán estimar la eficiencia térmica del receptor, así como las temperaturas de salida del aire, parámetros de funcionamiento más importantes en la evaluación del desempeño del receptor. El modelo se realizará a escala de laboratorio con el fin de poder validar la simulación mediante la experimentación de un prototipo a escala de este en el lazo solar anteriormente expuesto. Los parámetros obtenidos de la experimentación serán extrapolables al funcionamiento real siempre que se cumplan

iguales condiciones térmicas e hidráulicas, es decir, se trabaje en números de Nusselt, Reynolds y Biot similares (Luque, et al., 2018).

Es esperable que el giro produzca una mejora en el comportamiento térmico del receptor, mejorando el Nusselt local en cada uno de los discos así como el global de todo el sistema debido al aumento de la velocidad relativa entre el disco y el aire así como el efecto de homogeneización que produce este giro en la temperatura del disco. Conocer cómo afectan estos dos efectos a la convección es otro de los objetivos de las simulaciones.

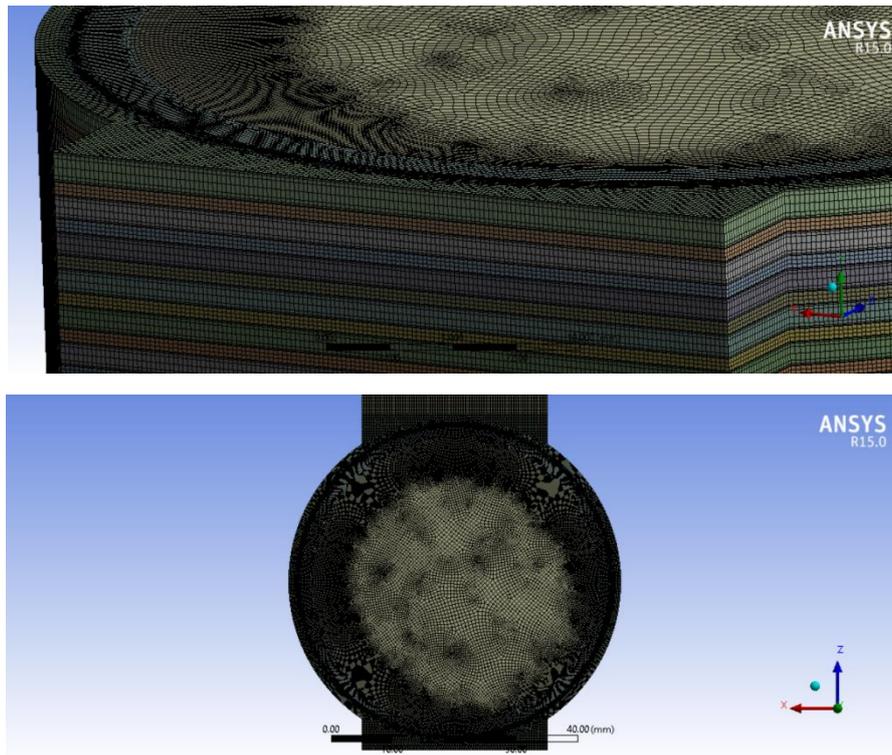


Figura 4. 3 Vistas de la malla

Para conseguir precisión en este tipo de problemas es conveniente una malla alrededor de los discos lo suficientemente fina como para que sea capaz de representar de manera precisa los gradientes térmicos y de velocidad de la capa límite. Además, como ya se ha comentado, para resolver por completo la capa límite alrededor de los discos es necesario que el factor y^+ se encuentre por debajo de su valor crítico, valor tomado como 1 en los casos generales por los software de simulación CFD. Esto requiere de un tamaño de elemento muy pequeño alrededor de los discos (sub capa límite viscosa), aumentando así el número de elementos de la simulación (Zhao, et al., 2018).

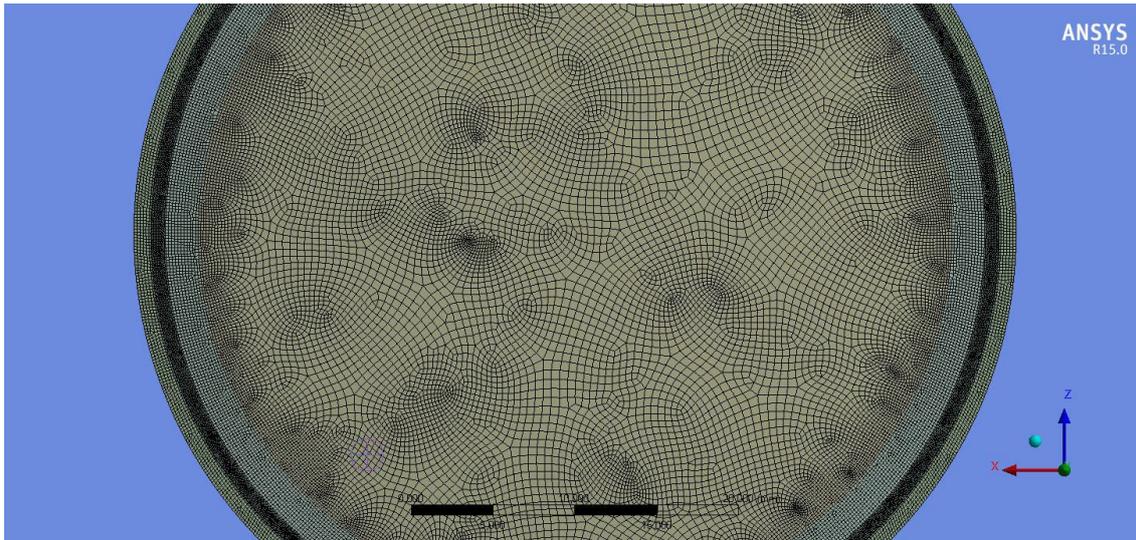


Figura 4. 4 Detalle en planta de la malla, en el borde de los discos los elementos son mucho menores.

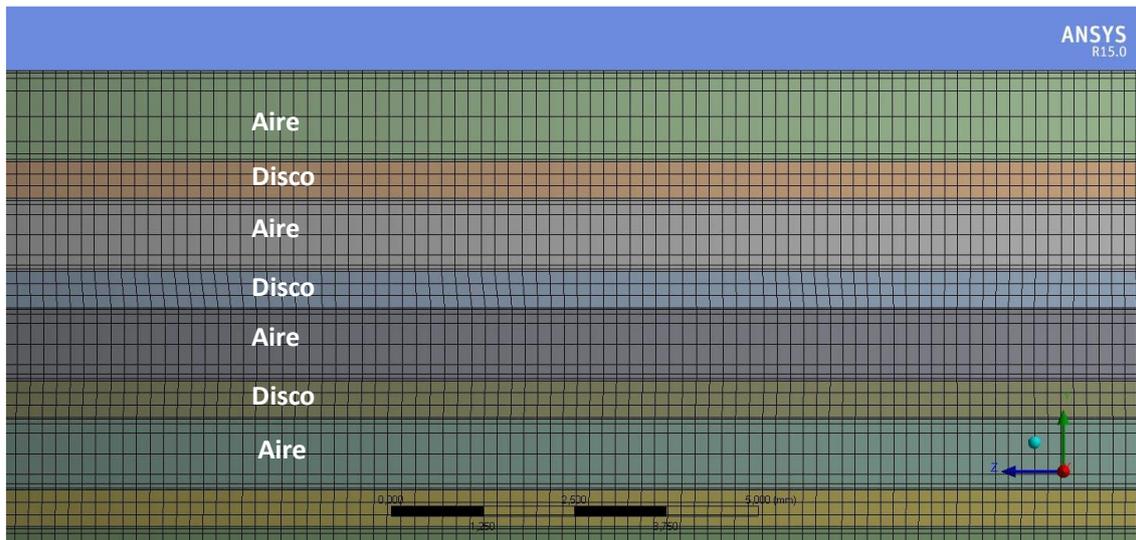


Figura 4. 5 Detalle lateral de la malla, en las zonas de aire pegadas a los discos, los elementos son mucho más pequeños en ese eje para describir la capa límite

El factor y^+ es denominado distancia adimensional con la pared y es un factor determinante en la ley de la pared, que permite describir la mayoría de flujos turbulentos alrededor de paredes y es un parámetro ampliamente utilizado en los modelos de computación utilizados por los software CFD (George, 2007).

$$y^+ = y \cdot u_* \nu \quad (4.4)$$

La ley de la pared se puede expresar de diversas maneras diferentes, aunque la más habitual es la del perfil medio de velocidades normalizado en la que están involucrados parámetros experimentales como son la constante de von Kármán κ , y la constante de ajuste B_i .

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B_i \quad (4.5)$$

Desarrollo de la malla. Convergencia y sensibilidad.

El primer paso a realizar en la geometría para poder llevar a cabo la simulación es la definición de la malla. La malla es una de las partes más importantes de la simulación puesto que de ella dependerá si la solución al problema es convergente y posible en la realidad.

La importancia de la malla dentro de la simulación radica en que de su tamaño dependerá tanto el coste computacional como la convergencia y la validez de la solución. El tipo de elemento utilizado para el mallado, así como el método de mallado seguido según la geometría también son características importantes que pueden influir en la convergencia del problema.

Para realizar una malla en una geometría relativamente compleja como la que se tiene en el caso de estudio de esta tesis se deben completar una serie de pasos de manera anterior a completar la malla:

1. El primer paso es simplificar la geometría al máximo posible, eliminando todos los elementos cuyo efecto en el funcionamiento no sea lo suficientemente significativo o no sea de interés. En la geometría a simular se han eliminado tanto el eje, cuyo efecto en la transmisión de calor es pequeño y complica tanto el mallado como la resolución del problema, como las paredes de la cavidad, ya que al estar estas aisladas y considerarse como adiabáticas su efecto en el problema térmico va a ser muy pequeño.

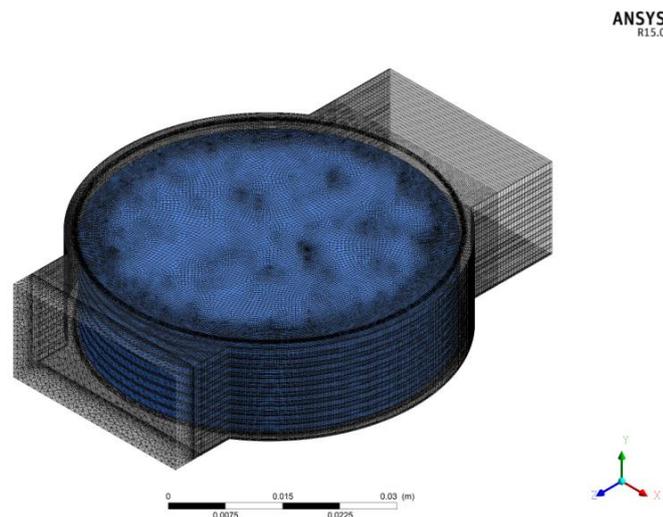


Figura 4. 6 Malla global del receptor.

2. El segundo paso es la subdivisión de la geometría en partes de menor tamaño, a ser posible todas ellas *sweepables* (que se pueden formar a partir de la extrusión de una superficie), para posteriormente seleccionar en cada una de ellas el método de mallado más conveniente. En la

geometría del receptor se ha seccionado el modelo de manera que permitiese realizar la malla más fina alrededor de los discos haciendo posible la resolución de la capa límite.

3. El tercer paso, con el modelo dividido en partes, es definir las características de la malla, tanto las globales como las locales de cada una de las divisiones del modelo.
4. El cuarto paso es definir el método de mallado. Al realizar las subdivisiones del modelo de manera que todas las partes formadas son cuerpos *sweepables*, el método de mallado elegido es el *sweep* para todas ellas. Este método facilita la convergencia del modelo. Dentro del método de mallado también se selecciona la distribución del tamaño de los elementos, permitiendo realizar todos los elementos del cuerpo de igual tamaño o, como es el caso del receptor, refinarlos al acercarse a los límites del cuerpo a mallar. En los siguientes cuadros se muestran las características de la malla, en primer lugar, globales y en segundo lugar locales de cada una de las subdivisiones.

Número de elementos	6096221
Skewness max	0.932 (<0.95)
Skewness min	1.305×10^{-5}
Skewness medio	0.150
Orthogonal quality max	1
Orthogonal quality min	0.1362 (>0.1)
Orthogonal quality medio	0.954

Tabla 4. 4 Características de calidad de la malla

5. El quinto y último paso es el mallado parte por parte de las subdivisiones del modelo. Este mallado sigue un orden en el que se priorizan las zonas con tamaño de elemento menor, mallándose en primer lugar, para que sea la geometría de los elementos de las partes con elementos más grandes los que se adapten a estas.

Una vez la malla está realizada, se puede comprobar la calidad de esta mediante diversos indicadores de calidad proporcionados por el propio software de mallado. Los indicadores que se han tenido en cuenta en este caso son el *skewness* y la *orthogonal quality* que indican lo alejado que están los elementos del elemento ideal. Estos parámetros definen lo cerca o lejos que se encuentran los elementos de su forma ideal. Los valores de *skewness* son malos si son cercanos a 1 y van mejorando conforme su valor se acerca a 0. Al contrario, la *orthogonal quality* denota una mejor calidad de los elementos al acercarse a 1 mientras que valores cercanos a 0 determinan calidades bajas de elemento.

Los indicadores de la malla generada para la simulación cumplen con los mínimos exigibles para que la solución sea fiable tal como se puede ver en la siguiente tabla.

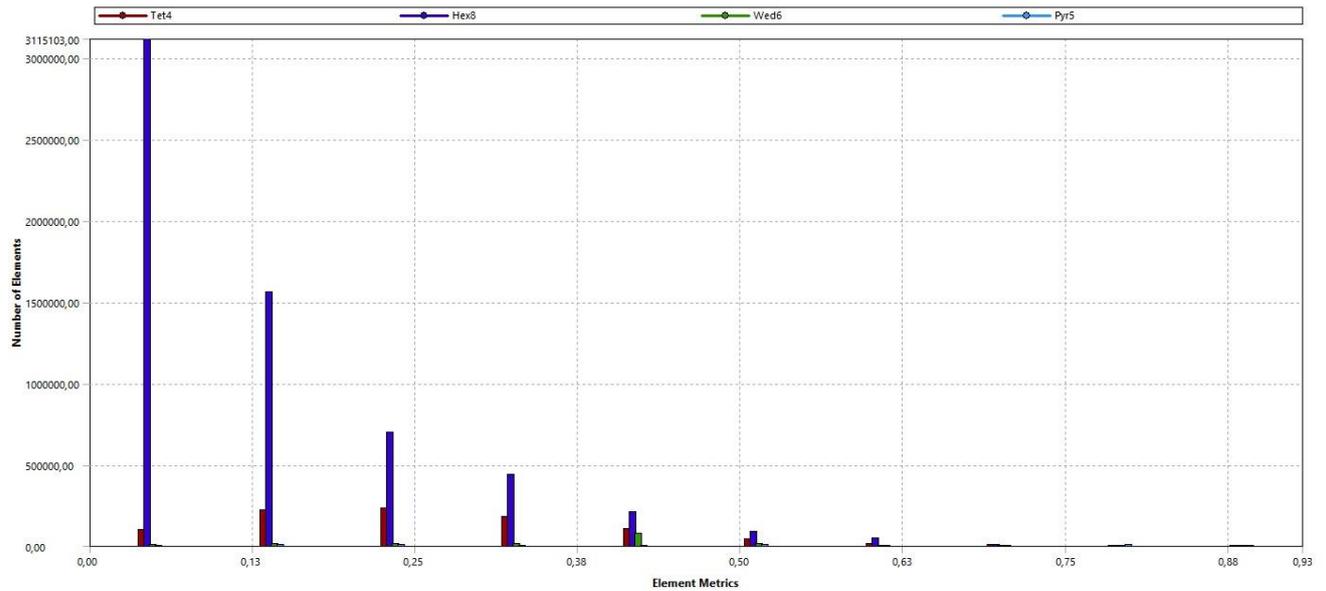


Figura 4. 7 Distribución del Skewness de la malla.

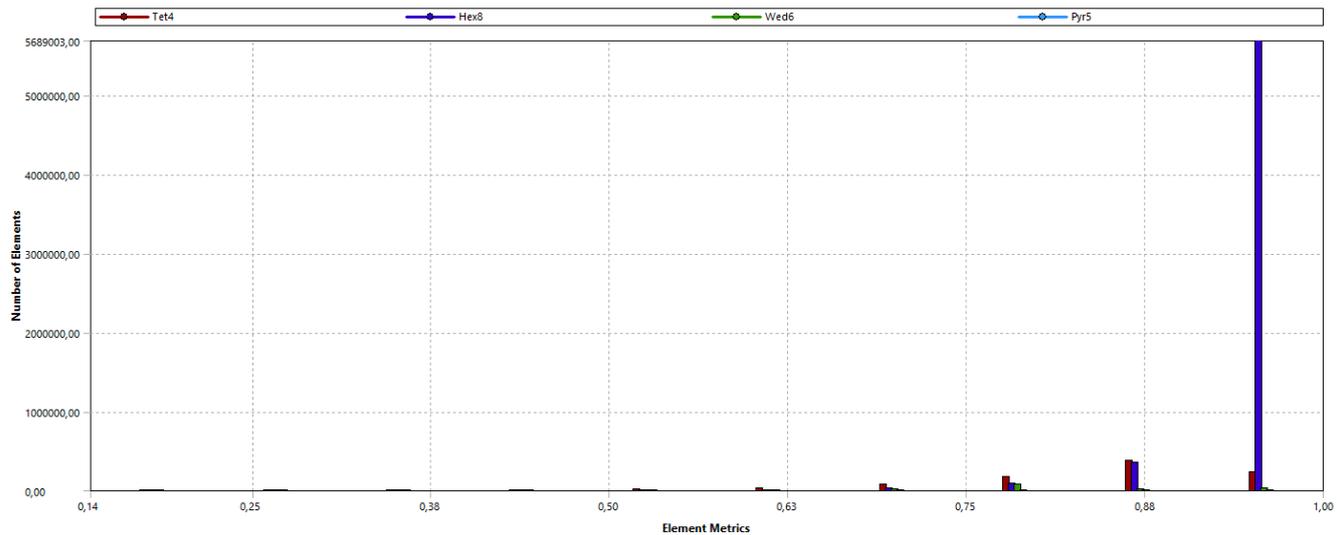


Figura 4. 8 Distribución de la Orthogonal Quality de la malla

Además de los indicadores de calidad de la malla que se acaban de exponer, se deben cumplir otra serie de requisitos para que esta sea válida para la simulación. En primer lugar, se debe comprobar la convergencia de la malla para las condiciones de contorno del sistema, si no se alcanza esta convergencia no es posible dar por válidos los resultados obtenidos en la simulación puesto que estos no alcanzan un valor estable a lo largo de las iteraciones. En segundo lugar, se debe comprobar la sensibilidad de los resultados a la malla, la malla debe ser lo suficientemente fina para que los resultados no cambien con el tamaño de esta. Se deben probar mallas de diferentes tamaños y comparar los resultados obtenidos entre unas y otras para comprobar, que estos resultados no varían con el número de elementos, o en caso de variar, conocer el punto a partir del cual los resultados son constantes.

Además de los residuales, es conveniente que para comprobar esta convergencia también se monitoricen algunos resultados de la simulación para conocer su variación

conforme aumentan las iteraciones y así comprobar que una vez se han alcanzado los límites fijados en los residuales, los resultados de la simulación han convergido. Para comprobar la convergencia de estas simulaciones se han monitorizado como la temperatura media del aire a la salida del receptor como la temperatura media en la superficie del disco central (el más caliente) del receptor. En la siguiente imagen, figura 4.9, se puede observar un ejemplo de esta convergencia en ambos valores.

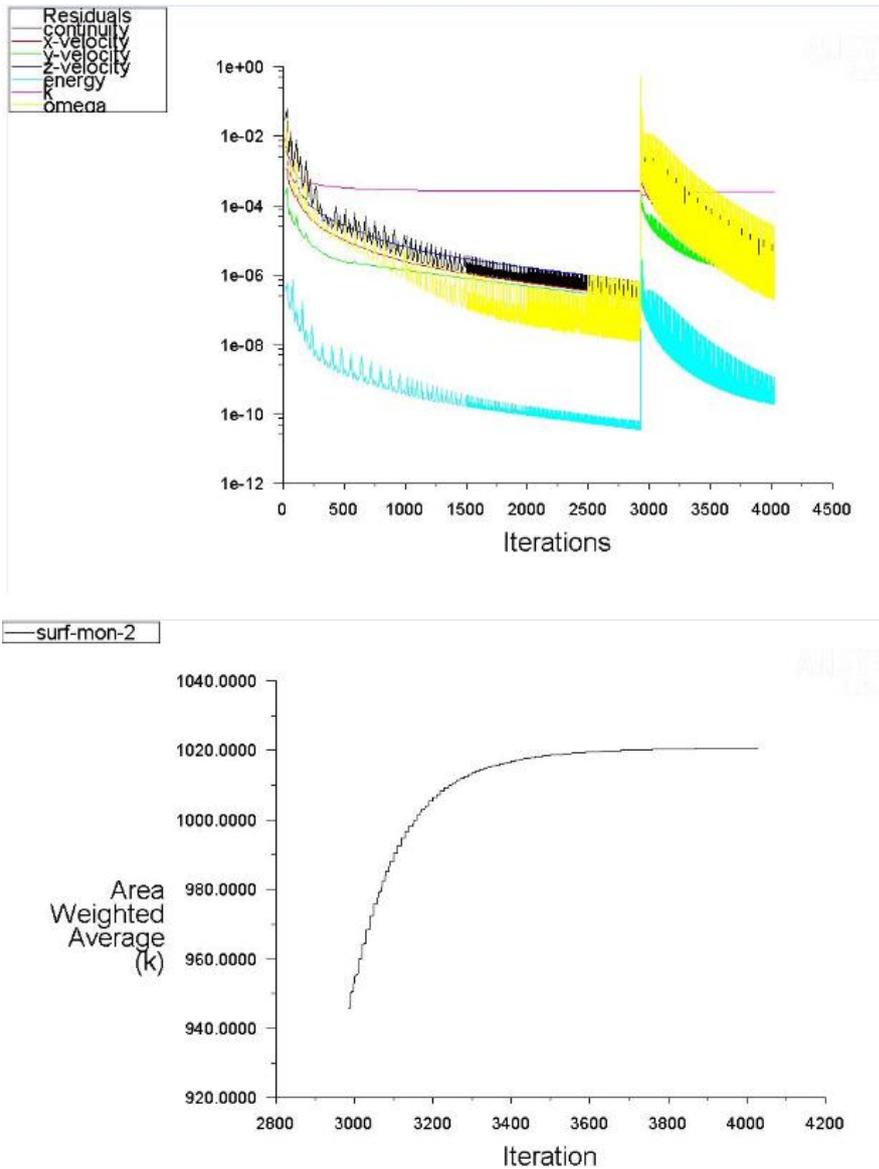


Figura 4. 9 Convergencia de los residuales (arriba) y la temperatura del aire del disco central del receptor (abajo)

La figura 4.9 muestra la convergencia tanto de los residuales como de la temperatura del disco central del receptor para el caso de simulación con radiación igual a la proporcionada en el lazo experimental, velocidad de giro de 6 rad/s y el flujo másico mínimo a través del receptor.

La malla está formada por elementos hexaédricos. Para mejorar la convergencia del modelo, los hexaedros están orientados en la dirección del flujo. Cada malla de disco está compuesta por 5 elementos en el espesor para evitar problemas con las fuentes de calor de volumen. En el dominio del fluido, la malla se refina cerca de los discos y se

vuelve más gruesa a medida que aumenta la distancia. Este tipo de malla mejora la precisión del modelo sin aumentar demasiado el coste computacional.

El segundo factor que se debe comprobar antes de dar por buena la simulación es la sensibilidad de la malla. Los resultados obtenidos de la simulación deben ser independientes al tamaño de la malla, para comprobar esto lo que se hace es realizar la misma simulación para modelos con mallas de diferente tamaño y comprobar que los resultados obtenidos son los mismos para todas las mallas probadas. En este caso se ha realizado la misma simulación para seis tamaños de malla diferentes, todos entre 1000000 y 7000000 elementos y con las mismas condiciones de contorno. En la siguiente tabla, tabla 4.4, se pueden comprobar las características de las seis mallas utilizadas para comprobar la sensibilidad.

TAMAÑO DE MALLA	Surface mean temperature (°C)
1025680 elements	435.04
1928080 elements	426.81
4636960 elements	421.25
6096221 elements	420.69
6206750 elements	420.69
6972960 elements	420.69

Tabla 4. 5 Diferentes mallas probadas.

El caso mediante el cual se ha comprobado la sensibilidad de la malla es para un flujo másico de aire máximo y una velocidad de giro de los discos de 6 rad/s y los resultados que se han comparado para comprobar la independencia de estos con el tamaño de la malla son la temperatura media del disco central. En la anterior tabla se pueden comprobar los resultados obtenidos de estas simulaciones, comprobando la independencia de la malla con los resultados.

La malla definitiva tiene 6096221 elementos, este tamaño de malla es, como se puede ver en la tabla anterior, es el mínimo tamaño de malla para el que la temperatura de los discos no disminuye.

Condiciones de contorno y propiedades de los materiales

El siguiente punto de la simulación, una vez realizada la malla y comprobado que esta es válida para la simulación, debe ser definir las condiciones de contorno del problema, las condiciones de movimiento del problema para el giro de los discos y las propiedades de los materiales utilizados en el prototipo.

Las condiciones de contorno permiten determinar las características del flujo del fluido a través del receptor mediante la entrada y la salida del aire así como las condiciones térmicas del problema mediante la introducción de la radiación, que se ha modelado como una generación de calor como posteriormente se explicará. Además, también permite definir la naturaleza de las paredes de la geometría.

Las condiciones de movimiento del problema son las que, mediante el *Moving Reference Frame*, permiten modelar el giro de los discos en el receptor y el desplazamiento de otras partes móviles, en caso de existiesen. El *moving reference frame* permite modelar el movimiento de fluido en un sistema de referencia acelerado como sucede en aplicaciones como turbo-máquinas (ANSYS inc., 2001).

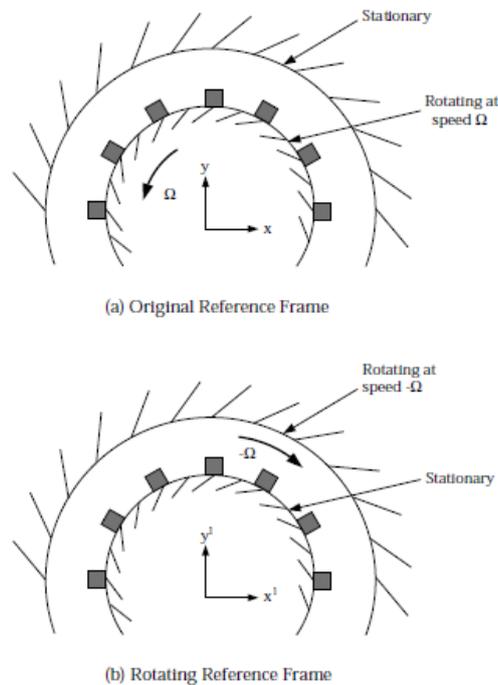


Figura 4. 10 Esquema de funcionamiento del *Moving Reference Frame* (ANSYS inc., 2001)

El receptor es de acero y el fluido calor portador utilizado es aire. Las propiedades térmicas del acero y el aire se pueden comprobar en la siguiente tabla. La emisividad tomada en el problema no corresponde con la del acero, sino que corresponde con la emisividad del recubrimiento Pyromark 2500 ya que los componentes del receptor estarán pintados de este material (Raju, et al., 2009) (Ho, et al., 2014).

Condiciones de contorno

Las primeras condiciones de contorno a definir son las aplicadas a las paredes exteriores de la geometría. En este caso se deben diferenciar dos tipos de superficies, las definidas como adiabáticas y las definidas como simétricas. Las paredes definidas como adiabáticas corresponden con las paredes de la cavidad del receptor, estas paredes se pueden considerar como adiabáticas ya que el receptor se encontrará aislado térmicamente por todos los alrededores.

Las paredes definidas como simétricas son las que se encuentran en el plano de corte por el que se ha dividido el receptor en dos. La división del receptor en dos partes es posible debido a la simetría de este, permitiendo un ahorro de tiempo de simulación al reducir a la mitad los elementos del modelo.

En segundo lugar, se definen las condiciones de entrada y de salida del flujo. Para la entrada se define la velocidad del flujo de aire, que no será fija e irá variando entre las diferentes simulaciones para probar diferentes flujos másicos. Para la salida existen dos opciones, definir la presión a la salida, que en este caso sería la presión atmosférica, o definir la superficie de salida como *outflow*. Para el modelo en cuestión se ha utilizado la segunda opción porque mejora la convergencia del mismo.

Por último, se debe definir la radiación que llega al receptor. Para integrar esta radiación en el modelo se ha dividido cada uno de los discos en un disco menor y un anillo, cuyo tamaño se ha determinado a través de la simulación óptica de los discos y que depende del número de discos del receptor y a distancia entre ellos. Para el modelo estándar del receptor la anchura de este anillo será de 2mm. En la siguiente imagen se puede ver un modelo 3D de uno de los discos y la corona. La utilidad de esta corona es modelar la potencia que alcanza el receptor por radiación como una generación de calor en la misma.

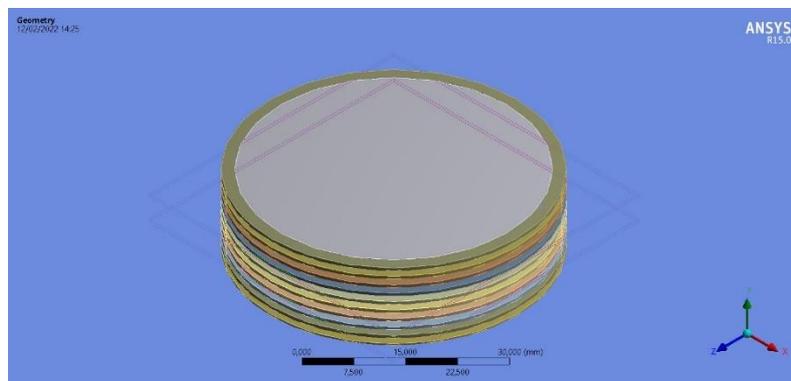


Figura 4. 11 Vista de los discos en el modelo, el anillo exterior es donde se define la generación de calor

Esta separación en dos partes se debe a la modelización del flujo solar incidente en los discos como una fuente volumétrica en la fase sólida (en la superficie), el anillo delgado. El uso de una fuente volumétrica en la superficie de un sólido es un método ampliamente conocido y utilizado en la modelización de flujos de calor superficiales como en este caso (Pantakar, 1980). El tamaño del anillo se ha determinado mediante simulaciones ópticas y es igual a la profundidad alcanzada por la radiación solar, en este caso 1/12 del radio del disco, 2 mm para una apertura entre discos igual a la de los discos del modelo, es decir 1mm. Las simulaciones ópticas se han realizado con un software de trazado de rayos de código abierto, Tonatiuh, basado en el método Monte Carlo. Se han colocado dos discos en el foco de un concentrador de disco parabólico y se ha calculado la profundidad de penetración de los rayos de luz con este software. La configuración óptica específica, se ha modelado en Tonatiuh con el fin de aproximar la profundidad de absorción de la radiación solar dentro de un canal representativo entre los discos. El método aplicado es idéntico al estudio realizado por (Cagnoli, et al., 2017), solo que la configuración óptica es diferente, es decir, un simulador solar a escala de laboratorio en lugar de un campo de heliostatos real. En este contexto, hay que tener en cuenta que la distancia de penetración de la luz depende principalmente de la anchura del canal entre los discos, así como del ángulo de incidencia de la luz entrante. En el caso de la configuración del laboratorio, la luz está mucho más enfocada y la profundidad de penetración es menor que en el caso de un campo de heliostatos real.

La potencia radiante que alcanza el receptor se conoce a través del sistema del radiómetro y el robot xyz, mediante los cuales se ha realizado un mapeado de la radiación que llega al plano donde se va a colocar la cara frontal del receptor que procede de la lámpara. La finalidad de esto es aproximar este mapa de flujo a una función espacial de dos variables para posteriormente introducirlos en el modelo mediante una UDF. En la siguiente imagen se puede ver el mapa de flujo medido experimentalmente.

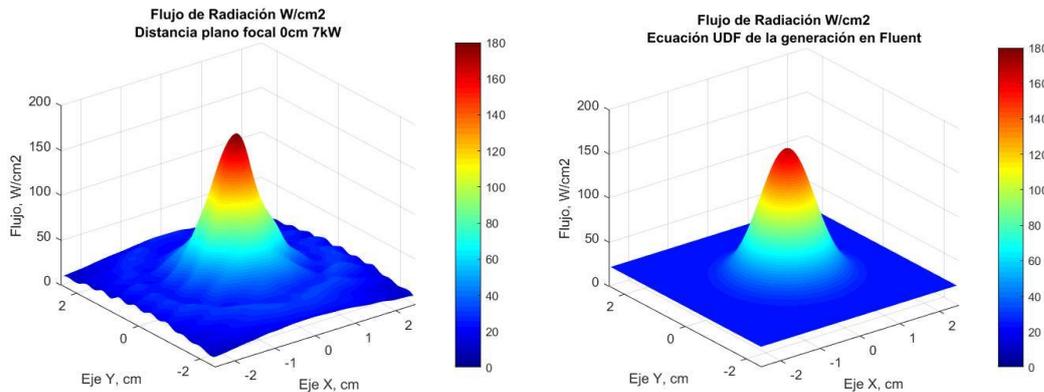


Figura 4. 12 Comparación entre flujo medido y función ajustada.

Como se puede ver en la imagen, la forma de la radiación se aproxima a una función gaussiana. Mediante el software MATLAB, con el que se realiza el mapeado de la radiación, se ajusta una función gaussiana a los datos obtenidos de la experimentación. El ajuste con la gaussiana es bastante preciso con un valor R^2 de 0.9786. La función obtenida del ajuste es la siguiente (Eq. 4.5):

$$Q_{rad}(x,y)[W/m^2] = f + \frac{a}{b \cdot c \cdot 2\pi} \exp\left[-\frac{(x-d)^2}{2 \cdot b^2} - \frac{(y-e)^2}{2 \cdot c^2}\right] \quad (4.5)$$

Dónde:

- a=109.6
- b=-0.5484
- c=-0.5542
- d=-0.04132
- e=0.05436
- f=23

Además de mediante el R^2 , comparando los mapas de flujo obtenidos experimentalmente y mediante la función gaussiana se puede comprobar que las diferencias entre ambos son pequeñas. Para introducir esta función dentro de ANSYS Fluent y poder utilizarla como generación de calor es necesario implementarla mediante una UDF, con una serie de factores de corrección para pasar el flujo en W/m^2 a la generación en W/m^3 .

Además de las condiciones de contorno, también se debe introducir el giro de los discos y los anillos para completar las especificaciones de funcionamiento del modelo. Este giro se modela a partir del *Moving Reference Frame*, ANSYS Fluent entiende el movimiento

de los elementos como el movimiento del sistema de referencia al que esos elementos están sujetos. La velocidad de giro de los discos no será fija, irá variando desde 0 rad/s hasta 30 rad/s en las diferentes simulaciones ya que el fin de las simulaciones es comprobar como varía la convección con el giro de los discos.

La figura 4.2 muestra el dominio del modelo CFD del estudio. El dominio computacional se compone de 10 discos delgados y el aire dentro de la cavidad del receptor. Los discos giran alrededor del eje y, y la corriente de aire fluye a través del plano y-x, en dirección -z. Las paredes externas del receptor son adiabáticas y no aportan valor al resultado final de la simulación en modo estacionario. El punto medio de la cara frontal de los receptores se sitúa en el origen del sistema cartesiano de coordenadas.

La corriente de aire fluye uniformemente a través del receptor desde la cara frontal hasta la cara posterior con el vector velocidad de $\vec{V} = (0\vec{i} + 0\vec{j} + u_0\vec{k})$ y la temperatura de $T=T_\infty$ en la cara de entrada. La rotación del flujo y los discos se modelan utilizando el marco de referencia móvil. El flujo de aire se define en condiciones de contorno como velocidad de entrada, en la cara de entrada del receptor, y de salida, en la cara de salida del receptor, para mejorar la convergencia del modelo.

Propiedades de los materiales

El último factor de la simulación que queda por definir es las propiedades de los materiales. ANSYS Fluent cuenta con una base de datos con propiedades de diferentes materiales, pero no serán estas las propiedades utilizadas en el modelo por ser demasiado generales.

La siguiente tabla, resume las propiedades térmicas del aire (Incropera, et al., 2007) y del acero inoxidable (proporcionado por el fabricante del prototipo) utilizados en las simulaciones. Los discos están recubiertos con Pyromark 2500 para mejorar sus propiedades ópticas. Las ecuaciones deben resolverse con la temperatura en Kelvin.

Parameter	Value
Pyromark Absorptance	0.96 (Ho, et al., 2014)
Steel Density	7980 kg/m ³
Steel Thermal Conductivity	23 W/mK
Pyromark Emittance	0.86 (Ho, et al., 2014)
Steel Cp	Table with Cp depending on temperature between 473K and 1773K (Raju, et al., 2009)
Air Density	Ideal Gas density from Fluent Database
Air Cp	Table with Cp depending on temperature between 200K and 2150K [Tabla 11]
Air Dynamic Viscosity	$\mu \left(\frac{kg}{s * m} \right) = -1.709 * 10^{-11}T^2 + 5.630 * 10^{-8}T + 3.009 * 10^{-6}$
Air Thermal Conductivity	$k \left(\frac{W}{m * K} \right) = 1.582 * 10T^3 - 5.666 * 10^{-8}T^2 + 1.090 * 10^{-4}T - 0.00169$

Tabla 4. 6 Propiedades del modelo CFD

Por otro lado, las propiedades del aire se han definido de diferentes maneras; la densidad ha sido definida mediante la función interna de ANSYS Fluent tomando este fluido como gas ideal incompresible. El calor específico se ha definido a partir de una función lineal que pase por una serie de puntos posteriormente especificados en una tabla. La conductividad térmica y la viscosidad han sido definidas mediante ecuaciones polinómicas. Toda la información aplicada para las propiedades del aire ha sido obtenida de la referencia de (Incropera, et al., 2007).

Temperatura (K)	Calor específico (J/kgK)
200	1002.38
350	1008.16
500	1029.53
650	1062.82
800	1098.72
950	1131.17
1100	1160.06
1250	1192.18
1400	1241.60
1550	1329.79
1700	1485.77
1850	1746.09
2000	2154.88

Tabla 4. 7 Calor específico del aire

$$\mu = -1.709 \cdot 10^{-11} \cdot T^2 + 5.630 \cdot 10^{-8} \cdot T + 3.009 \cdot 10^{-6}$$

$$k = 1.582 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 5.666 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1.090 \cdot 10^{-4} \cdot T - 0.00169$$

Selección de la velocidad de giro

Para la selección de la velocidad óptima de rotación se han realizado un conjunto de simulaciones con diferentes caudales de aire, desde 1m/s hasta 2 m/s en la entrada, y velocidad de rotación creciente, desde 0 rad/s hasta 30 rad/s. A partir del modelo se ha obtenido la evolución de la temperatura de salida del aire y del calor absorbido al aumentar la velocidad de giro, para cada flujo de aire.

Para todos los puntos simulados se ha comprobado que a 6 rad/s el aumento de la velocidad de giro no supone una mejora en el intercambio de calor entre el aire y los discos. Las figuras siguientes, 4.13 y 4.14, muestran estos resultados para el flujo de aire máximo y mínimo.

De los datos obtenidos de estas simulaciones, se ha determinado la velocidad de giro óptima de 6 rad/s, al no haber mejora visible ni en la temperatura de salida del aire ni en la potencia absorbida por este a su paso por el receptor. A esta velocidad de giro se

realizarán todas las simulaciones para validar el modelo CFD así como los experimentos en el banco de ensayos, como ya se ha explicado.

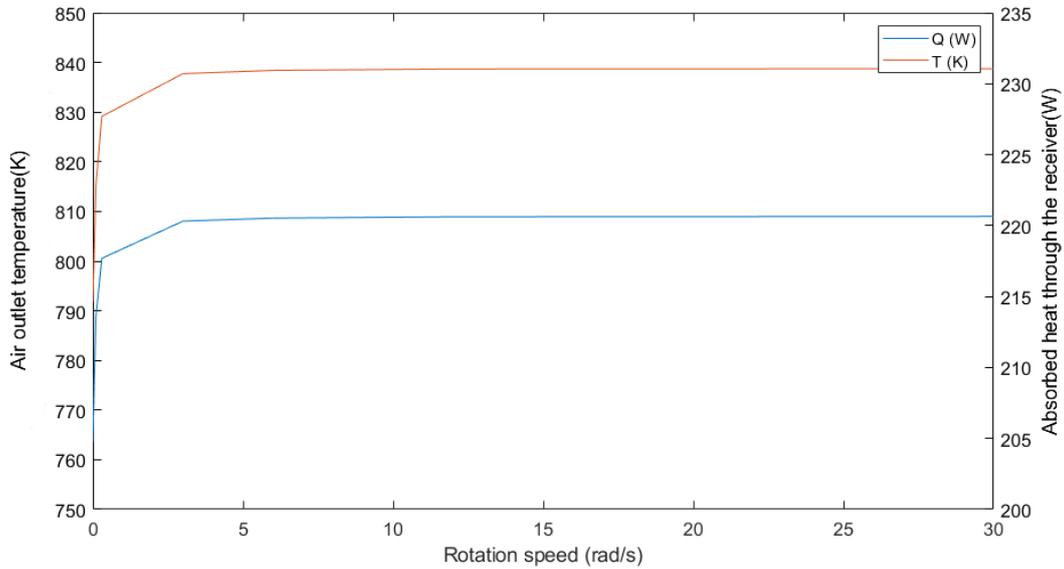


Figura 4. 13 Evolución de la potencia absorbida y la temperatura del aire a la salida con la velocidad de giro para un flujo de aire de 1m/s en la entrada

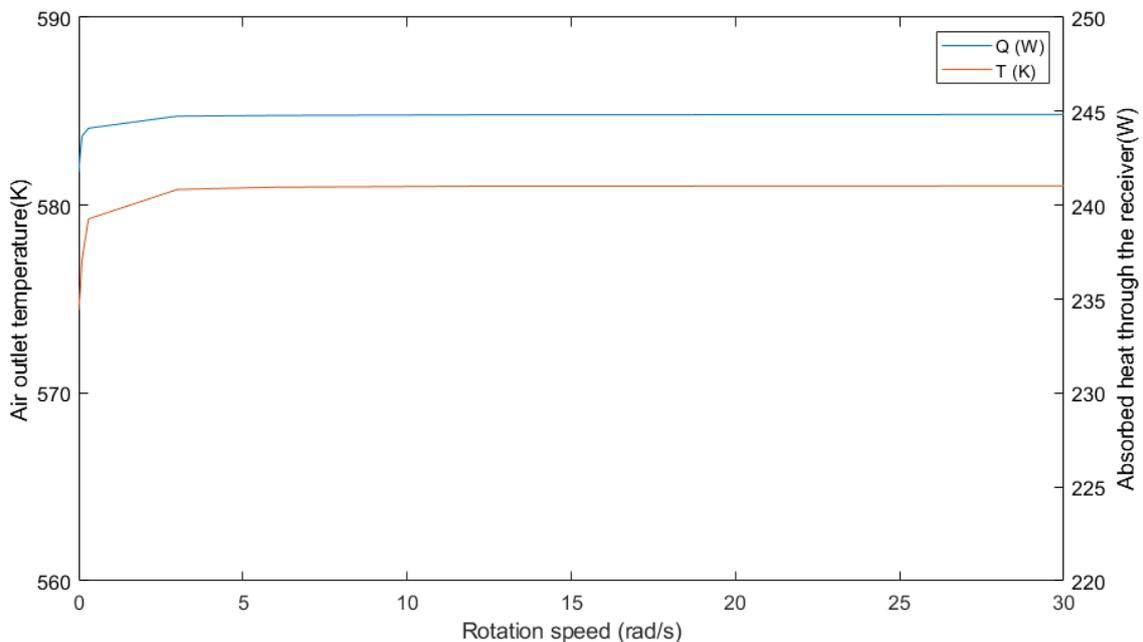


Figura 4. 14 Evolución de la potencia absorbida y la temperatura del aire a la salida con la velocidad de giro para un flujo de aire de 2 m/s a la entrada

En las posteriores figuras 4.15, 4.16, 4.17 y 4.18 del modelo resuelto se pueden observar algunos de los contornos de temperatura más importantes de las simulaciones y que ayudan a entender el funcionamiento del receptor. Las zonas de máxima temperatura tanto en el fluido como en los discos dependen principalmente de la velocidad de giro. Es esta velocidad de giro la encargada de transportar las altas temperaturas del receptor a la parte interior de este para homogeneizar la temperatura de los discos lo máximo posible. Las imágenes que se muestran a continuación pertenecen a tres velocidades de

giro diferentes (sin giro, 3 rad/s y 30 rad/s) y el mismo flujo másico, el máximo calculado, en los discos extremos y centrales.

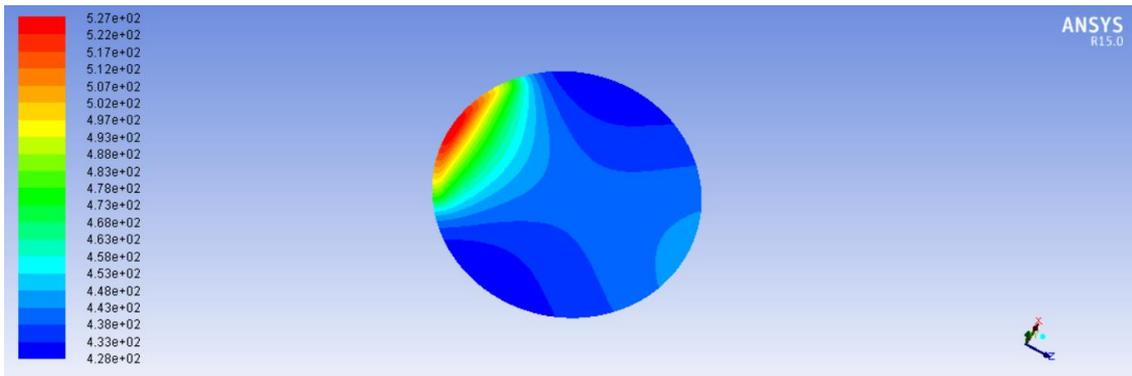


Figura 4. 15 Contornos de temperatura con disco fijo en el disco extremo

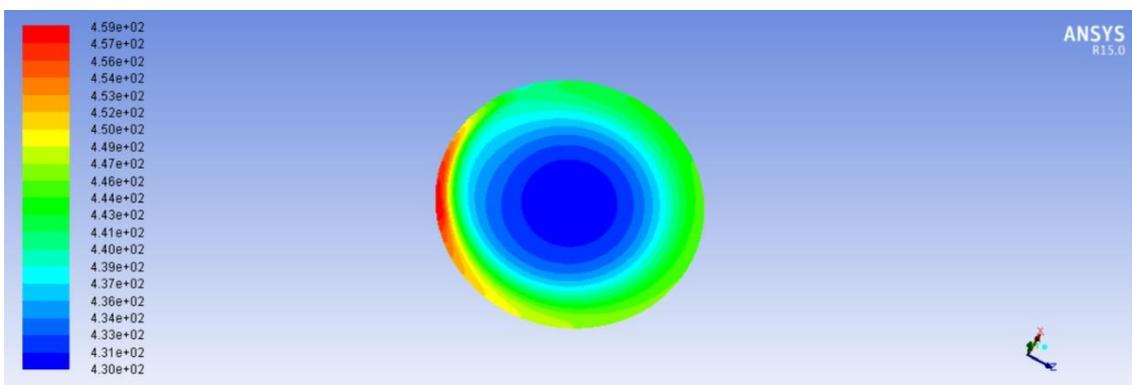


Figura 4. 16 Contornos de temperatura con velocidad de giro 30 rad/s en disco extremo

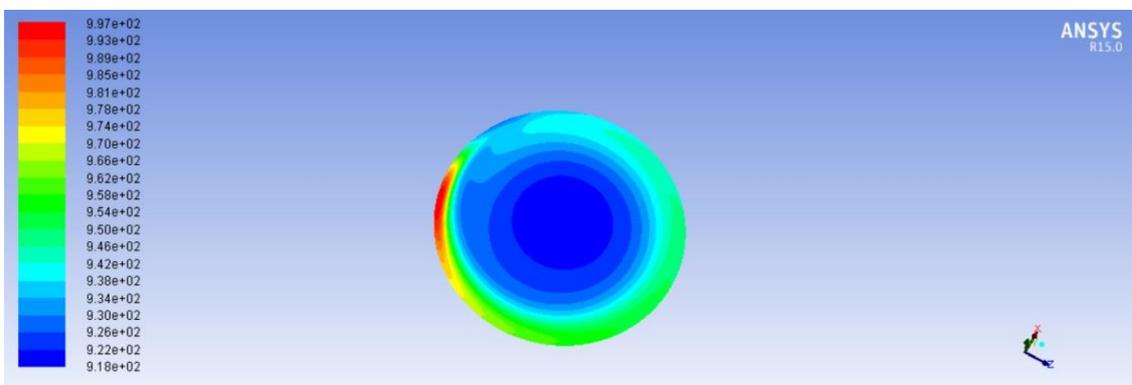


Figura 4. 17 Contornos de temperatura con velocidad de giro 3 rad/s en disco central

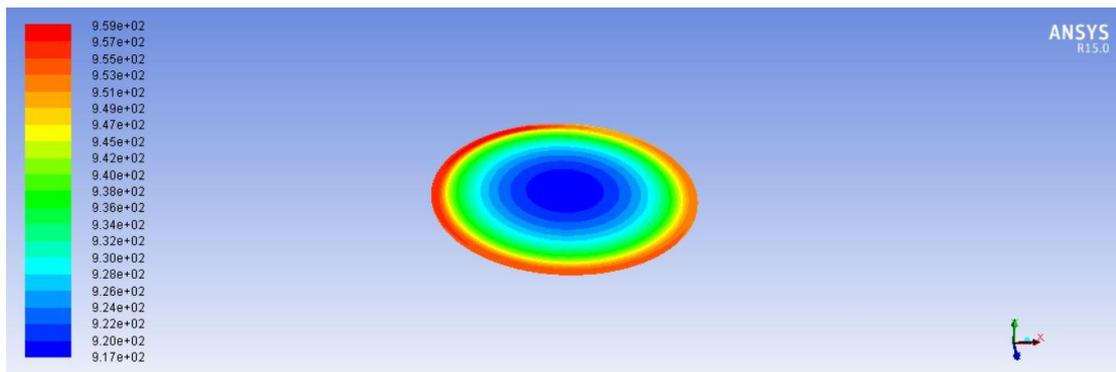


Figura 4. 18 Contornos de temperatura con velocidad de giro 30 rad/s en disco central

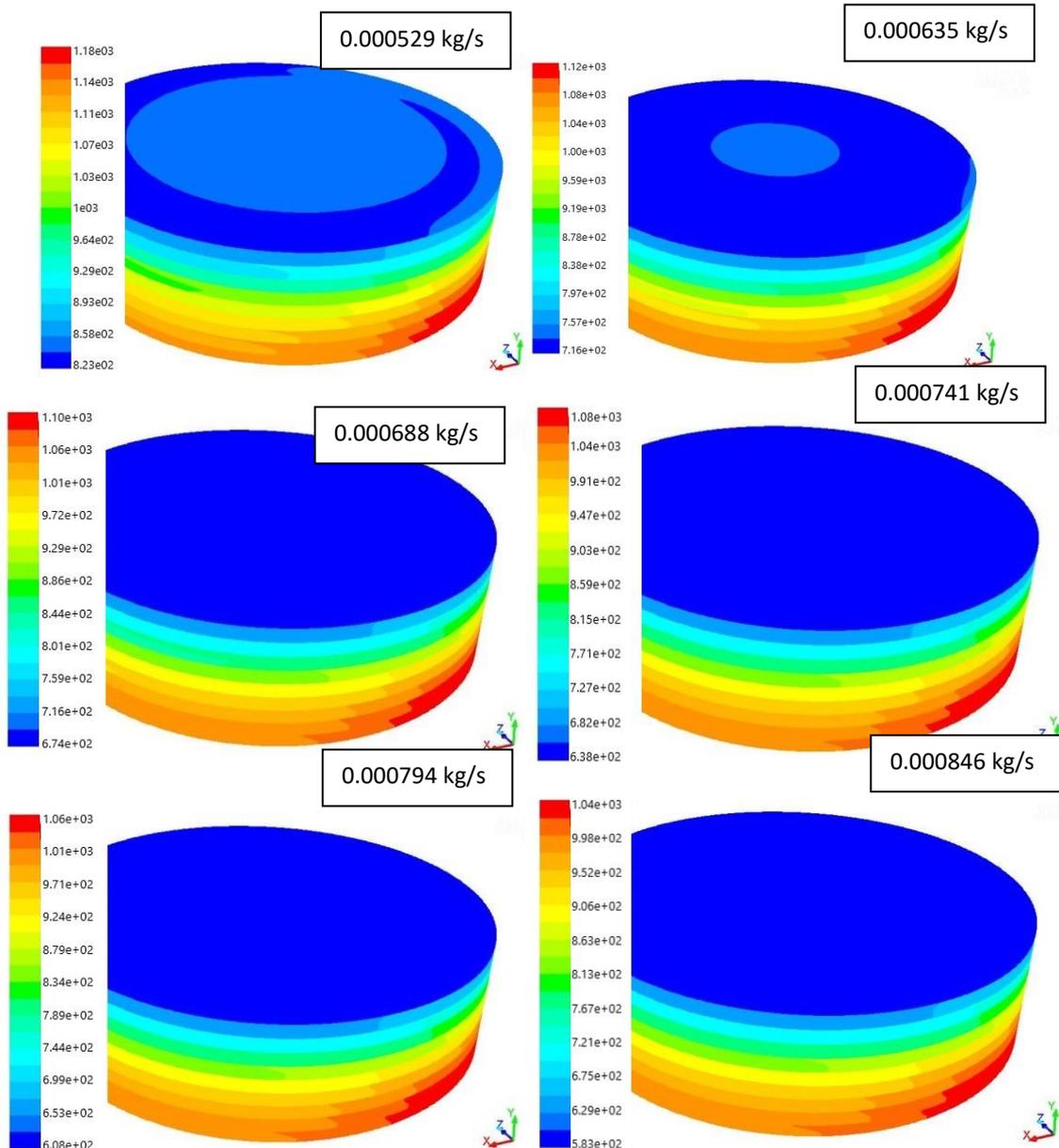
Como se puede observar en las imágenes anteriores, la distribución de temperaturas cambia mucho desde que el disco está parado hasta que alcanza velocidades de giro altas. La figura 4.15 muestra que con el disco parado la temperatura se concentra mucho en la parte frontal del disco, en el disco central, y va descendiendo conforme la profundidad de los discos aumenta; en este punto la diferencia de temperatura entre el punto más caliente (parte frontal) y el más frío (parte posterior) del disco es muy alta, superando los 100, en una temperatura máxima de 500K, casi el 20%. Conforme se va aumentando la velocidad de giro, esta temperatura se va trasladando a todo el disco hasta llegar a 30rad/s, velocidad de giro para la que la temperatura ya es casi homogénea. Para las velocidades de giro muy altas la temperatura ya es homogénea en todo el disco y se encuentra distribuida de manera radial en este; de esta manera la diferencia de temperaturas entre la parte más caliente (borde exterior del disco) y la parte más fría (centro del disco) es mucho menor, alcanzando valores de 29K en un máximo de 460K, lo que supone un 6% de la temperatura máxima. Para el caso del disco central con temperaturas muy superiores, se ha mostrado la diferencia entre dos puntos no tan lejanos como son el de velocidad de giro 3 rad/s y 30 rad/s. La diferencia de temperatura entre la zona más fría y la más caliente para la velocidad de giro de 3 rad/s es de 80 K en un máximo de 997, lo que supone un 8% de esta temperatura máxima. Esta diferencia de temperatura decrece hasta 42K en un máximo de 959 para 30 rad/s de velocidad de giro, suponiendo un 4% de esta temperatura máxima.

Como se puede apreciar en estos datos, la introducción del giro en los discos contribuye a la homogenización de la temperatura, mejorando el intercambio de energía con el aire y modificando su estratificación de lineal con la profundidad a radial. Además también se reduce la temperatura máxima de la cara frontal reduciendo así las pérdidas por radiación del receptor.

Resultados de las simulaciones

Una vez definidos todos los elementos necesarios para realizar la simulación ya es posible empezar las simulaciones del modelo y recoger los resultados de estas para realizar el post-procesado conveniente para obtener los datos necesarios.

Los parámetros de funcionamiento más importantes y que se van a tener en cuenta para sacar conclusiones sobre el desempeño del receptor son el flujo másico, la temperatura de salida del aire y la potencia absorbida por el aire; además, con estos dos últimos factores es posible calcular el rendimiento térmico del receptor. Igualmente se tendrán en cuenta como resultados importantes los mapas de temperaturas en los discos. La evolución de las temperaturas conforme atraviesa el receptor también son importantes y permiten ver el desarrollo de la capa límite térmica en el aire cuando circula entre los discos.



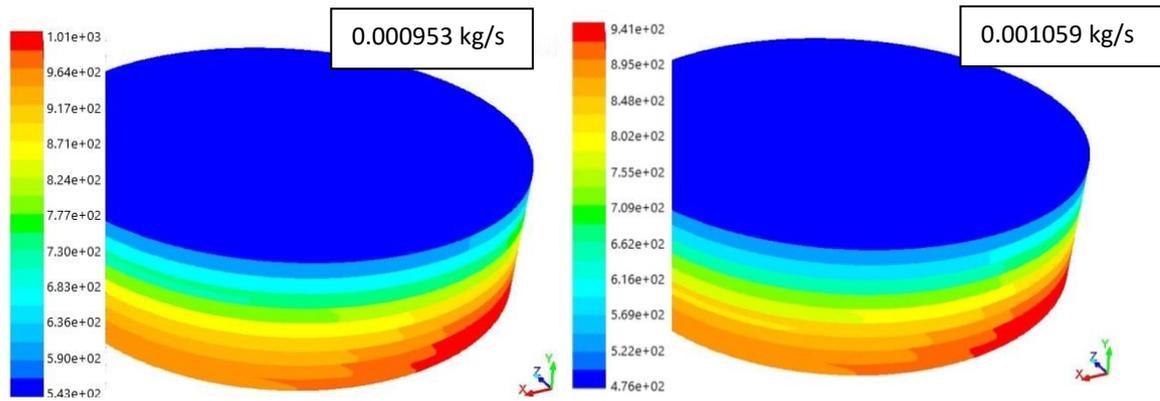


Figura 4. 19 Temperaturas de los discos en Kelvin en los casos simulados, a velocidad de giro definida como estándar de 6 rad/s y radiación aportada por el simulador solar, ordenados de menor a mayor flujo másico

Por último, es interesante comprobar los contornos de velocidad del fluido a lo largo del paso entre los discos para conocer como circula el flujo por el receptor e identificar los puntos con las velocidades del aire más bajas y más altas a lo largo de todo el receptor.

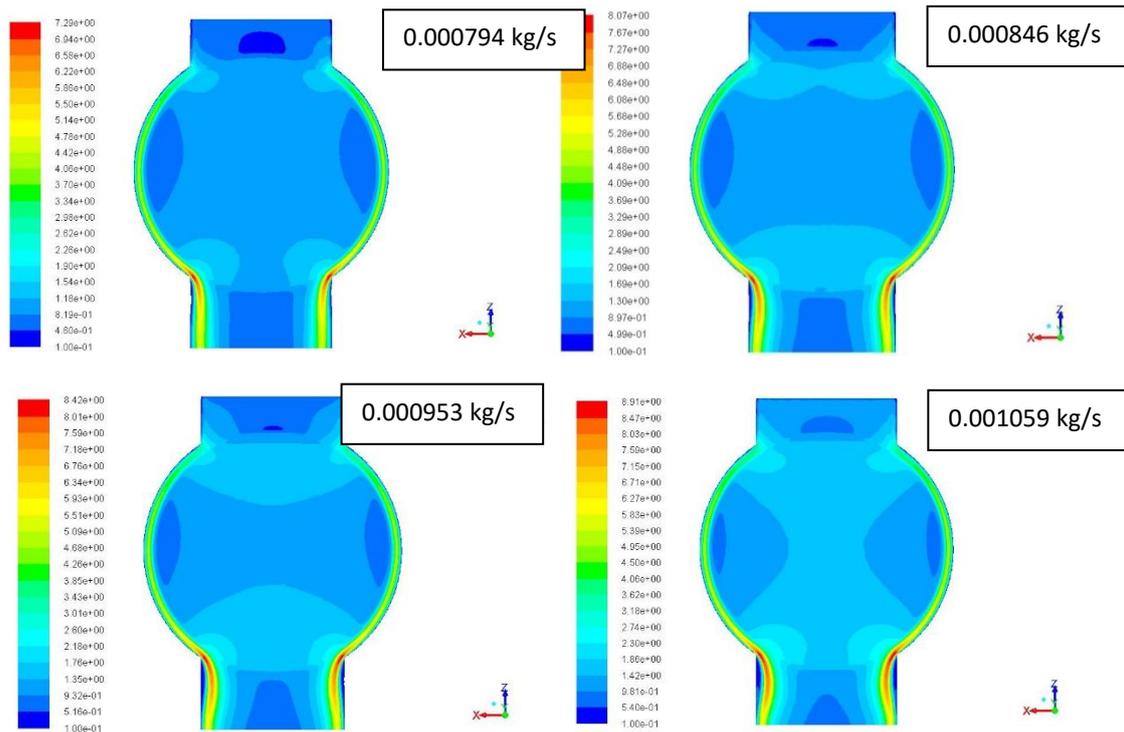


Figura 4. 20 Contornos de velocidad en m/s de 4 simulaciones ordenadas de menor a mayor flujo másico.

Los contornos de velocidad que se ven en la figura anterior, figura 4.20, son los correspondientes al plano medio entre el disco central (el más caliente) y el inmediatamente superior (el siguiente más caliente). En la figura se puede comprobar como las zonas con mayor velocidad en el fluido corresponden a los laterales de los discos, donde se encuentra el hueco entre los discos y la cavidad, y en el cambio de sección de la salida, donde se produce un aumento de la turbulencia y produciendo un

efecto de tobera que se acentúa en las esquinas. Como es lógico, conforme aumenta el flujo másico la velocidad del aire en todas las zonas aumenta

Además de los contornos de velocidad, también es interesante ver los contornos de temperatura del aire en este mismo plano, ya que aportan información de cómo se calienta el aire al atravesar el receptor. En la siguiente figura se pueden comprobar dichos contornos de temperatura, destacando la zona de máxima temperatura del aire en el cuadrante derecho trasero del receptor. Este efecto tiene que ver con el sentido de giro de los discos y el movimiento relativo entre los discos y el flujo de aire. Como los discos giran a la izquierda, en la zona izquierda el aire y los discos se mueven en el mismo sentido, sin embargo, en la zona derecha el aire y los discos se mueven en sentidos contrarios haciendo que en esta zona la transferencia de calor entre los discos y el aire sea mayor; debido a esto, el aire en esta zona tiene una temperatura ligeramente superior al resto del receptor.

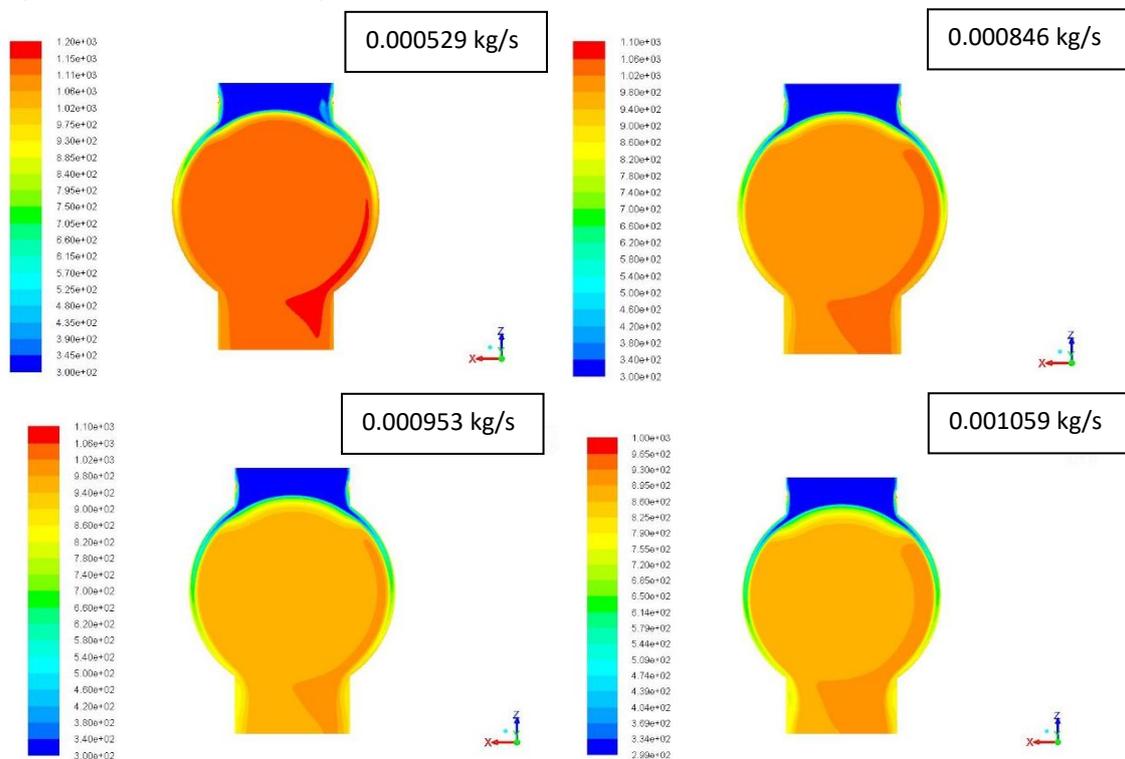


Figura 4. 21 Contornos de temperatura en Kelvin de 4 simulaciones ordenadas de menor a mayor flujo másico.

Debido a la propia forma de la mancha generada por el simulador solar las diferencias de temperaturas entre discos también serán grandes. Al estar la radiación muy concentrada en la parte central del receptor los discos centrales tienen una temperatura bastante más alta que los que se encuentran en los extremos del receptor, moviéndose estas diferencias de temperatura alrededor de hasta 500 K. En la siguiente imagen de la cara frontal del receptor con todos los discos se puede apreciar las iso-líneas de temperatura con forma circular que corresponden aproximadamente con las iso-líneas de radiación emitidas por la lámpara del simulador solar. Los discos son lo suficientemente finos como para suponer que la temperatura es la misma en todo el espesor. La figura siguiente muestra la temperatura frontal de cada disco para el flujo de masa máximo y mínimo en la simulación. Los discos están numerados siendo el 1 el disco central, con máxima radiación y en consecuencia máxima temperatura, y el 10 el

disco externo, con mínima temperatura. Debido al punto de radiación no homogéneo generado por el concentrador del simulador solar a escala de laboratorio, la diferencia de temperatura entre el primer y el último disco es mucho mayor que a escala real con condiciones de flujo casi homogéneas de un receptor central CSP. Como puede verse en la figura, la temperatura media de los discos obtenida por simulación sigue una distribución normal en la que el máximo se encuentra en el disco central y la temperatura media de los discos va bajando conforme se acercan al extremo. Esta distribución de las temperaturas medias de los discos en el receptor es lógica y concuerda con los resultados esperados teniendo en cuenta la distribución de la radiación en la apertura, mostrada en la figura 4.12, también sigue una distribución normal con su máximo en el disco central, lo que genera que sea este disco el que mayor radiación reciba y por tanto el que alcance una temperatura media superior para iguales condiciones de flujo.

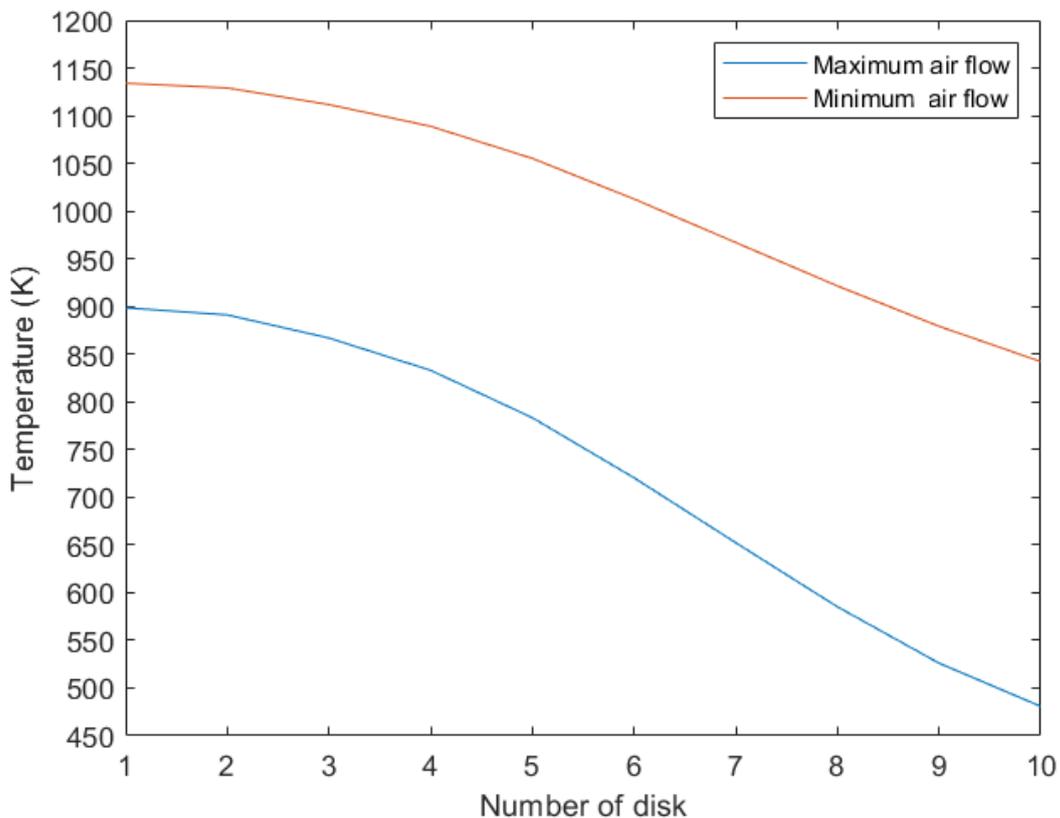


Figura 4. 22 Distribución de temperaturas en la cara frontal de los discos para el máximo flujo másico y el mínimo flujo másico.

En la figura anterior de los discos se puede apreciar esta mancha con la máxima temperatura en el disco central y la mínima en el extremo.

Además de la distribución de las temperaturas en los discos, existen otros factores de la simulación que son interesantes para conocer el funcionamiento del receptor más en profundidad. Uno de estos factores es la distribución de temperatura del aire en el plano central, perpendicular a los discos. La representación de este disco permite ver la evolución de la capa límite térmica, muy importante en el desempeño del receptor, y su evolución conforme la velocidad de giro del disco aumenta, mostrando los contornos de

temperatura del aire en el plano perpendicular a los discos. También permiten ver la capa límite cinemática mostrando los contornos de velocidad en este mismo plano. En las siguientes figuras, 4.23 y 4.24, se puede apreciar esta capa límite tanto térmica como cinemática.

En las figuras se puede comprobar como las zonas pegadas a los discos, con una menor velocidad, tienen temperaturas mayores a las zonas centrales, siendo estas temperaturas casi las mismas que las de los propios discos.

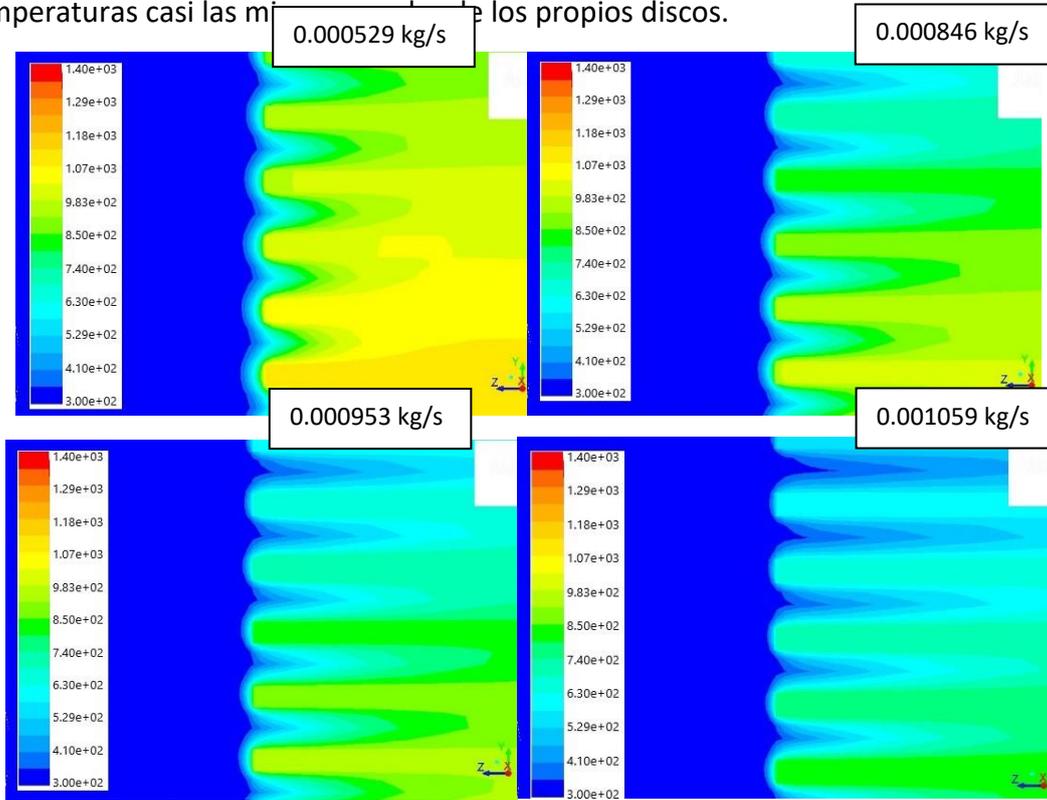
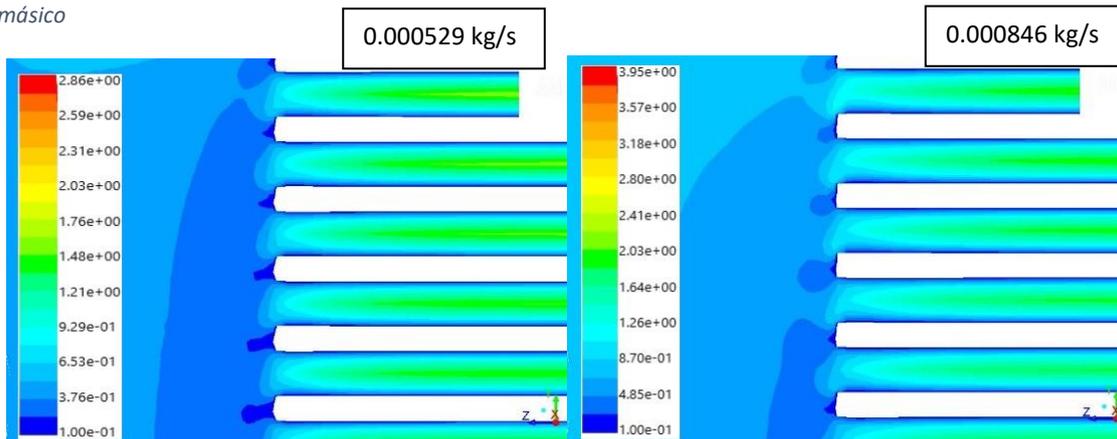


Figura 4. 23 Capa límite térmica en Kelvin entre los discos para 4 casos simulados, ordenados de menor a mayor flujo másico



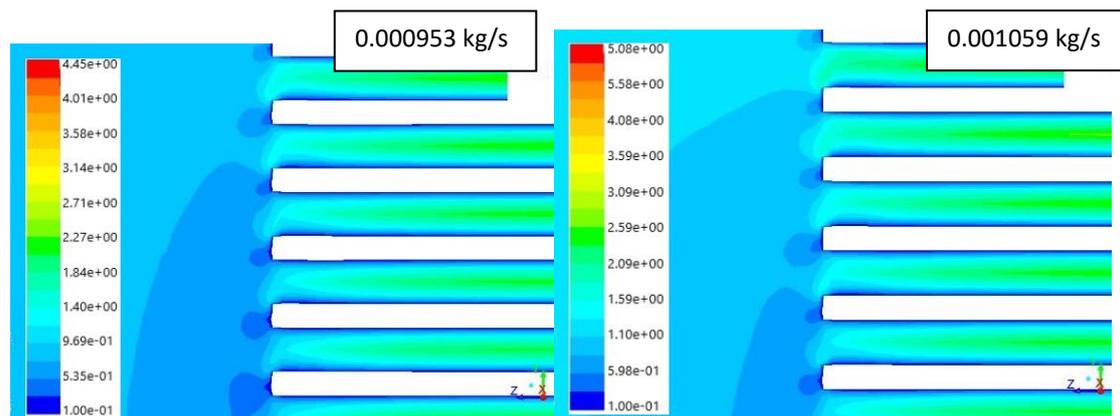


Figura 4. 24 Capa límite cinemática en m/s entre los discos para 4 casos simulados, ordenados de menor a mayor flujo másico

La distribución de temperaturas a la salida del receptor también es interesante para conocer el comportamiento del receptor. El efecto de que la radiación se encuentre tan concentrada en la parte central de los discos, generando grandes diferencias de temperatura entre los discos centrales y extremos se ve reflejado en la distribución de la temperatura a la salida, siendo esta muy poco homogénea. Este efecto en el funcionamiento real en planta del receptor desaparecería en condiciones reales de funcionamiento de planta ya que las estrategias de apuntado de los heliostatos producen mapas de radiación en la cara frontal de los receptores más homogéneos.

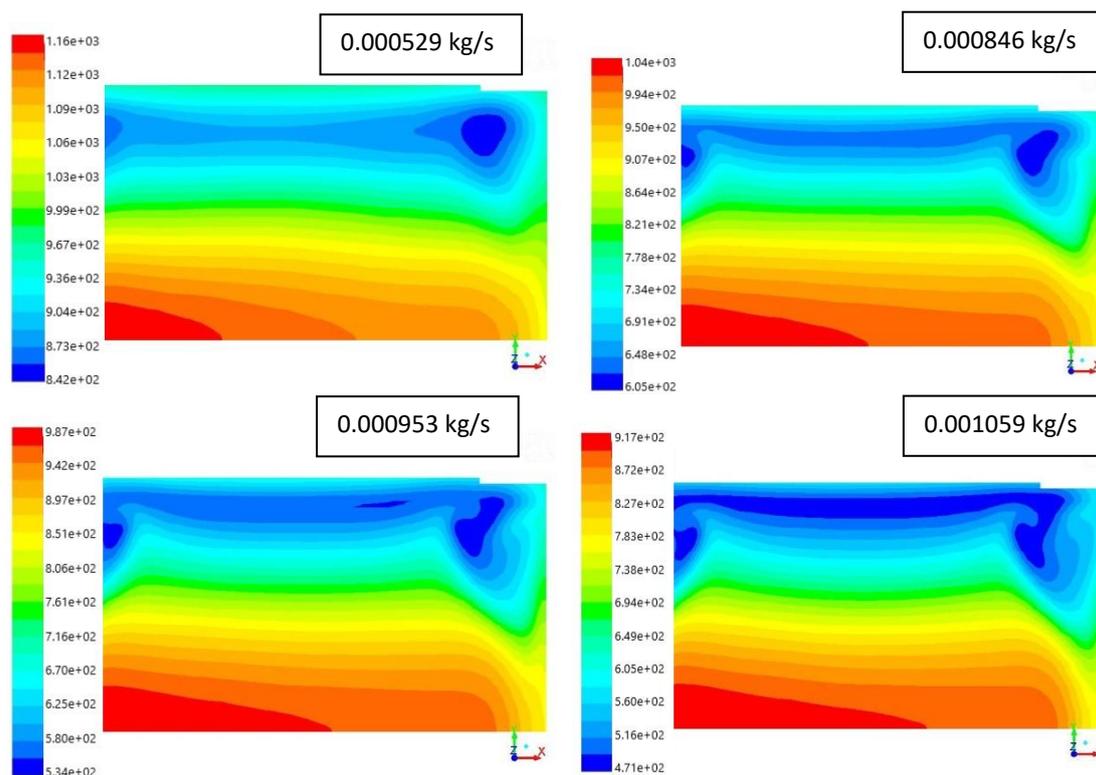


Figura 4. 25 Contornos de temperatura del aire en Kelvin a la salida de 4 simulaciones ordenadas de menor a mayor flujo másico.

Con los datos de las potencias, tanto la absorbida por el aire como la emitida por radiación se puede realizar el cálculo de la eficiencia térmica, y tomarla como una estimación del funcionamiento del receptor en una planta real, aunque las condiciones de trabajo no sean las mismas. En las siguientes figuras, 4.26 y 4.27, se van a mostrar los

resultados de funcionamiento del receptor. Se han realizado simulaciones para flujos másicos, definidos por la velocidad de entrada del aire comprendida entre 0.00026 kg/s y 0.0006089 kg/s, y para velocidades de giro de 6 rad/s. Como se puede deducir, este flujo másico de entrada corresponde a la mitad del ensayado en el laboratorio debido a que, por simetría, solo se ha modelado la mitad del receptor. Aun así, los resultados mostrados a continuación corresponden a los del receptor completo, el doble que los obtenidos del modelo.

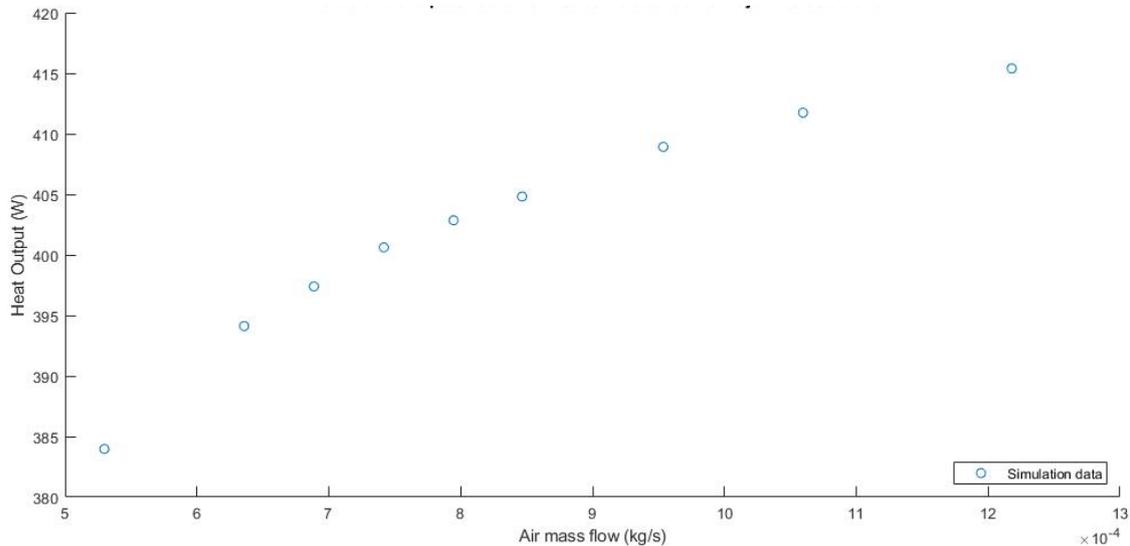


Figura 4. 26 Evolución de la potencia absorbida por el aire en el receptor

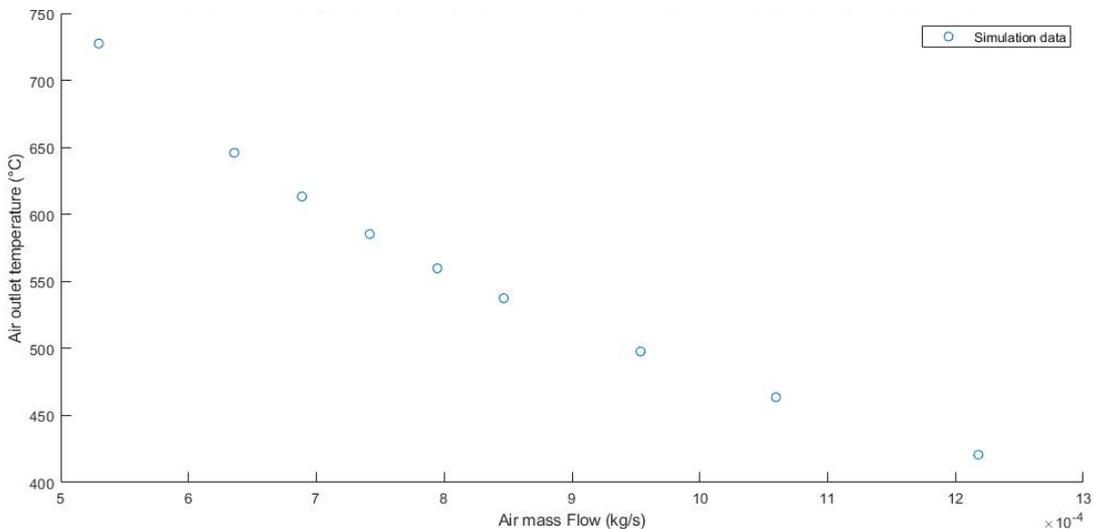


Figura 4. 27 Evolución de la temperatura de salida del aire en el receptor

Como era de esperar, los resultados de potencia absorbida aumentan conforme aumenta el flujo másico de aire así como la temperatura del aire a la salida disminuye con este aumento del flujo másico. En el caso de potencia se puede observar que se está acercando a un comportamiento asintótico creciendo cada vez menos con el aumento del flujo másico por el mismo efecto que se ha comentado al final del capítulo anterior, debido a las pérdidas térmicas.

La siguiente tabla, tabla 4.7, es un resumen de los resultados de temperatura del aire a la salida y potencia absorbida por el aire en las simulaciones.

Flujo másico (kg/s)	Potencia absorbida (W)	Temperatura a la salida (°C)
0.001217857	415.39	420.69
0.001059589	411.74	463.67
0.000953662	408.92	497.79
0.000846551	404.81	537.48
0.000794617	402.86	559.76
0.000741729	400.62	585.35
0.000688746	397.40	613.37
0.000635763	394.12	645.96
0.000529797	383.98	727.45

Tabla 4. 8 Resultados obtenidos de las simulaciones

Con los resultados ya del modelo CFD, en el siguiente apartado, último de este capítulo, se compararán los resultados obtenidos del modelo CFD con los obtenidos de la experimentación para validar el modelo y poder evaluar resultados en condiciones de radiación similares a las de planta, como se verá en posteriores capítulos de la tesis.

Validación de las simulaciones y conclusiones

Una vez obtenidos los resultados del modelo CFD reproduciendo las condiciones de la experimentación, para validarlos y asegurar que estos y otros obtenidos a partir de este modelo son fiables y lo suficientemente precisos, se deben comparar con los obtenidos en las pruebas realizadas en el simulador solar al prototipo de receptor. Diferencias relativas por debajo del 15% se consideran óptimas a la hora de validar un modelo CFD, teniendo en cuenta las incertidumbres de los equipos de medida así como las simplificaciones introducidas en el modelo de cálculo para que el problema sea solucionable.

Para los puntos estudiados tanto de manera teórica como experimental, las temperaturas de salida de aire variaron entre 425°C y 750°C y las potencias absorbidas por el aire entre 380 y 420 W para todo el receptor. Como previamente se ha comentado, la potencia incidente en todos los casos era de 480 W.

En la siguiente tabla, tabla 4.8, se pueden comprobar los errores en potencia y temperatura del aire a la salida para cada uno de los 9 puntos estudiados en la validación.

flujo másico de aire (kg/s)	error absoluto en el calor absorbido (W)	Error absoluto en la temperatura de salida (K)	error relativo en la potencia absorbida (%)	error relativo en la temperatura de salida (%) (T/ΔT)
0.001217857	1.39	42.5	0.34%	11.26%
0.001059589	2.06	37.4	0.50%	8.79%
0.000953662	1.52	29.3	0.37%	6.26%
0.000846551	0.49	19.6	0.12%	3.80%
0.000794617	3.22	16.0	0.81%	2.95%
0.000741729	7.42	14.1	1.89%	2.47%
0.000688746	12.80	13.6	3.33%	2.27%
0.000635763	20.79	16.9	5.57%	2.68%
0.000529797	43.67	38.0	12.84%	5.52%

Tabla 4. 9 Errores absolutos y relativos entre los resultados del modelo CFD y las pruebas de laboratorio

En cuanto al error entre el modelo y la experimentación, la tabla anterior muestra que el error máximo entre el modelo y los resultados de las pruebas coincide con la producción de calor en el flujo de aire mínimo y es inferior al 15%, lo que confirma la validez del modelo numérico.

En las siguientes figuras, 4.28 y 4.29, se puede comprobar de manera gráfica esta comparación de la potencia absorbida y la temperatura del aire a la salida.

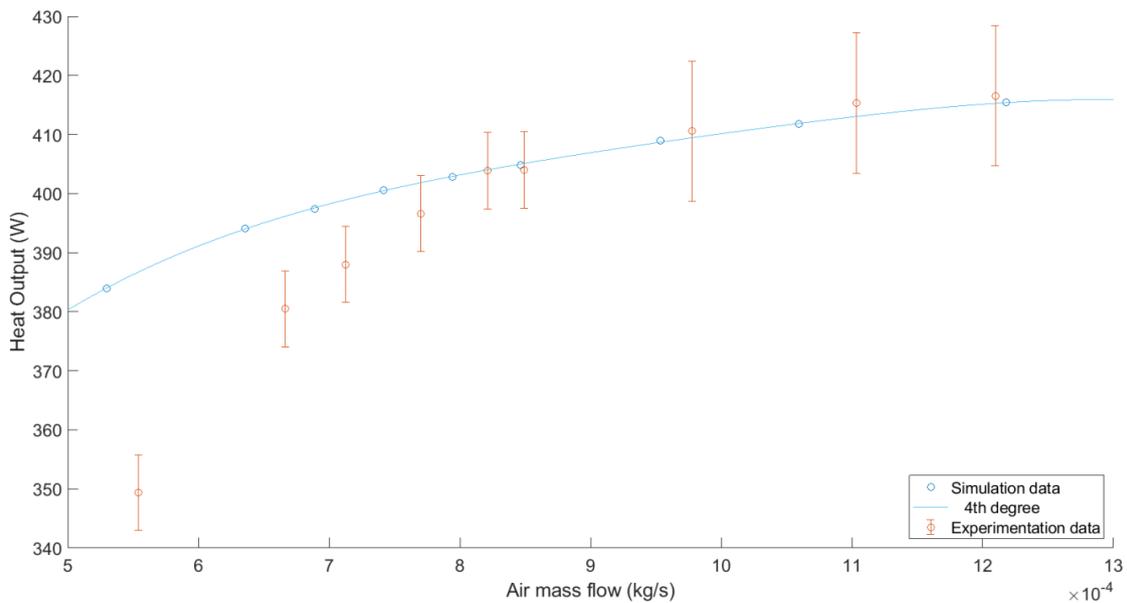


Figura 4. 28 Comparación de la potencia absorbida según los resultados de la simulación y los obtenidos mediante experimentación

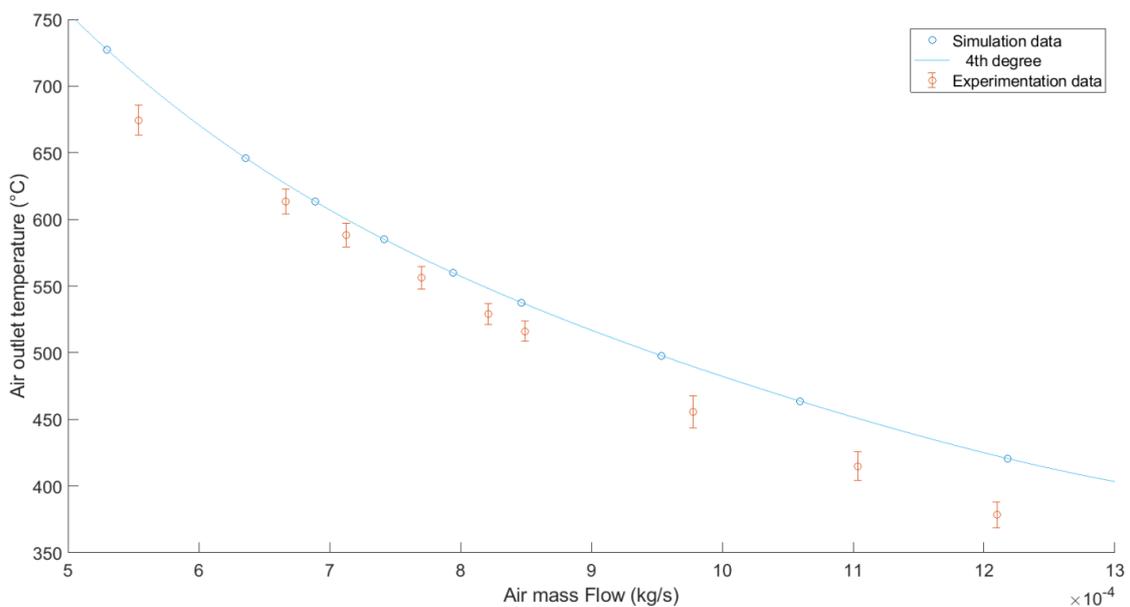


Figura 4. 29 Comparación de la temperatura del aire a la salida según los resultados de la simulación y los obtenidos mediante experimentación

Las figuras y los datos anteriores muestran mayores desviaciones en la validación del modelo para flujos másicos bajos. En esta región de flujo másico, el número de Reynolds lineal es menor y la turbulencia del aire entre los discos está cerca del flujo laminar. En los valores de Reynolds cercanos al flujo laminar, la precisión del modelo k- ω SST disminuye y por ello las diferencias entre los resultados del modelo y los experimentales son mayores. Además de esto, la homogeneización de la temperatura en la salida del receptor es peor con números de Reynolds más bajos, lo que puede dar lugar a mayores errores en el cálculo de la temperatura media en la salida y en la medición de la

temperatura de salida del aire. A pesar de ello, el error relativo máximo en la temperatura de salida del aire y la producción de calor es siempre inferior al 15%.

Como se ha podido comprobar en este apartado y en el apartado anterior donde se mostraron los resultados experimentales, los datos de temperatura de salida del aire tenidos en cuenta para realizar la validación y la evaluación del prototipo han sido los obtenidos del balance de potencias en el intercambiador y no los medidos con termopar a la salida del receptor. Al no disponer el banco de ensayos de homogeneizador de temperaturas y teniendo en cuenta el reducido tamaño del conducto entre el receptor y el intercambiador de calor, la temperatura medida en esta zona es muy heterogénea y variable por lo que no es una opción completamente fiable para la validación del modelo.

A pesar de esto, se ha querido mostrar la temperatura medida a la salida de receptor en el termopar colocado en el centro del conducto de salida. En la siguiente gráfica, figura 4.30, se puede ver la comparación de la temperatura obtenida de la simulación así como una medida del termopar 2 (central).

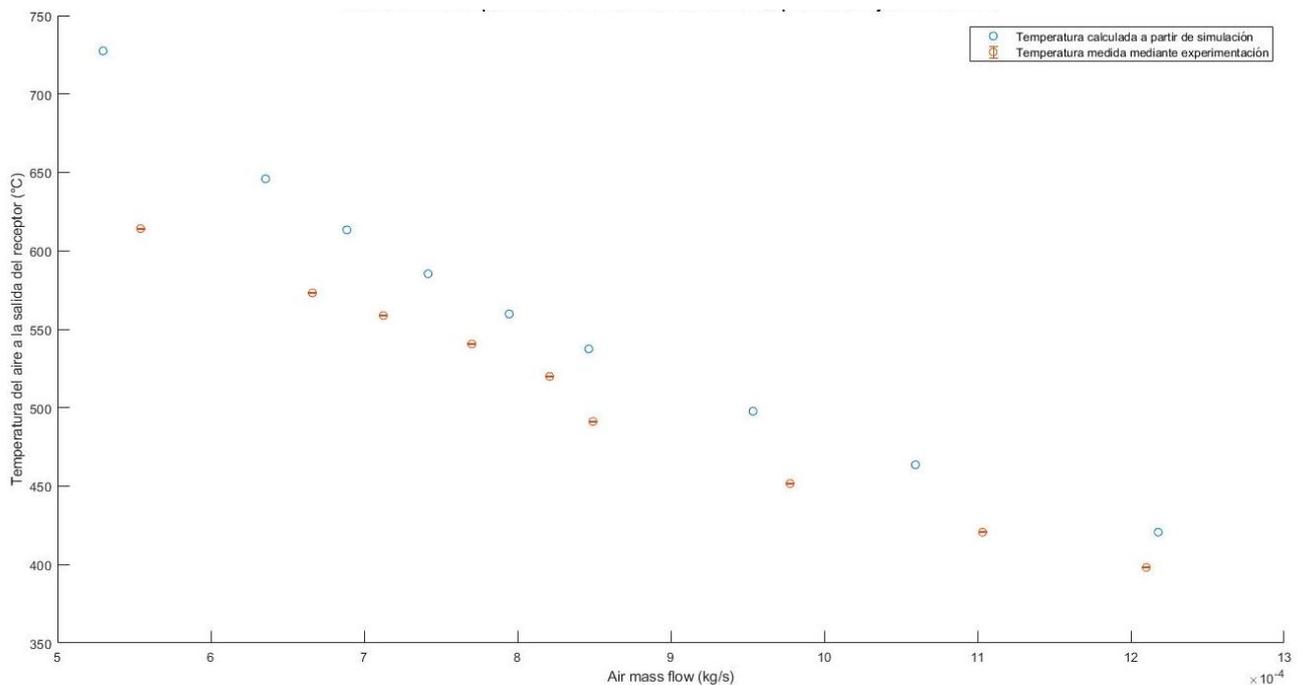


Figura 4. 30 Comparación entre temperatura medida por el termopar 2 y la calculada a partir del modelo

Como se puede ver en la gráfica, los resultados no son muy dispares con el modelo CFD pero debido a esta falta de homogeneidad en la medida de temperatura a la salida del receptor, al no haber espacio en el sistema para un homogeneizador de flujo, como antes se ha explicado, para realizar la validación se ha tomado la temperatura de salida del aire como la calculada a partir del balance de potencias en el intercambiador de calor, que dan una estimación de la temperatura media a la salida del receptor y proporcionan unos resultados completamente fiables y con bastante precisión, como se ha mostrado anteriormente.

Los resultados mostrados en este capítulo corroboran lo mostrado por la experimentación, es decir, a pesar de no trabajar en su punto óptimo de funcionamiento con radiación no homogénea, el receptor de discos muestra eficiencias térmicas superiores al resto del estado del arte de receptores volumétricos, como muestra la tabla 3.6, convirtiendo a este receptor en una alternativa con potencial para abrir otra línea de desarrollo dentro de la tecnología de receptores volumétricos.

Otro resultado relevante del estudio corresponde a la velocidad de giro de los discos, factor que previamente a la realización del estudio se presumía clave para aprovechar al máximo las ventajas de este concepto. Como se ha visto en el apartado dedicado a ello y en las figuras 4.13 y 4.14, la velocidad de giro produce mejoras significativas en la transferencia de calor entre el aire y los discos aumentando la potencia absorbida alrededor de un 10%. Otra conclusión clara de este apartado es que una vez alcanzada la velocidad óptima de 6 rad/s, para la que la distribución de temperaturas de los discos es casi completamente radial, el aumento de la velocidad de giro del receptor no tiene apenas efecto en el desempeño térmico del mismo.

Además, se ha cumplido el objetivo principal del capítulo, correspondiente al objetivo específico III de esta tesis doctoral. Se ha obtenido una herramienta validada con una precisión suficiente (con un error máximo del 12.84%), siendo consciente de los límites del modelo de turbulencia y del cálculo, que va a permitir en siguientes capítulos de esta tesis evaluar el desempeño del receptor para condiciones que reproduzcan las condiciones de radiación homogéneas y óptimas en las que trabajaría el dispositivo en una central CSP.

Por otra parte, esta herramienta también servirá como primera iteración para optimizar la geometría y el diseño del receptor en posteriores fases de su desarrollo o en posteriores estudios.

Todos los resultados mostrados en este capítulo han sido publicados en la revista *Applied Thermal Engineering* tras la revisión de expertos. La referencia es la siguiente:

- X. Rández, F. Zaversky, D. Astrain, *A novel active volumetric rotating disks solar receiver for concentrated solar power generation*, *Applied Thermal Engineering*, Volume 206, 2022, 118114, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118114>

(Rández, et al., 2022)

5. Caracterización mecánica del receptor

Una vez terminado el estudio térmico del receptor y tras comprobar, mediante la validación del modelo, que su desempeño desde el punto de vista térmico mejora a las opciones actuales de receptores volumétricos convencionales, los llamados receptores de copas, se debe realizar un análisis del comportamiento mecánico del sistema, es decir, se debe demostrar la viabilidad estructural del sistema de discos. La finalidad de este capítulo es demostrar la viabilidad estructural del sistema de discos y así alcanzar el objetivo específico IV de la tesis. Para ello se ha realizado un estudio termo-mecánico con el que se determinarán al final, los perfiles de tensiones que se pueden encontrar en los discos y si el material es capaz de aguantarlos o si, por el contrario, falla y los discos se rompen. Esto se ha llevado a cabo mediante un modelo FEM en ANSYS centrado en el estudio de la mecánica de la fractura y la difusión de las grietas dentro del material. Este modelo está alimentado con los resultados obtenidos en primer lugar de la caracterización del carburo de silicio y en segundo lugar de un modelo CFD a escala real.

La caracterización del carburo de silicio ha medido los parámetros que definen el comportamiento del material en términos de mecánica de la fractura. Se han medido y estimado la dureza y microdureza, la tenacidad a la fractura y el módulo de Young, parámetros suficientes para definir el material dentro del modelo FEM. Por otra parte, el modelo CFD consiste en una porción de receptor formada por tres discos a los que se les ha aplicado una radiación homogénea, como la que recibiría un el receptor en una central. Este modelo se ha realizado para 4 diámetros de disco diferentes que son los que posteriormente se han estudiado en el modelo mecánico. Del modelo CFD se han obtenido los perfiles de temperatura de los discos que permiten calcular las tensiones térmicas inducidas en los mismos. Por último, mediante el modelo FEM, a partir de los inputs de la caracterización mecánica y del modelo CFD, se han calculado las tensiones térmicas inducidas en los discos así como el comportamiento de las grietas en su interior.

En el siguiente capítulo se han detallado los tres pasos definidos para este análisis mecánico: el modelo CFD, la caracterización del material y el modelo FEM, así como las bases teóricas en las que se apoya y las conclusiones obtenidas de los resultados arrojados por el modelo. Para la realización de las actividades de este capítulo se ha contado con el apoyo del Grupo de Durabilidad e Integridad Mecánica de Materiales Estructurales (DIMME) de la Universidad Rey Juan Carlos, expertos en el comportamiento de materiales cerámicos frágiles.

Durante este capítulo se ha realizado un análisis termo-mecánico que defina las dimensiones óptimas de los discos y del receptor. Para ello, el estudio se dividió en tres partes, cada una de ellas constituirá un apartado dentro de este capítulo:

- La caracterización mecánica del material, SiC, para alimentar el modelo mecánico.
- Las simulaciones CFD que proporcionan gradientes térmicos en la superficie del disco para alimentar las simulaciones mecánicas.

- Las simulaciones mecánicas FEM se llevaron a cabo para obtener los campos de tensiones en el disco, causados por los gradientes térmicos. Este modelo también se diseñó para simular un posible crecimiento de grietas y el patrón de grietas generado en el disco cerámico.

5.1 Caracterización del material

El primer paso del análisis mecánico, para comprobar la integridad estructural de los discos, es la caracterización del carburo de silicio del que van a estar fabricados. Como ya se ha explicado anteriormente, los materiales cerámicos tienen comportamiento frágil, por lo que no se puede estudiar su comportamiento a partir de modelos como el de Tresca o Von Mises (Hill, 1998) habituales para los materiales metálicos. Debido a esto, su caracterización tampoco se puede realizar de manera significativa mediante la curva de tensión deformación obtenida de los ensayos de tracción. La caracterización de los materiales cerámicos se puede realizar desde dos puntos de vista o criterios de fallo: desde el punto de vista de la resistencia del material, midiendo esta resistencia a partir de test de flexión y el estudio estadístico a partir de la distribución de Weibull, y desde el punto de vista de la mecánica de la fractura, teniendo en cuenta la difusión de las grietas en el interior del material y midiendo otros parámetros como la dureza y la tenacidad de la fractura.

Al contrario que otros estudios centrados en receptores volumétricos de copas en los que se ha tomado la resistencia a la fractura como criterio de fallo (Fend, et al., 2016), la experiencia de versiones previas del mismo concepto de receptor de discos, en el seno del proyecto CAPTURE (Zaversky, et al., 2016), mostró que la rotura de los discos se producía por la expansión de grietas desde la superficie interior del disco, en el contacto entre el eje y los discos, hasta el borde exterior, como se puede ver en la siguiente figura. Esto muestra que las grietas en el material, bien sean generadas por el propio proceso de fabricación del material o por el contacto entre el disco y el eje, sufrían en sus bordes la tensión suficiente para iniciar el proceso de difusión de las mismas, ampliándolas hasta alcanzar la inestabilidad y causando el fallo del material. Esta experiencia previa muestra que el análisis de la integridad estructural del receptor se debe realizar desde el punto de vista de la mecánica de la fractura, a pesar de que el método Weibull sea el más extendido.



Figura 5. 1 Disco roto de la primera versión sin optimizar del concepto de discos. El aplastamiento para unir discos con eje forma un concentrador de tensiones donde se inicia la grieta.

Además, otra ventaja de este método con respecto al de la distribución de Weibull es que no necesita de un amplio número de probetas normalizadas para que su precisión sea suficiente. Por otra parte y como inconveniente, el estudio del modelo mecánico ha sido más complejo al tener que incluir elementos que modelen las grietas y su comportamiento ante las tensiones inducidas por los gradientes térmicos.

Para la caracterización del carburo de silicio se han llevado a cabo dos tipos de ensayos: ensayos de dureza Vickers y ensayos de microdureza mediante nanoindentación instrumentada. A partir del ensayo de dureza Vickers se han estimado la tenacidad a la fractura (K_{IC}) y la tensión crítica (σ_c) además de la dureza Vickers; por otro lado, a partir de los ensayos de nanoindentación instrumentada se han obtenido el módulo de Young y la dureza local del material. A continuación se explicarán estos ensayos, se describirán los instrumentos utilizados para llevarlos a cabo y se desarrollarán los modelos utilizados para la estimación de las variables.

La caracterización mecánica de la tenacidad de la fractura en los materiales cerámicos puede desarrollarse sobre la base del ensayo Vickers. Los ensayos de dureza Vickers permiten estimar la tenacidad a la fractura y otras propiedades mecánicas como la energía de Griffith, necesaria para definir las propiedades de los elementos en el modelo FEM. Es posible estimar la dureza de la fractura a partir del ensayo de dureza Vickers mediante la aplicación de una correlación matemática entre la carga, la longitud de las grietas radiales superficiales y el patrón de las grietas. Los diferentes modelos de fractura para estimar la dureza de la fractura a partir del ensayo Vickers se clasifican en la literatura en dos grupos, asumiendo en cada uno de ellos una geometría de grieta diferente (Ponton & Rawlings, 1989). Los modelos del primer grupo se basan en una geometría de grieta radial-media, incluyéndose en este grupo Lawn y Swain (Lawn & Swain, 1975), Lawn y Fuller (Lawn & Fuller, 1975), Evans y Wilshaw (Evans & Wilshaw, 1976) o Tanaka (Tanaka, 1987). Por el contrario, los modelos del segundo grupo se basan en la geometría de la grieta palmqvist, Niihara (Niihara, 1983), Laugier (Laugier, 1987) o Shetty et al. (Shetty, et al., 1985) se incluyen en el segundo grupo. Rocha-Rangel (Rocha-Rangel, 2011), Faisal et al. (Faisal, et al., 2014), Quinn y Bradt (Quinn & Bradt, 2007) o Sergejev y Antonov (Sergejev & Antonov, 2006) estudiaron y comprobaron la aplicación de estos modelos.

Los otros dos atributos del material, la dureza local y el módulo de Young, se determinaron mediante ensayos de nanoindentación. En los ensayos de nanoindentación, la carga aplicada y el desplazamiento del indentador se miden continuamente durante un ciclo de carga y descarga. La geometría conocida del indentador permite entonces determinar el tamaño del área de contacto. La dureza local puede estimarse mediante la relación entre la carga máxima de indentación y esta área de contacto. El procedimiento también permite obtener el módulo de Young del material de la muestra a partir de una medición de la "rigidez" del contacto, es decir, la tasa de cambio de carga y profundidad, medida durante la rama de descarga.

Marco teórico para la determinación de los parámetros del modelo FEM a partir de los ensayos realizados

El término G , energía de Griffith, corresponde la energía suministrada por unidad de superficie para crear nuevas superficies que se forman al expandirse la grieta en el material. El suministro de energía procede de las partes del cuerpo con menor carga, aunque la principal contribución procede de las áreas de concentración de tensiones que provocan un aumento local de las mismas, en los extremos de la grieta, que funcionan como entallas que favorecen el fallo del material, como sucedió en la primera versión del receptor de discos y como se muestra en la figura 5.1. G puede considerarse (dimensionalmente) como una fuerza (suministrada por el cuerpo) por unidad de longitud de la grieta, o fuerza de propagación de la grieta. Desarrollando la ecuación de Griffith llegamos a la ecuación 5.1.

$$G = -\frac{\pi\sigma^2c}{E} \quad (5.1)$$

Dónde:

- σ es la tensión del material.
- c es el tamaño de la grieta, tomándola como elíptica, en dirección perpendicular a la tensión.
- E es el módulo de Young.

La teoría asume que la diferencia entre la energía elástica almacenada en el cuerpo y disipada por la grieta más el trabajo externo ejercido sobre el cuerpo por la tensión normal aplicada es proporcional a la energía elástica contenida en un círculo de radio c ($2a$) como muestra la siguiente imagen.

La ecuación anterior es la que permitirá, a partir de los datos de los ensayos realizados, definir los límites de σ y c para alimentar el modelo FEM que modela las grietas y la apertura de las mismas.

El factor de intensidad de la tensión (K) es un parámetro cuantitativo de la resistencia a la fractura que determina el valor máximo de la tensión que puede aplicarse a una probeta que contiene una grieta de cierta longitud. La tenacidad a la fractura (K_{Ic}), modo de fallo por apertura de grieta a tracción, es un parámetro límite del material, de modo que superando este valor se produce la expansión de la grieta por el material.

La propagación de la grieta se produce cuando G alcanza un valor crítico G_c , como muestra la ecuación 5.2. Como antes se ha comentado, con este valor crítico G_c , se pueden definir valores críticos de tensión y tamaño de grieta que se introducirán en el modelo de elementos finitos para definir el fallo del material.

$$G = \frac{\pi\sigma_{cr}^2c_{cr}}{E} \quad (5.2)$$

En posteriores apartados de este capítulo se explicará cómo se analiza y se introduce esta información, extraída de los ensayos en el modelo FEM.

Aplicando lo previamente expuesto. Es posible correlacionar la medición de la dureza de las muestras cerámicas con diferentes características microestructurales y

propiedades como la tenacidad a la fractura, la extensión de la grieta y el módulo elástico teniendo en cuenta las siguientes consideraciones (Rocha-Rangel, 2011):

1. El campo de tensiones lo forman: la carga aplicada, el campo de tensiones en el volumen de la muestra alrededor de la zona indentada que responde a condiciones de elasticidad (o de flujo plástico del material alrededor de la zona indentada. Dado que existen tensiones cuando se retira la carga, se denominan residuales.
2. La tensión máxima debida a la aplicación de la carga en el volumen bajo la zona de indentación se produce en la interfaz entre la zona elástica y la zona plástica, que a su vez crea microfisuras que dependen de la población de imperfecciones de la superficie y de los mecanismos de nucleación de los planos de deslizamiento del material.
3. En la superficie el indentador provoca compresión y no tensión y actúa sin oponerse a las tensiones residuales.
4. Cuando se retira el indentador la compresión en la superficie disminuye a cero.
6. Las grietas radiales y meridionales se combinan para formar una superficie de grieta semi-elíptica y su diámetro es aproximadamente el doble de la profundidad de la grieta.
7. Las grietas radiales completamente desarrolladas están en equilibrio mecánico y sus dimensiones se determinan a partir del K_{IC} . Por lo tanto, esto permite medir el K_{IC} .

Las ecuaciones que determinan la dureza y este parámetro son (Rocha-Rangel, 2011) las ecuaciones 5.3 y 5.4:

$$H_V = \frac{P}{\alpha a^2} \quad (5.3)$$

$$K_c = \frac{P}{\beta c^2 E} \quad (5.4)$$

A partir de estas dos ecuaciones y estimaciones experimentales como las antes mencionadas (Niihara, Antis, Lawn...) se obtiene la ecuación para obtener la tenacidad a la fractura a partir del ensayo de dureza. Para el caso de estudio, como posteriormente se especificará, se ha utilizado la ecuación de Evans & Charles (Evans & Charles, 1976).

Ensayo de dureza Vickers

El primer ensayo que se ha realizado para la caracterización del carburo de silicio es el ensayo de dureza Vickers. La dureza Vickers y la tenacidad a la fractura se determinaron mediante la carga aplicada con el indentador y las mediciones de la huella residual producida en la superficie del material y el patrón de grietas, respectivamente. Las pruebas de dureza se realizaron con un durómetro Wolpert de INSTRON.

Se realizaron sesenta indentaciones Vickers en diferentes zonas de los discos de SiC. Los ensayos se programaron manteniendo una distancia suficiente entre las indentaciones para evitar la interacción entre ellas. Se estableció como distancia de referencia entre ensayos al menos 10 veces la longitud diagonal de una huella residual.

El cálculo de la dureza Vickers se obtuvo, siguiendo las normas basadas en los primeros estudios de Smith y Sandland (Smith & Sandland, 1922), aplicando una carga de 3 kg en

la superficie del material a través de un indentador de diamante, en forma de pirámide rígida con base cuadrada y un ángulo de 136 grados entre las caras opuestas como las de la siguiente imagen, figura 5.2.

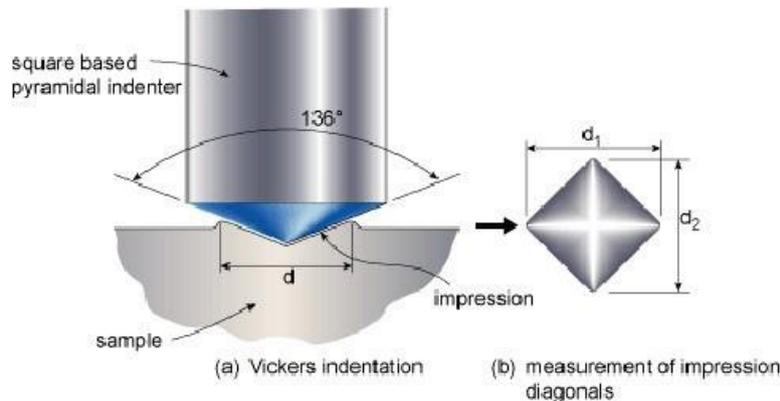


Figura 5. 2 Esquema de pirámide de indentación

Las dos diagonales de la indentación que quedan en la superficie del material tras la retirada de la carga se midieron con un microscopio óptico y se calculó su media, d . Se calcula el área de la superficie inclinada de la indentación. La dureza Vickers es el cociente obtenido al dividir la carga, F , por el área de indentación. Haciendo las sustituciones oportunas y teniendo en cuenta la geometría del indentador, se calculó la dureza Vickers mediante la ecuación 5.5:

$$HV3 = \frac{1.8544 * F}{d^2} \quad (5.5)$$

Además de las medidas de dureza, como se ha explicado en la sección anterior, los ensayos de dureza Vickers permiten estimar la resistencia a la fractura y otras propiedades mecánicas como la energía de Griffith (Green, 1998) como se ha detallado en el apartado anterior. El modelo seleccionado en este estudio para estimar la tenacidad de fractura fue el propuesto por Evans y Charles en 1976 (Evans & Charles, 1976) aplicando la ecuación 5.6:

$$K_c = 0.0824 \frac{F}{c^2} \quad (5.6)$$

Donde F es la carga en el indentador y c el tamaño medio de las grietas, medido después de la identificación desde el centro de la huella. Las grietas se midieron por medio de la observación SEM de las huellas residuales después de las indentaciones. Se utilizó un microscopio electrónico de barrido HITACHI S3000 para obtener las imágenes.

En las siguientes imágenes mostradas en la figura 5.3 se pueden comprobar algunos ejemplos de las mediciones realizadas por este método.

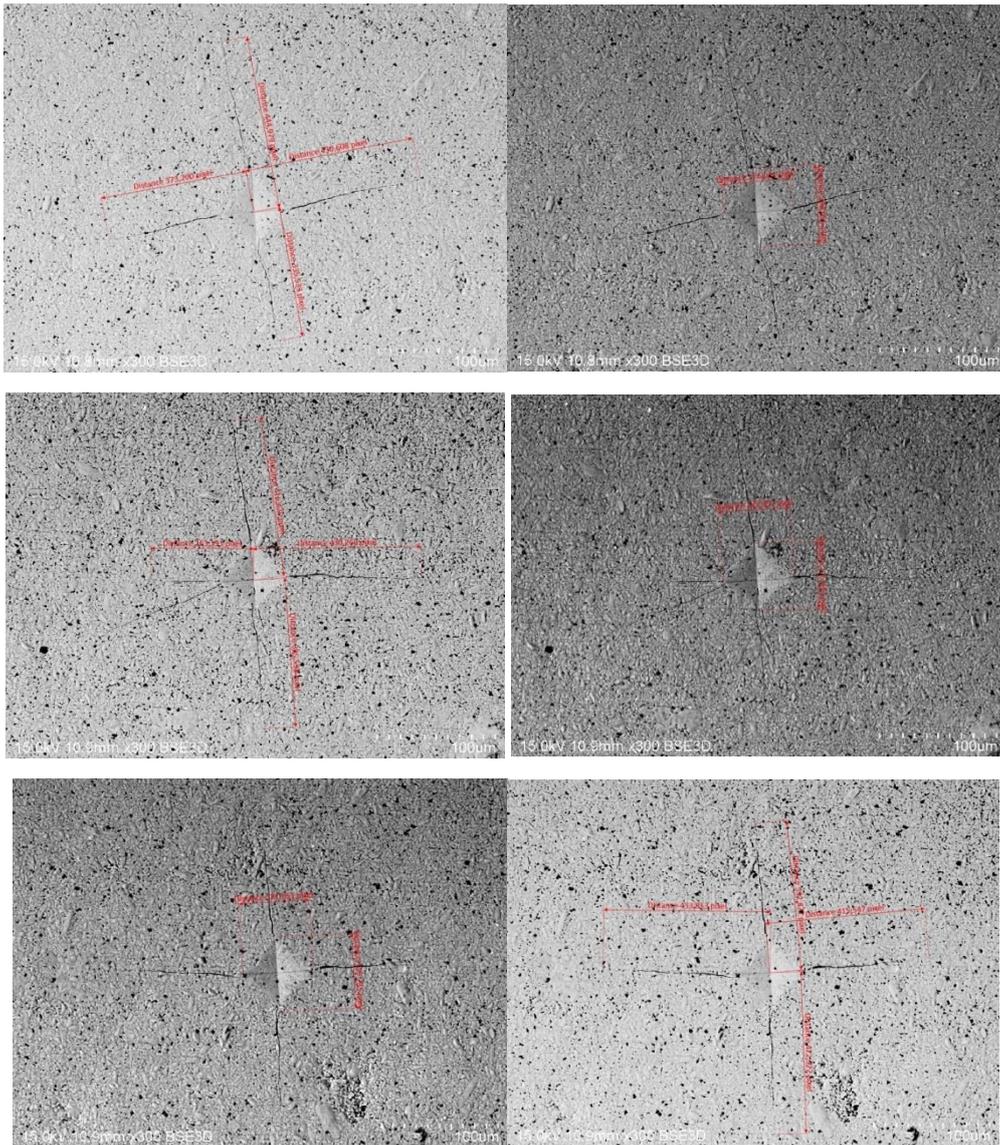


Figura 5. 3 Imágenes SEM tomadas de la huella del indentador y las grietas generadas en el material

Desde el punto de vista experimental, es difícil obtener un patrón de grietas que pueda asignarse al correspondiente a la ecuación de Evans & Charles. Por ello, se seleccionaron cuidadosamente las impresiones de grietas para que cumplieran los requisitos expresados en el modelo aquí utilizado. Las grietas crecen desde los bordes de la indentación en la dirección radial, como se muestra en la figura 5.3. La ecuación de Evans & Charles requiere que no se activen mecanismos de disipación adicionales durante la propagación de la grieta. El mecanismo de disipación adicional de energía más común es la desviación de la grieta alrededor de los granos de SiC. En la figura 5.4 se presenta un detalle del patrón de propagación de la grieta. Es evidente que el crecimiento de la grieta sigue una trayectoria transgranular evitando el mecanismo de deflexión indeseable.

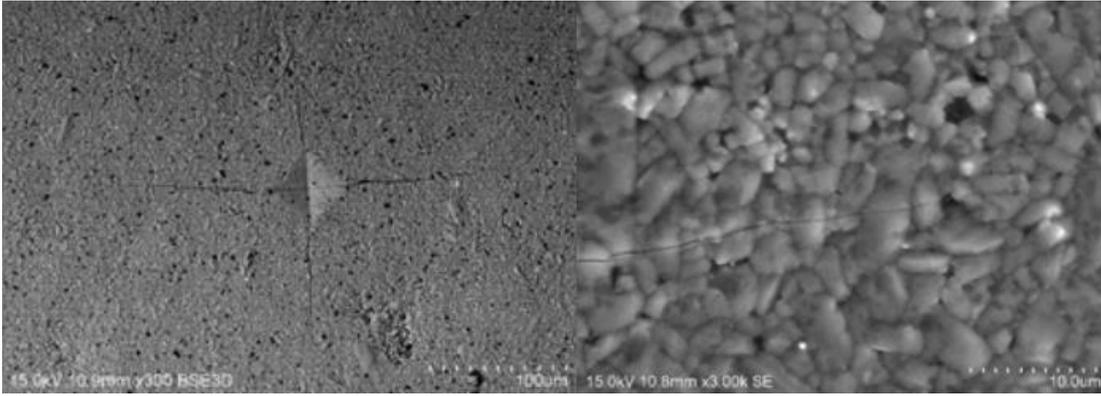


Figura 5. 4 Mecanismo de rotura transgranular en el SiC, este mecanismo permite la aplicación del criterio de Evans & Charles.

Los resultados obtenidos de los ensayos se muestran en las siguientes figuras, 5.5 y 5.6.

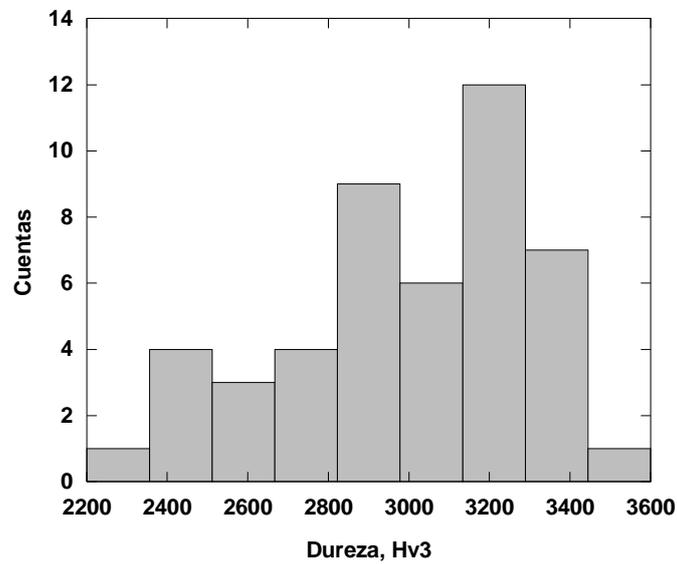


Figura 5. 5 Resultados de dureza Vickers 3kg, HV3

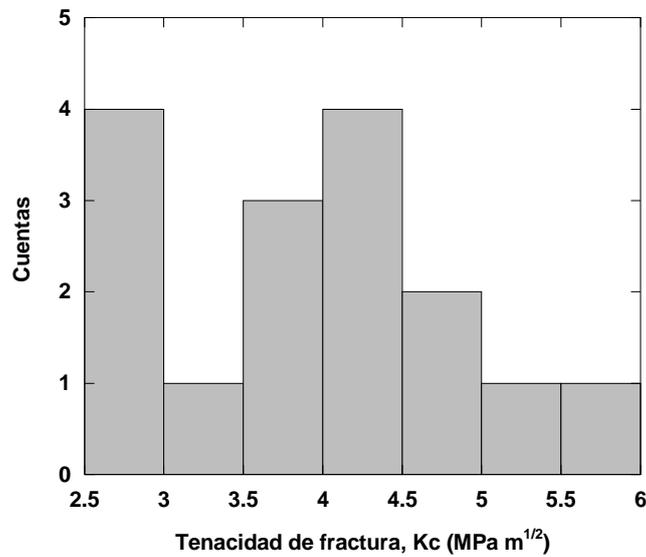


Figura 5. 6 Resultados de tenacidad a la fractura por indentación

En la siguiente tabla, 5.1, se muestran los resultados de dureza Vickers y tenacidad a la fractura medios obtenidos de los ensayos.

Dureza Vickers HV3	2832 ± 264
Tenacidad a la fractura k_{Ic}	4.2 ± 0.6 MPa m ^{1/2}

Tabla 5. 1 Resultados de los ensayos de dureza

Ensayo de nanoindentación

El segundo ensayo que se ha llevado a cabo para la caracterización del carburo de silicio es el ensayo de nanoindentación instrumentada. La dureza local y el módulo Young se determinaron mediante ensayos de nanoindentación, en los que la carga aplicada y el desplazamiento del indentador se miden continuamente durante un ciclo de carga y descarga. La geometría conocida del indentador permite determinar el tamaño del área de contacto. La dureza local puede estimarse mediante la relación entre la carga de indentación máxima, P_{max} , y esta área de contacto. El procedimiento también permite calcular el módulo de Young del material de la muestra midiendo la rigidez de contacto, es decir, la pendiente de la curva carga-profundidad medida durante la descarga. Los ensayos de nanoindentación se realizaron con un nanoindentador AGILENT.

Se utilizaron 100 indentaciones para caracterizar el material y para cada prueba, se registró una curva carga - desplazamiento. La dureza local se obtuvo utilizando un indentador Berkovich estándar con un radio de borde de 50 nm como el de la figura 5.7.

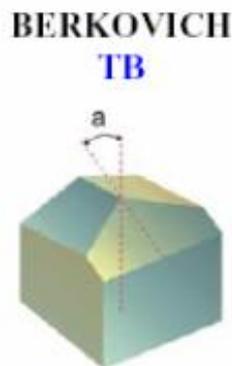


Figura 5. 7 Geometría de punta Berkovich

La carga, P , se aplicó de forma continua hasta 100 mN y también se registraron los desplazamientos del penetrador, h . El área de contacto se calculó a partir de la profundidad de penetración y la forma del indentador (Yovanovich, 2006). La dureza local se calculó utilizando la relación de Hay & Pharr (Hay & Pharr, 2000), como muestra la ecuación 5.6:

$$H = \frac{P_{max}}{A} \quad (5.6)$$

Siendo P_{max} la carga a la máxima profundidad y A el área de contacto a esa carga. Este área se calculó a partir del desplazamiento del penetrador siguiendo la ecuación 5.7 (Pharr, 1992):

$$A(h) = 24.5hc^2 + C_1hc^1 + C_2hc^{1/2} + C_3hc^{1/4} + \dots + C_8hc^{1/128} \quad (5.7)$$

Donde C1 a C8 son las constantes que describen las desviaciones de la geometría perfecta de Berkovich y h_c es la profundidad de contacto calculada utilizando la pendiente de la rama de descarga de la curva P - h, S, evaluada en la profundidad máxima, h_{max} . En la siguiente figura, 5.8, se muestra un ejemplo de esta curva para uno de los ensayos, con los parámetros especificados.

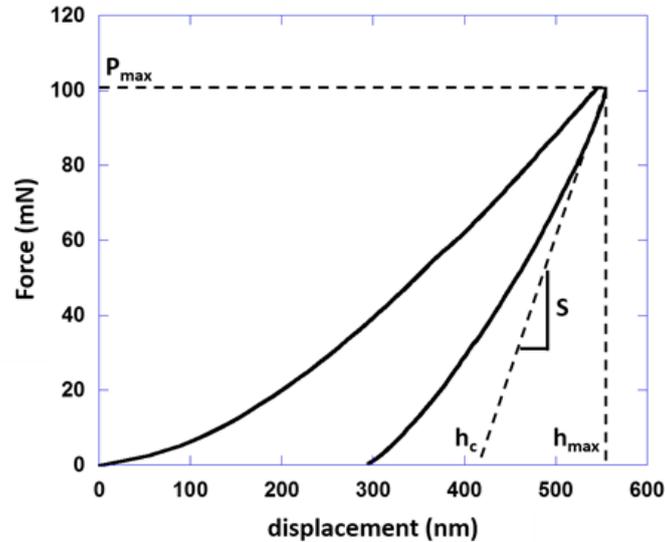


Figura 5. 8 Ejemplo de una curva experimental carga-desplazamiento medida a partir de un ensayo de nanoindentación realizado en discos de SiC. Se muestra la carga máxima, P_{max} , la profundidad de penetración máxima, h_{max} , la profundidad de contacto h_c y la rigidez.

Además, el ensayo de nanoindentación permite establecer el módulo de Young del material mediante el uso de la curva de descarga. Es posible calcular el módulo de Young reducido mediante la aplicación de la ecuación 5.8 de Oliver y Pharr (Pharr, 1992):

$$E^* = S \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{A}} \frac{1}{2} \frac{1}{\beta} \quad (5.8)$$

Siendo E^* el módulo de Young reducido, S es la pendiente de la curva de descarga, es decir, la rigidez de contacto, y β es una constante. β depende del tipo de indentador y su valor es de 1,034 para el indentador Berkovich (Ma et al. (Ma, et al., 2004) y Shurman et al. (Shuman, et al., 2007)). El módulo de Young reducido, E^* , está relacionado con el módulo de Young del material indentado, E, mediante la ecuación 5.9, donde E_i y ν_i son el módulo de Young y la relación de Poisson del indentador, respectivamente, y E y ν son las mismas propiedades para el material indentado. Los valores seleccionados para el módulo de Young y la relación de Poisson del penetrador fueron 1140 GPa y 0,07, respectivamente. La relación de Poisson para el SiC se fijó en 0,17.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{(1-\nu^2)}{E} - \frac{(1-\nu_i^2)}{E_i} \quad (5.9)$$

Análogamente a como se ha hecho en el ensayo de dureza Vickers, en el sub apartado anterior, en las siguientes figuras, 5.9 Y 5.10, se muestran los resultados obtenidos de los ensayos de nanoindentación instrumentada.

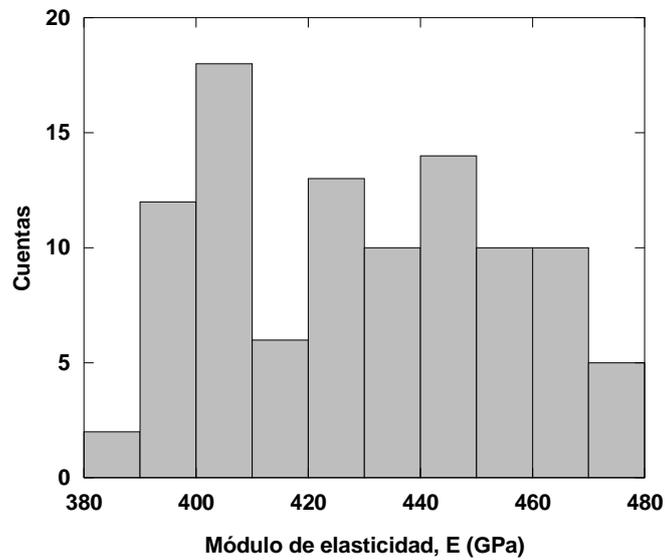


Figura 5. 9 Resultados de módulo de Young, E, calculados a partir del ensayo de nanoindentación para el carburo de silicio

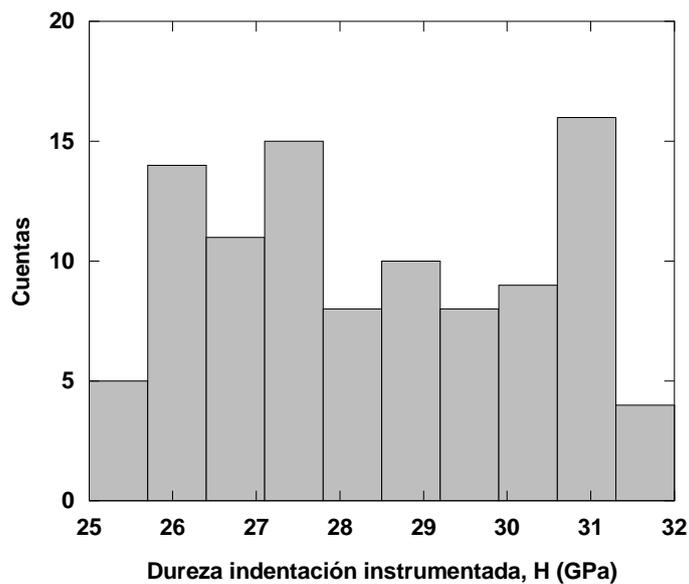


Figura 5. 10 Resultados de dureza por indentación instrumentada obtenidos a partir del ensayo de nanoindentación para el carburo de silicio.

En la siguiente tabla, 5.2, se muestran los resultados de módulo de elasticidad y dureza por indentación instrumentada medios obtenidos de los ensayos.

Dureza nanoindentación	29.3 ± 2 GPa
Módulo de Young E	E=431 ± 12 GPa

Tabla 5. 2 Resultados de los ensayos de dureza instrumentada

Tanto el módulo de elasticidad obtenido de este ensayo, como los parámetros de tensión crítica y apertura crítica obtenidos a partir de la tenacidad de la fractura en el ensayo anterior son los valores de características mecánicas con las que se alimentará el modelo FEM con el que se realizará el estudio mecánico de los discos.

En la figura 5.6 se incluye la distribución estadística de la resistencia a la fractura por indentación. Aunque la mayoría de los ensayos se organizan en torno a una distribución gaussiana centrada en $4 \text{ MPa m}^{1/2}$ aproximadamente; es importante señalar que al menos cinco valores se midieron en valores inferiores ($2,7 \text{ MPa m}^{1/2}$). Esto se explica en términos de la microestructura del material debido a la distribución binomial observada para el tamaño de grano. Sin embargo, para el propósito de este trabajo, la primera distribución se utiliza para obtener una propiedad característica del material que se alimentará en las simulaciones numéricas. En consecuencia, despreciamos los valores inferiores que informan de la tenacidad de fractura como $4,2 \text{ MPa m}^{1/2}$ con un error absoluto de $0,6 \text{ MPa m}^{1/2}$. La figura 5.10 muestra la distribución estadística de la dureza local. Es evidente que se observan dos distribuciones. La primera está centrada en 26 GPa y la segunda se sitúa en torno a 31 GPa . Esto debe atribuirse de nuevo a la distribución binomial del tamaño de grano, porque la dureza local depende mucho de la microestructura del material. Sin embargo, se necesita un valor único para realizar la simulación numérica. Para obtener una propiedad única que defina el comportamiento macroscópico del material, se obtiene una media ponderada para la dureza local. Las ponderaciones se estiman teniendo en cuenta el número de ensayos pertenecientes a cada distribución. Siguiendo esta metodología, la dureza local media obtenida en el ensayo se estimó en $29,3 \text{ GPa}$ con un error absoluto de $2,2 \text{ GPa}$. Nótese que este valor es muy similar al medido mediante indentación Vickers, que suele presentar una mayor huella residual que la indentación por detección de profundidad y, por tanto, es menos dependiente de las características micro estructurales; lo que explica que se haya observado una distribución casi única para esta propiedad. Por último, la figura 5.9 presenta el histograma correspondiente al módulo de Young medido a partir de la indentación por detección de profundidad. En este caso, el valor medio del módulo de Young calculado por este método fue de 431 GPa con un error absoluto de 12 GPa . Cabe destacar que los valores de todas estas propiedades coinciden perfectamente con los reportados previamente en la literatura para materiales similares de SiC (Riedel, 2000). Estas propiedades se utilizaron para alimentar las simulaciones numéricas realizadas para estimar las tensiones mecánicas en los discos.

5.2 Modelo CFD para el cálculo de los perfiles de temperatura en los discos

El segundo paso necesario para poder llevar a cabo el análisis FEM del disco es conocer su perfil de temperatura radial para introducirlo como condición de contorno térmica en el modelo. Para ello se va a modelar mediante un modelo CFD sencillo, similar al estudiado en el apartado anterior, una pequeña sección del receptor compuesta por 3 discos. En la figura 5.11 se muestra uno de los modelos utilizados.

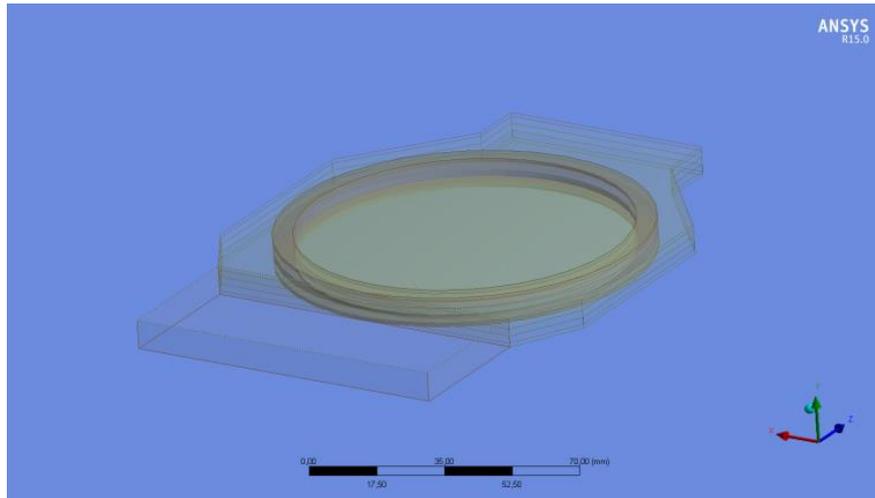


Figura 5. 11 Modelo CFD para el cálculo del perfil de temperatura del disco

Este modelo constituye a una porción vertical del receptor completo y para modelarlo se han seguido una serie de asunciones:

1. El fluido (aire) es newtoniano y gas ideal.
2. El flujo del fluido es de estado estacionario e incompresible.
3. Las propiedades térmicas del aire y de los discos cerámicos son variables debido a la variación de la temperatura.
4. Las paredes laterales del receptor son adiabáticas.
5. La radiación es homogénea en toda la abertura del receptor, lo que en combinación con la geometría periódica, permite simular sólo una pequeña porción de 3 disco. La figura anterior muestra esta pequeña porción del receptor como ejemplo.

Las ecuaciones de Navier-Stokes, de transporte de energía y de radiación se resolvieron numéricamente con el código Fluent de ANSYS. La solución numérica de las ecuaciones gobernantes se realizó con el enfoque "basado en la presión", que asume que la densidad de masa depende de la temperatura y de un valor de referencia de presión fijo (ANSYS Inc., 2009). Se utilizó el algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) (Pantakar, 1980) (Ferziger & Peric, 2002) como esquema de acoplamiento presión-velocidad. A la hora de seleccionar el modelo de turbulencia óptimo se tuvieron en cuenta los modelos de turbulencia RANS. Para este caso, siguiendo los resultados mostrados en el Capítulo 4 anterior, el modelo de turbulencia seleccionado es el modelo k- ω SST, al tener este sistema un comportamiento fluido dinámico similar al descrito en el anterior capítulo. Además, la idoneidad de este modelo para un objeto en rotación en un flujo de aire ha sido ampliamente estudiada en varias investigaciones previas (Akar, et al., 2017) (Dhakal & Walters, 2009) (Barbosa Rocha, et al., 2019).

El modelo k- ω SST combina los modelos k- ω y k- ϵ en función de la distancia con las paredes. En zonas donde el flujo está cerca de una pared, el modelo k- ω describe mejor el desarrollo del flujo; por el contrario, el modelo k- ϵ es adecuado en zonas con flujo libre (Menter, 1994). Los valores de y^+ fueron inferiores a 100 para las superficies de los discos en contacto con el flujo de aire.

Las consideraciones tenidas en cuenta en el capítulo anterior, en cuanto a la necesidad de refinado de la malla alrededor de los discos para describir con precisión la capa límite y en cuanto a los factores y^+ y U^+ también se han tenido en cuenta a la hora de realizar las 4 mallas de los 4 modelos que componen este estudio.

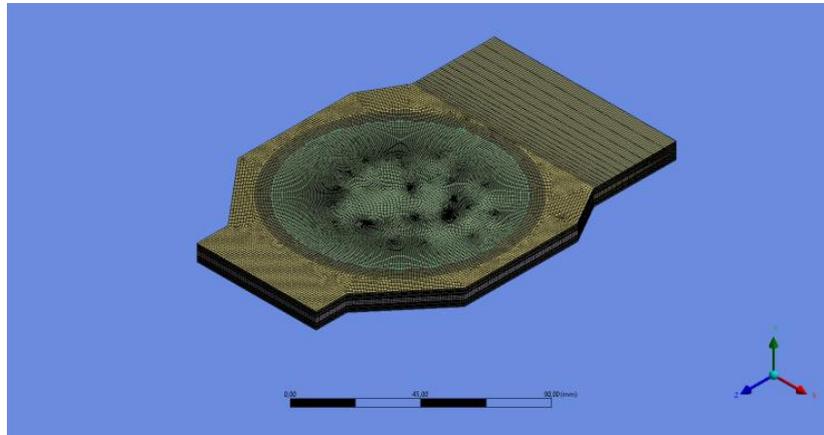


Figura 5.12 Malla general de uno de los modelos

La malla está formada por elementos hexaédricos, como puede verse en la figura anterior, 5.12. Para mejorar la convergencia del modelo, los hexaedros están orientados en la dirección del flujo. Cada malla de disco está compuesta por 3 elementos en el espesor para evitar problemas con las fuentes de calor volumétricas. En el dominio del fluido, la malla se refina cerca de los discos y se vuelve más gruesa a medida que aumenta la distancia con ellos. Este tipo de malla mejora la precisión del modelo sin aumentar el coste computacional. En las siguientes figuras, 5.13, 5.14, 5.15 y 5.16 se pueden ver vistas en detalle de la malla realizada para cada uno de los 4 modelos.

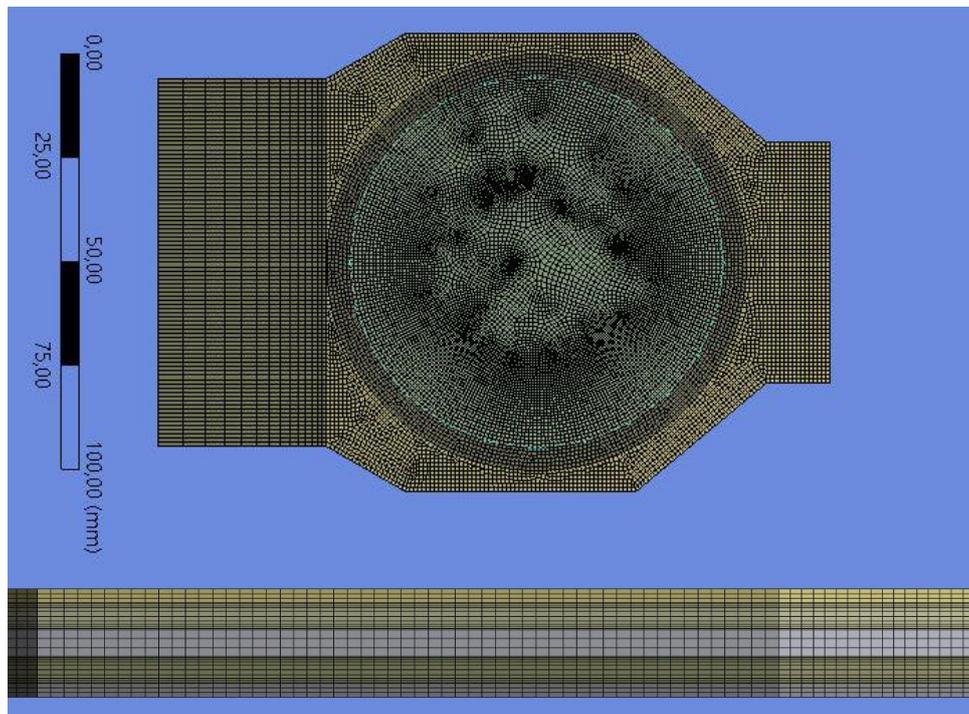


Figura 5.13 Detalle de malla para modelo de diámetro 10cm

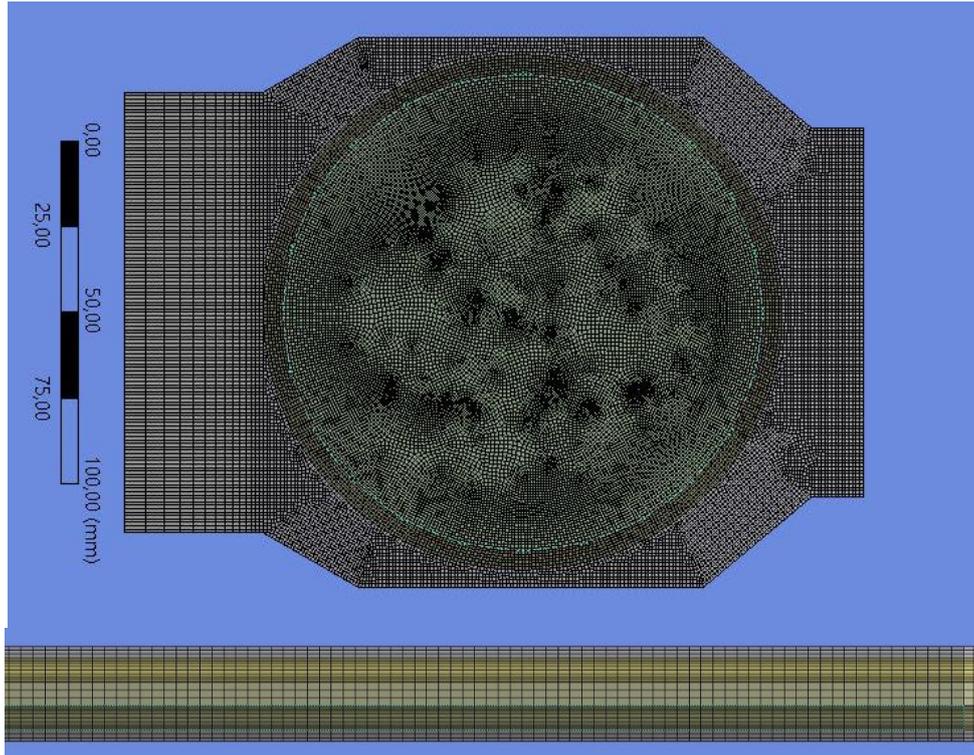


Figura 5. 14 Detalle de malla para modelo de diámetro 15cm

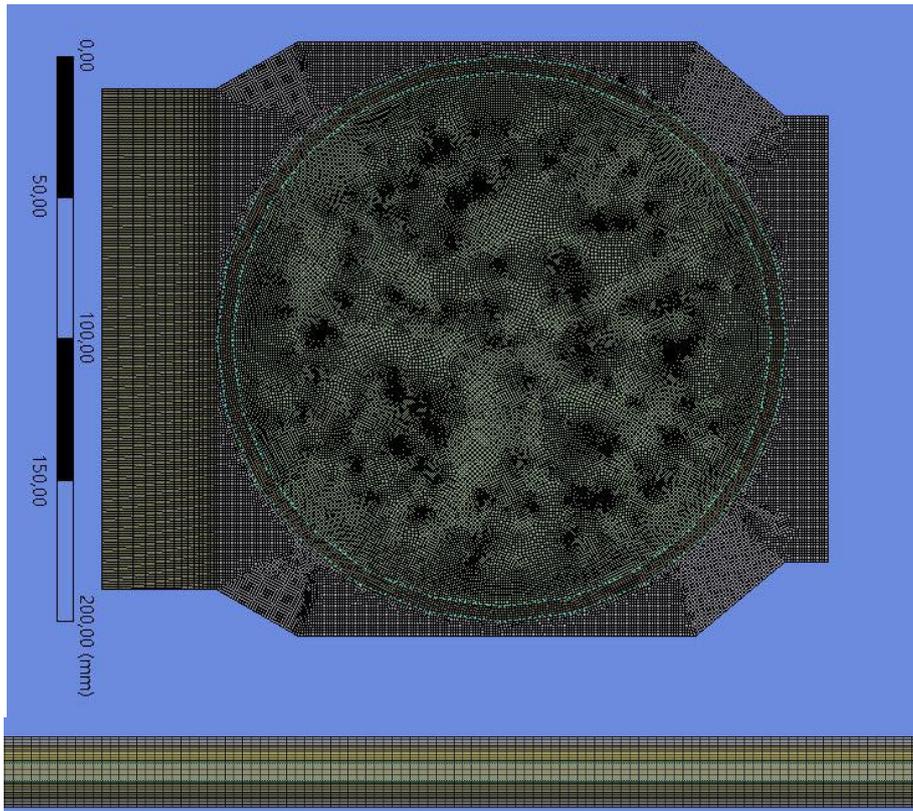


Figura 5. 15 Detalle de malla para modelo de diámetro 20cm

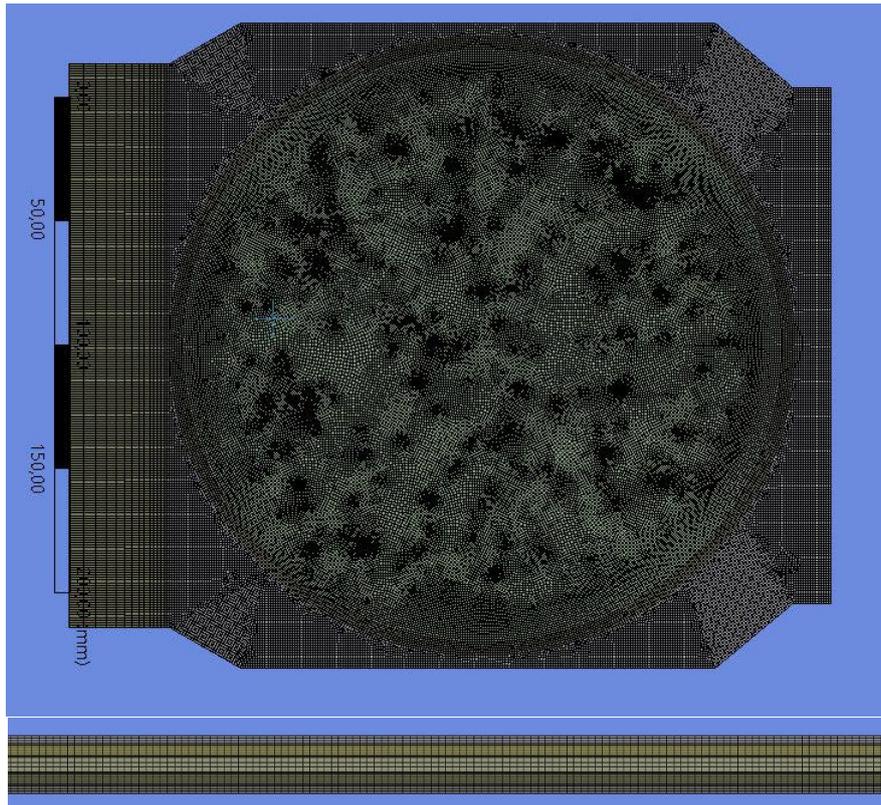


Figura 5. 16 Detalle de malla para modelo de diámetro 25cm

En la siguiente tabla, 5.3 se pueden ver las características de cada una de las 4 mallas realizadas para el estudio así como sus parámetros de calidad.

DIAMETRO (CM)	10	15	20	25
ELEMENTOS	511647	1000819	1619563	2391311
SKEWNESS MÁXIMO	0.723	0.87	0.8761	0.7048
SKEWNESS MEDIO	0.0684	7.192X10-2	8.78X10-2	8.567X10-2
ORTHOGONAL MÍNIMO	0.49	0.1949	0.2231	0.5945
ORTHOGONAL MEDIO	0.989	0.9886	0.986	0.9868

Tabla 5. 3 Características de las mallas de cada uno de los modelos

En este caso también se ha estudiado la independencia de la malla para dar por suficiente su tamaño. En la siguiente tabla, 5.4, se puede ver el estudio de independencia de la malla para el caso de discos de 15 cm de diámetro y 1000 kW/m², el procedimiento y los resultados son similares para los otros 3 casos. Se han realizado diferentes simulaciones para cinco tamaños de malla diferentes y se ha comprobado la independencia de la temperatura media superficial del disco central.

Tamaño	Temperatura media superficial
457325 elementos	1573.64 K
632347 elementos	1489.99 K
849975 elementos	1463.99 K
1000819 elementos	1436.95 K
1425447 elementos	1437.0 K
1682931 elementos	1437.0 K

Tabla 5. 4 Resultados del estudio de independencia de malla para el caso de 15cm de radio y 1000kW/m² de radiación

La malla definitiva tiene 1000819 elementos para el caso del disco de 15cm, este tamaño de malla es el mínimo tamaño de malla para el que la temperatura de los discos no varía.

La siguiente tabla, 5.5, resume las propiedades térmicas del aire (Incropera, et al., 2007) y del carburo de silicio (Riedel, 2000) utilizadas en las simulaciones. Las ecuaciones deben resolverse con la temperatura en Kelvin.

Parametro	Valor
SiC Absorptancia	0.8
SiC Densidad	3100 kg/m ³
SiC conductividad térmica	35 W/mK
SiC Emitancia	0.83
SiC Cp	Tabla con Cp dependiente con la temperatura entre 473K and 1773K
densidad del aire	Ideal Gas densidad de la base de datos de Fluent
Cp del aire	Tabla con Cp dependiente con la temperatura entre 200K and 2150K [Tabla 11]
viscosidad dinamica del aire	$\mu \left(\frac{kg}{s * m} \right) = -1.709 * 10^{-11} T^2 + 5.630 * 10^{-8} T + 3.009 * 10^{-6}$
conductividad térmica del aire	$k \left(\frac{W}{m * K} \right) = 1.582 * 10 T^3 - 5.666 * 10^{-8} T^2 + 1.090 * 10^{-4} T - 0.00169$

Tabla 5. 5 Propiedades del SiC y del aire en el modelo CFD

Se han desarrollado cuatro modelos para discos de 10 cm, 15 cm, 20 cm y 25 cm de diámetro cada uno con el fin de comparar cuál es la mejor geometría en términos de durabilidad mecánica. El grosor de los discos y la distancia entre ellos son iguales en los

cuatro modelos y equivalen a 2 mm y 1.5 mm respectivamente, igual que en el prototipo de laboratorio. Estos valores de grosor y distancia entre discos se han definido siguiendo el diseño definido en el proyecto europeo CAPTure (Zaversky, et al., 2018) para la optimización del rendimiento térmico del receptor. El eje y los agujeros de los discos para el montaje no se han tenido en cuenta para simplificar el modelo.

Los discos, al igual que en el modelo del prototipo de laboratorio, se componen de 2 partes, un disco más pequeño y un anillo delgado que giran simultáneamente como un solo elemento. Esta separación en dos partes se debe a la modelización del flujo solar sobre los discos como una fuente volumétrica en la fase sólida (en la superficie), en el anillo delgado. El tamaño del anillo se ha determinado mediante simulaciones ópticas y es igual a la profundidad alcanzada por la radiación solar, en este caso 10 mm. Las simulaciones ópticas se han realizado con un software de trazado de rayos, Tonatiuh, basado en el método de Monte Carlo. Se han colocado dos discos en el foco de un concentrador de discos parabólicos y se ha calculado la profundidad de penetración de los rayos de luz. El uso de una fuente volumétrica en la superficie de un sólido es un método ampliamente conocido y utilizado en el modelado de flujos de calor superficiales como en este caso (Pantakar, 1980). Esta metodología es exactamente igual a la seguida en el capítulo 3 para el cálculo de la penetración de la radiación en el disco receptor.

El flujo solar se supone constante y uniforme en toda la cara frontal, aproximándose a las condiciones de funcionamiento en una planta solar de receptor central. Los cálculos se han realizado para dos flujos solares diferentes, 750kW/m² y 1000kW/m². Este flujo radiante se introduce en el modelo CFD como una generación de calor mediante una función UDF aplicada al anillo delgado, la función definida limita la generación de calor en el anillo dentro de los límites definidos por la apertura del receptor. La UDF se ha calculado utilizando el flujo de calor por radiación, el área completa expuesta a la radiación solar y los volúmenes globales y de los elementos, como puede verse en la ecuación 5.10. La transferencia de calor por radiación entre los discos, las paredes interiores de la cavidad y el ambiente se ha modelado utilizando el modelo superficie a superficie (S2S). Este modelo supone que las superficies del modelo son grises y difusas.

$$\dot{Q}_{VOL} = \frac{\dot{q}_{rad} \cdot A \cdot V_{elem}}{V_{total}} \quad (5.10)$$

Las condiciones de contorno del flujo se han definido en la entrada y la salida de la cavidad. La condición de entrada, la velocidad del aire, se ha fijado en cada modelo con diferentes diámetros, y para ambos casos de radiación con el fin de obtener una temperatura de salida del aire deseada dentro de un intervalo. Para cada caso de diámetro de disco y radiación, se han obtenido ocho puntos diferentes de temperatura de salida del aire. Estos puntos se han ordenado en intervalos de 50 K entre 750 K y 1150 K para poder comparar posteriormente entre modelos. La temperatura del aire a la entrada se ha definido como temperatura ambiente, 300 K. La condición de salida se ha definido como condición de presión igual a la presión atmosférica.

Las paredes del receptor se han definido como adiabáticas y las paredes superior e inferior del modelo se han definido como periódicas. La velocidad de rotación de los discos es la misma para todos los puntos calculados e igual a 6rad/s, esta velocidad es lo suficientemente alta para que la temperatura sólo varíe en el eje radial como se ha mostrado en el capítulo anterior. Esta será la velocidad de giro de los discos en régimen estacionario y la que se utilizará también en el cálculo de las tensiones.

Resultados del modelo CFD. Perfiles de temperatura.

Estos modelos proporcionan contornos de temperatura y perfiles de temperatura en los discos que son necesarios para calcular el comportamiento mecánico. Las siguientes figuras, 5.17, 5.18, 5.19 y 5.20, muestran los contornos de la temperatura de los discos con las dos radiaciones estudiadas para una temperatura de salida del aire entre 800-850K en los cuatro diámetros de disco modelados. Como puede verse, la temperatura de los discos sólo cambia en la dirección radial. Este hecho permite modelar sólo una parte del disco en el estudio mecánico.

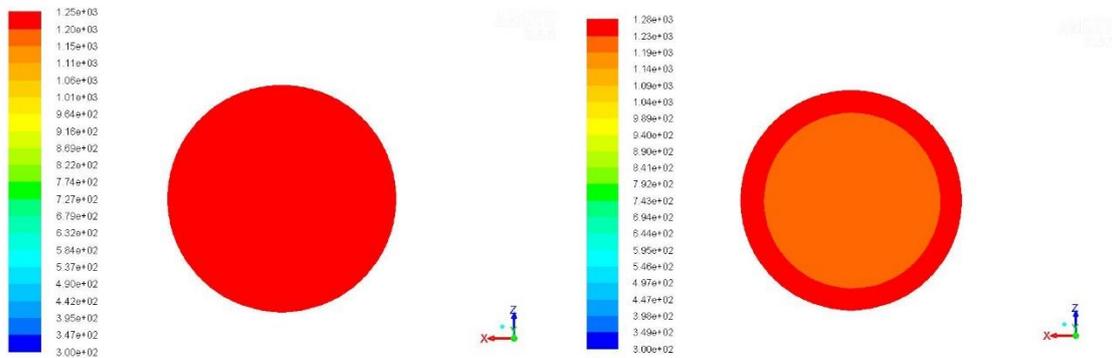


Figura 5. 17 Temperatura de disco de 10cm con radiación de 750kW/m² (izq) y 1000kW/m² (der)

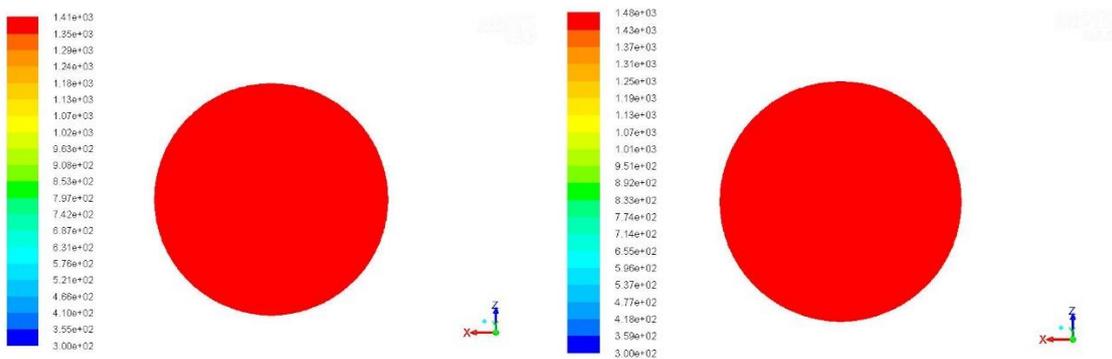


Figura 5. 18 Temperatura de disco de 15cm con radiación de 750kW/m² (izq) y 1000kW/m² (der)

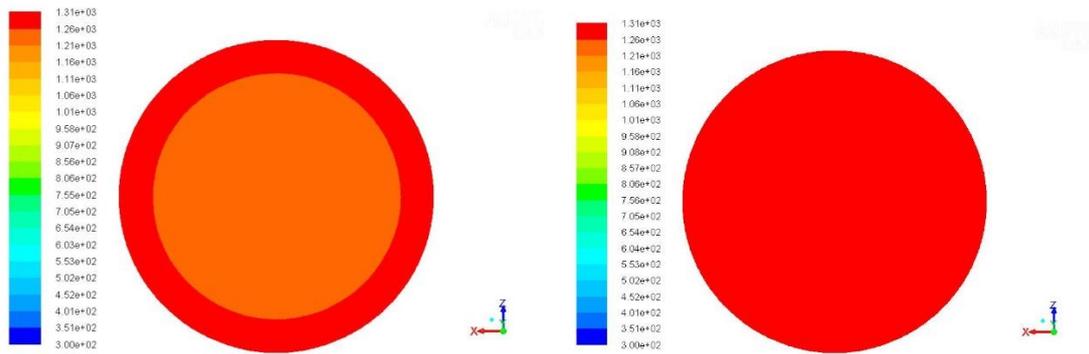


Figura 5. 19 Temperatura de disco de 20cm con radiación de 750kW/m^2 (izq) y 1000kW/m^2 (der)

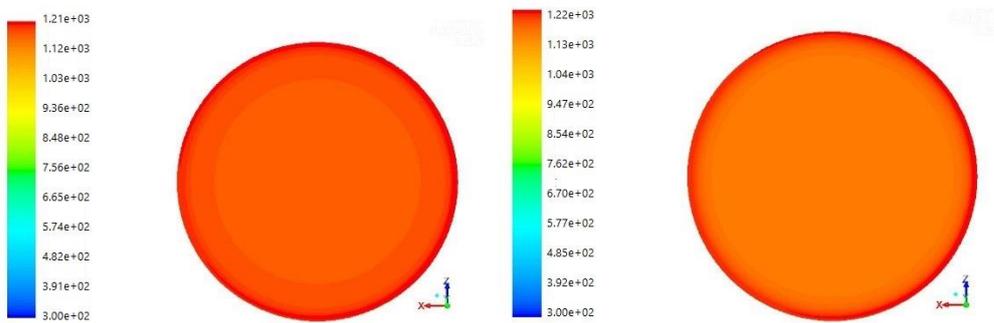


Figura 5. 20 Temperatura de disco de 25cm con radiación de 750kW/m^2 (izq) y 1000kW/m^2 (der)

La figura 5.21 muestra la distribución de temperatura en la dirección radial de cuatro simulaciones, una de cada diámetro, para una radiación incidente de 1 MW/m^2 y una temperatura de salida del aire entre 800 K y 850 K . Esta distribución de temperatura, con el punto más frío en el centro del disco y el más caliente en el borde, se ha ajustado mediante una función polinómica o, para mejorar la precisión entre la función y la simulación, una función en partes formada por dos ecuaciones polinómicas. El perfil de temperatura se ha ajustado por el método de mínimos cuadrados con un coeficiente de determinación R^2 siempre de hasta $0,91$. Con esta estrategia, para las mismas condiciones de radiación, la temperatura del disco aumenta con el aumento del tamaño al recibir más radiación, hasta alcanzar un valor cercano a los 15 cm , a partir del cual la mejora de la convección debida al aumento del área convectiva comienza a bajar la temperatura media del disco a medida que aumenta el tamaño del mismo. La radiación incidente aumenta linealmente con el aumento del radio mientras que la convección aumenta cuadráticamente con el aumento del área.

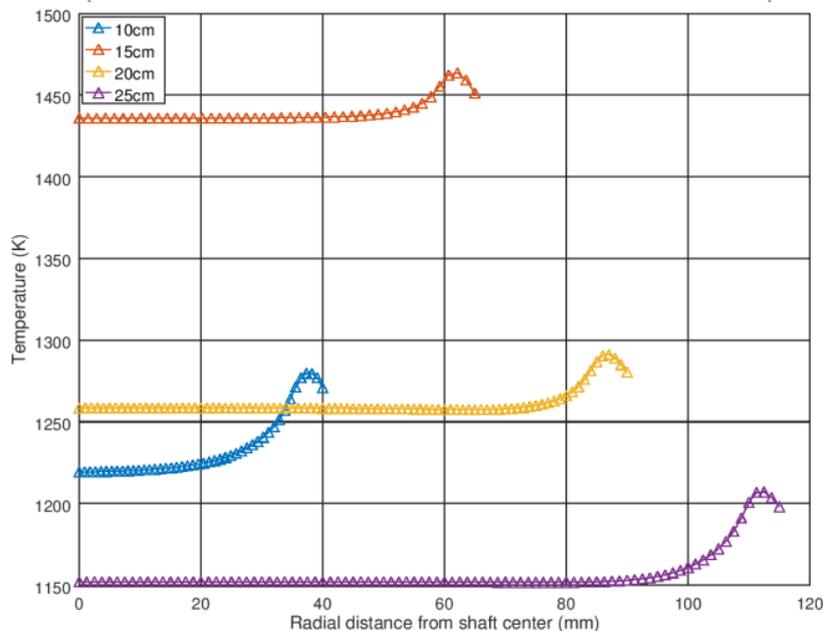


Figura 5. 21 Perfiles de temperatura de los discos para $1\text{MW}/\text{m}^2$ de radiación y temperatura de salida de 800-850K

El mismo resultado comentado se da para el caso de $750\text{kW}/\text{m}^2$, y en las mismas condiciones térmicas del aire a la salida. En este caso también se produce el efecto de la temperatura máxima del disco para el diámetro de 15cm y un descenso en esa temperatura para 25 cm.

En todos los casos se puede comprobar que la temperatura en los discos es casi homogénea, con un pequeño incremento al llegar al eje, donde se produce la concentración de radiación.

De estos resultados se han obtenido las ecuaciones polinómicas de temperatura del disco en función del radio que han alimentado el modelo FEM, a partir del cual se estudiará la integridad de los discos.

5.3 Modelo FEM para el estudio de la integridad mecánica de los discos

Una vez finalizada la caracterización del material y el modelo CFD, se ha realizado la tercera y última etapa del estudio, los cálculos FEM, utilizando como entradas los resultados de las dos fases anteriores. Los campos de tensiones y el comportamiento de las grietas en los discos se han obtenido mediante simulaciones por elementos finitos. La geometría del modelo, la discretización, las condiciones de contorno y la solución se desarrollaron mediante el software ANSYS Mechanical APDL.

De la misma manera, para el modelo CFD se han desarrollado cuatro geometrías, una para cada diámetro de disco. El espesor de los discos es también el mismo que el de los modelos CFD, 2mm. La distribución radial de la temperatura en los discos permite modelar sólo una cuarta parte del disco y aplicar la simetría en cada borde del modelo. En este caso, se ha modelado el agujero necesario para el montaje del eje debido a su importancia en la definición de las condiciones de contorno. El diámetro del eje era de

10mm en todos los modelos. Las siguientes imágenes en la figura 5.22 muestran los modelos de los 4 tamaños de disco simulados.

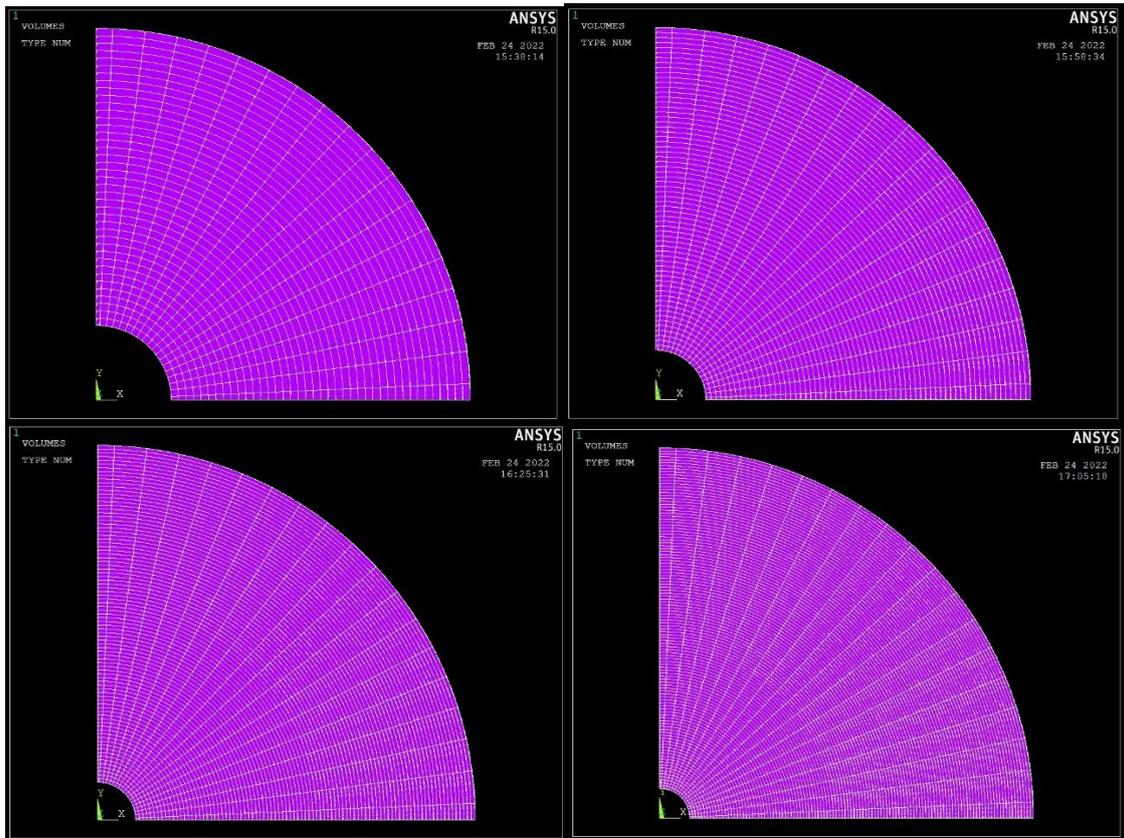


Figura 5. 22 Mallas de elementos 3D de los modelos de 10cm, 15cm, 20cm y 25cm respectivamente

La geometría se ha discretizado en elementos hexaédricos colocados en dirección radial cada $2,5^\circ$. Estos elementos son elementos volumétricos del tipo SOLID186, un elemento 3D de orden superior con 20 nodos (ANSYS, Inc., 2017). El elemento está definido por 20 nodos con tres grados de libertad por nodo: los desplazamientos en las direcciones x, y, z de los nodos.

Entre cada fila radial de elementos hexaédricos se han colocado elementos cohesivos INTER204. Este elemento es un elemento cohesivo 3D de 16 nodos diseñado especialmente para la simulación de fractura. INTER204, cuando se utiliza entre elementos SOLID186, simula una interfaz entre dos superficies y el posterior proceso de delaminación, donde la separación se representa mediante un desplazamiento creciente entre nodos, dentro del propio elemento de interfaz. INTER204 está definido por 16 nodos con tres grados de libertad en cada uno de ellos: los desplazamientos en las direcciones x, y, z de los nodos. Además, las temperaturas pueden introducirse como cargas del cuerpo del elemento en los nodos, permitiendo introducir en estos la condición de contorno de temperatura obtenida en el paso anterior.

Hillerborg (Hillerborg, et al., 1976), Petterson (Pettersson, 1981) y Carpinteri (Carpinteri, 1986) fueron los investigadores que comenzaron a aplicar el modelo cohesivo a la fractura frágil en los años 80 (Scheider, 2001). El modelo cohesivo fue desarrollado por Dugdale (Dugdale, 1960) y Barenblat (Barenblatt, 1962) en 1960 y 1962, basándose en la consideración de que el modelo de grieta aceptado en ese momento no era realista.

Estudios más actuales, como Foulk y Vogler (Foulk & Vogler, 2010), Espinosa y Zavattieri (Espinosa & Zavattieri, 2002) o Chandra et al. (Chandra, et al., 2002), utilizan este método para simular el crecimiento de la grieta como en el modelo estudiado en este capítulo de la tesis. La simulación de un cuarto de disco, con elementos cohesivos colocados entre los elementos hexaédricos, permite no sólo obtener información completa sobre la distribución de tensiones, sino también identificar un patrón de grietas controlado por las propiedades de los elementos cohesivos. Este patrón puede compararse con el visto en los ensayos fallidos realizados durante el proyecto CAPTURE. Las imágenes de la figura 5.23 muestran los elementos cohesivos para los 4 modelos que se han estudiado en este capítulo.

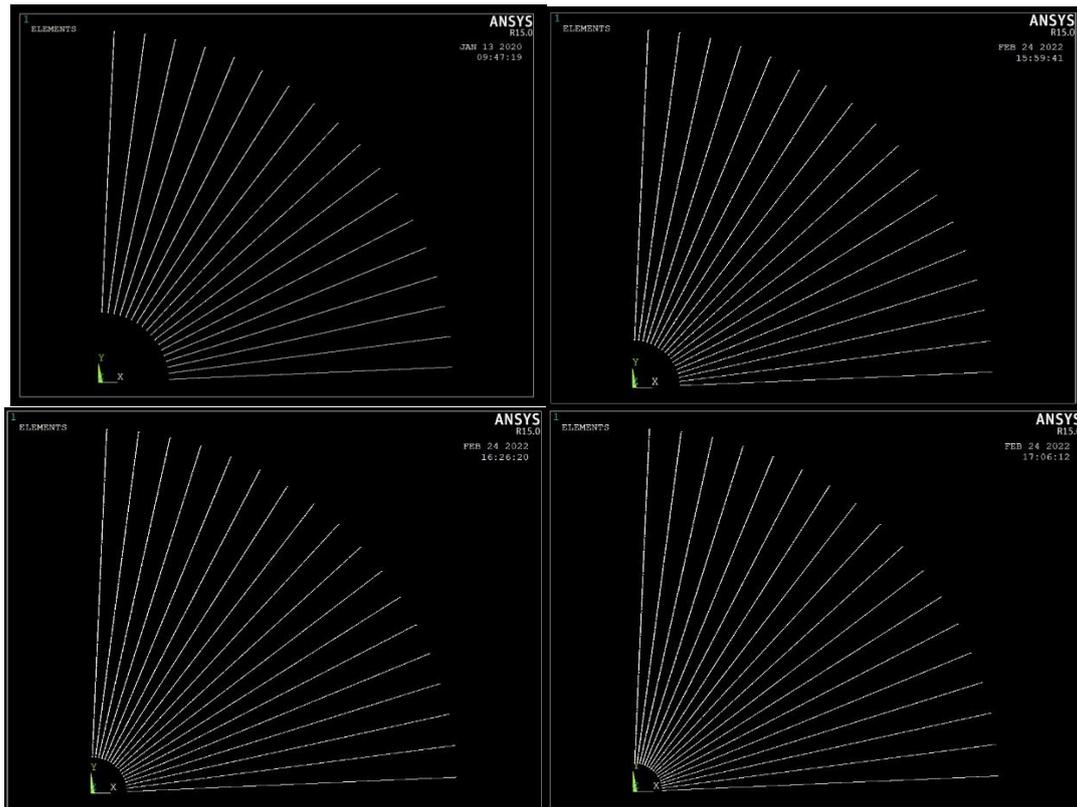


Figura 5. 23 Mallas de elementos cohesivos de los modelos de 10cm, 15cm, 20cm y 25cm respectivamente

El modelo teórico del elemento cohesivo se basa en el estudio de Camacho y Ortiz (Camacho & Ortiz, 1996). El estudio define el comportamiento de la grieta en crecimiento a partir de la tensión crítica σ_c y el desplazamiento crítico δ_c y su relación a través del criterio de Griffith, como se ha explicado en anteriores apartados de este capítulo. Este modelo teórico trabaja con tensiones de tracción en la grieta, con tensiones de corte en la grieta y con tensiones tanto de corte como de tracción en la grieta. Si la tensión cerca del elemento cohesivo, que simula la grieta, alcanza la tensión crítica, la grieta empezará a abrirse y si esta apertura supera el desplazamiento crítico, el crecimiento de la grieta se volverá inestable. Un crecimiento inestable de la grieta significa una velocidad infinita de crecimiento del defecto y el fallo del disco.

La energía crítica de fallo, G_c , se ha calculado mediante la modificación de Irwing (Erdogan, 2000) a partir de las mediciones de la resistencia a la fractura y el módulo de Young, mostradas en anteriores apartados, a partir de la siguiente ecuación 5.11:

$$G_c = \frac{K_{Ic}^2}{E} \quad (5.11)$$

La tensión crítica se ha calculado a partir de la carga y del área de las huellas residuales medidas en el ensayo de dureza Vickers. En las simulaciones se ha seleccionado un valor de 940 MPa para la tensión crítica de los elementos cohesivos, este valor combinado con la tenacidad a la fractura estimada por la Ec. 5.6, y utilizando la Ec. 5.11, se ha calculado la tasa de liberación de energía y el desplazamiento crítico, asumiendo un diagrama de triángulo rectángulo (Camacho y Ortiz).

Los valores de la tensión crítica estaban en el mismo orden de magnitud que los encontrados en la bibliografía y cercanos a 1 GPa (Dong & Shin, 2016) (Denteneer & Van Haeringen, 1986) (Varshney, et al., 2015). En la siguiente tabla se muestran los valores de tensión crítica σ_c y desplazamiento crítico δ_c obtenidas de las medidas experimentales se muestran en la tabla 5.6.

Parámetro	valor
Tensión crítica (Pa)	960x10 ⁶
Desplazamiento crítico (m)	8.71x10 ⁻⁸

Tabla 5. 6 Parámetros de elemento cohesivo

Por último, las condiciones de contorno del modelo son los campos de temperatura en el disco, obtenidos previamente mediante simulaciones CFD, la velocidad de rotación del disco, que se fija en 6 rad/s, las restricciones de desplazamiento en el agujero central del disco y la simetría. Los desplazamientos se fijan en cero en dirección axial y circunferencial y son libres en dirección radial. Los discos se fijan en la dirección axial y se permite la expansión térmica en la dirección radial. La siguiente figura, 5.24, muestra las condiciones de contorno en los desplazamientos y la simetría aplicados en el modelo de 10 cm de diámetro, aplicándose de manera similar al resto de los modelos.

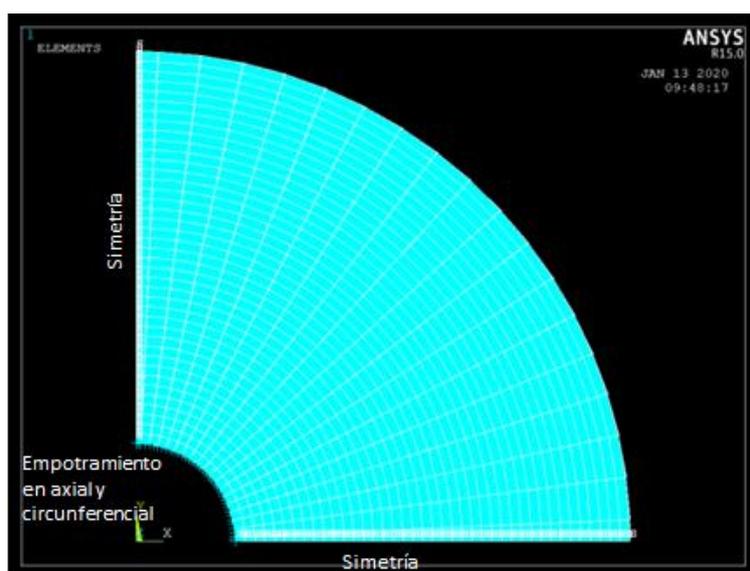


Figura 5. 24 Condiciones de contorno del modelo FEM

La temperatura de los nodos del disco se define mediante una función radial y la temperatura de referencia, que se fija en 300 K. Se realizó un análisis de sensibilidad de

la malla para encontrar el mejor tamaño de elemento de malla para obtener resultados precisos. En cada etapa del análisis, el tamaño del elemento se redujo a la mitad con respecto al tamaño de la etapa anterior. El tamaño de elemento elegido finalmente fue el mayor que proporcionaba la misma solución que las etapas siguientes y corresponde a un tamaño de 2 mm de ancho y los anteriormente nombrados 2.5° de ancho.

El comportamiento del SiC se ha modelizado a través de una ecuación constitutiva isotrópica lineal-elástica en la que se han definido los valores del módulo de Young y el número de Poisson. Además, se especificaron la densidad, la expansión térmica y la conductividad térmica para realizar la simulación mecánica. La tabla 5.7 resume los valores seleccionados para cada propiedad.

Propiedades del SiC	Valor
Módulo elástico (GPa)	431 (Experimental) (Riedel, 2000)
Número de Poisson	0.19 (Shackelford & Alexander, 2000)
Densidad (kg/m³)	3210 (Shackelford & Alexander, 2000)
Coefficiente de expansión térmica (K⁻¹)	4.0·10 ⁻⁶ (Talwar & Sherbondy, 1995)
Conductividad térmica (Wm⁻¹K⁻¹)	35 (Nemoto, et al., 1985)

Tabla 5. 7 Propiedades del carburo de silicio SiC

Como se ha comentado previamente, este modelo ha sido preparado en ANSYS Mechanical APDL. En el Anexo II de esta memoria se puede encontrar el código del modelo realizado. El código está preparado de tal manera que es aplicable a los 4 diferentes diámetros calculados.

Para comprobar la convergencia del modelo FEM también se comprueban los residuales, como se muestra en la siguiente imagen, figura 5.25, del instante de tiempo $t = 200s$, cuando el disco alcanza la temperatura introducida como condición de contorno.

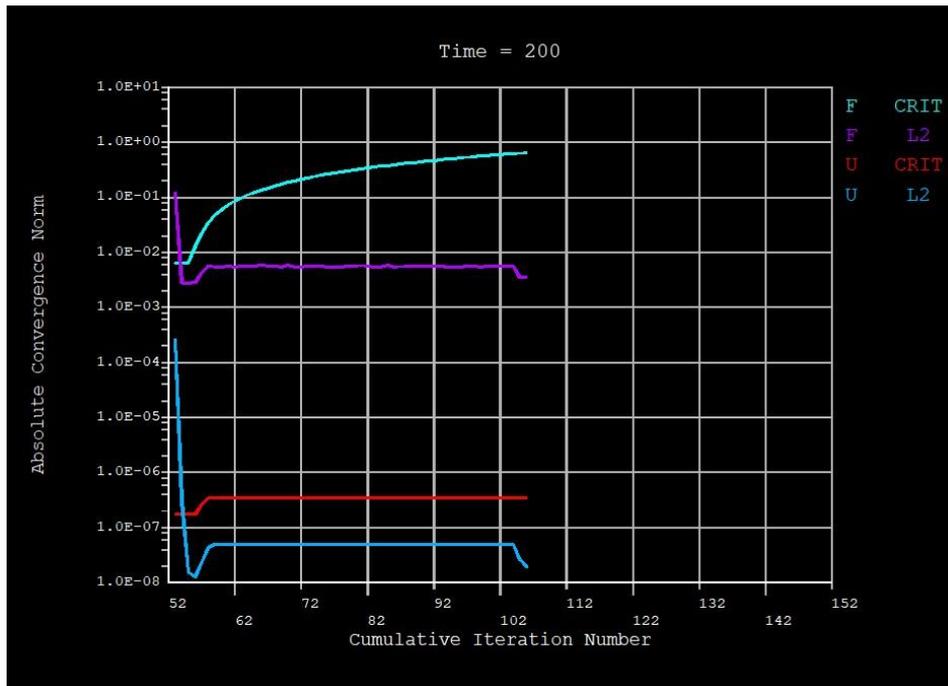


Figura 5. 25 Convergencia de residuales del modelo FEM

Resultados del modelo FEM. Perfiles de tensiones y estabilidad de los elementos cohesivos

El modelo FEM proporcionó los campos de tensión en el disco en dos direcciones, radial y circunferencial, en un sistema de coordenadas cilíndricas centrado en el centro del disco; además, este modelo también proporciona información de si se produce fallo por expansión inestable de grieta o no, generando un error en la simulación por el fallo de los elementos cohesivos. Las tensiones radiales tienden a expandir el disco hacia el exterior aumentando su tamaño, estas tensiones impactan en el elemento cohesivo como tensiones cortantes en la dirección de la grieta. Además, las tensiones circunferenciales tienden a abrir o cerrar el elemento cohesivo; debido a este hecho, estas tensiones impactan en el elemento cohesivo como tensiones de tracción o compresión, dependiendo de su signo, perpendiculares a la grieta. Las tensiones de tracción en la grieta pueden ser la causa principal del crecimiento de la grieta y del fallo del disco. Las figuras siguientes, 5.26, 5.27, 5.28, 5.29, 5.30, 5.31 5.32 y 5.33, muestran los mapas de contorno de las tensiones circunferenciales y radiales en el disco de algunos puntos de funcionamiento. Se muestran dos casos de temperatura del aire a la salida para cada combinación de diámetro de disco y radiación.

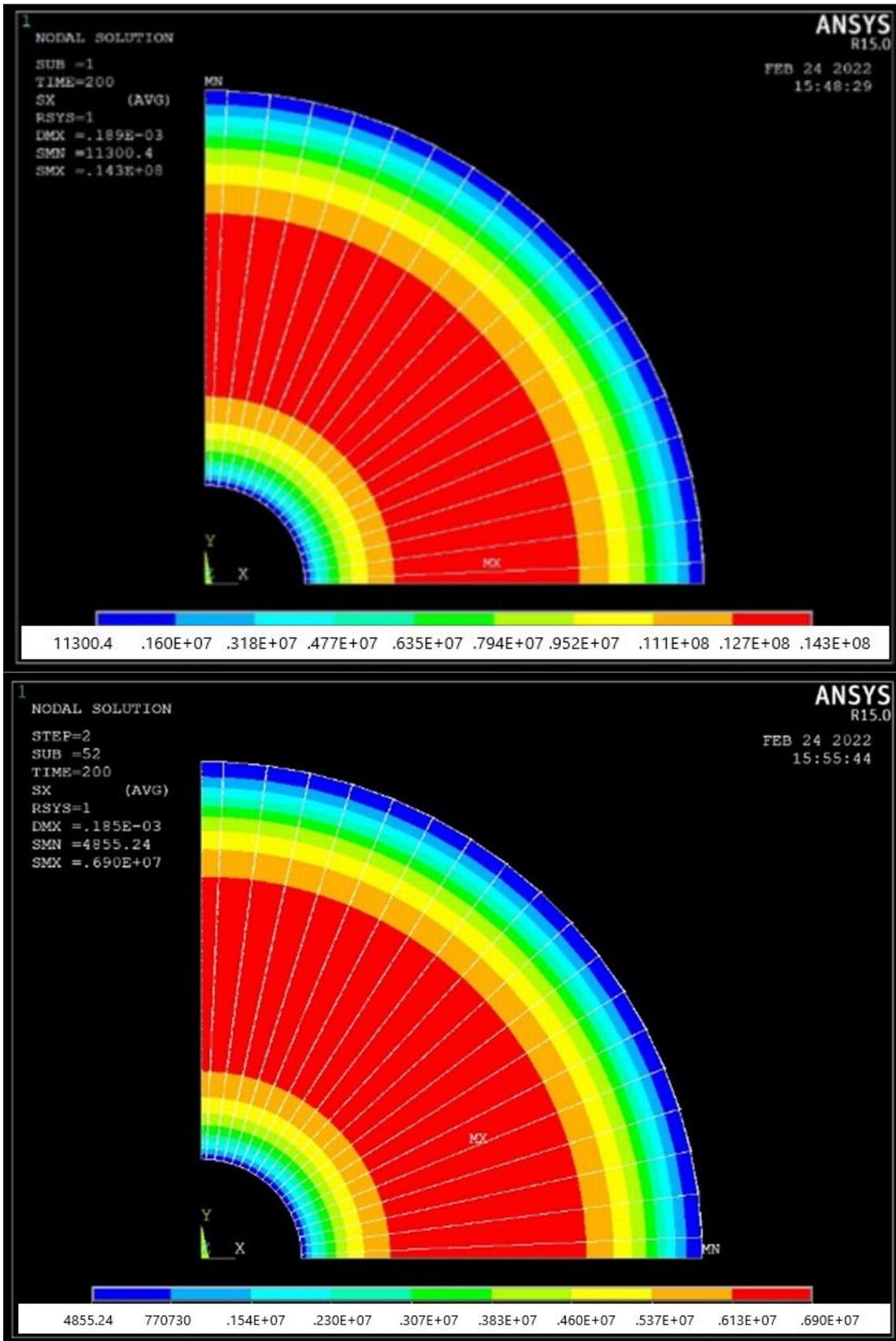


Figura 5. 26 Tensiones radiales del disco de 10cm con radiaciones de 1MW/m² y 0.75MW/m² respectivamente

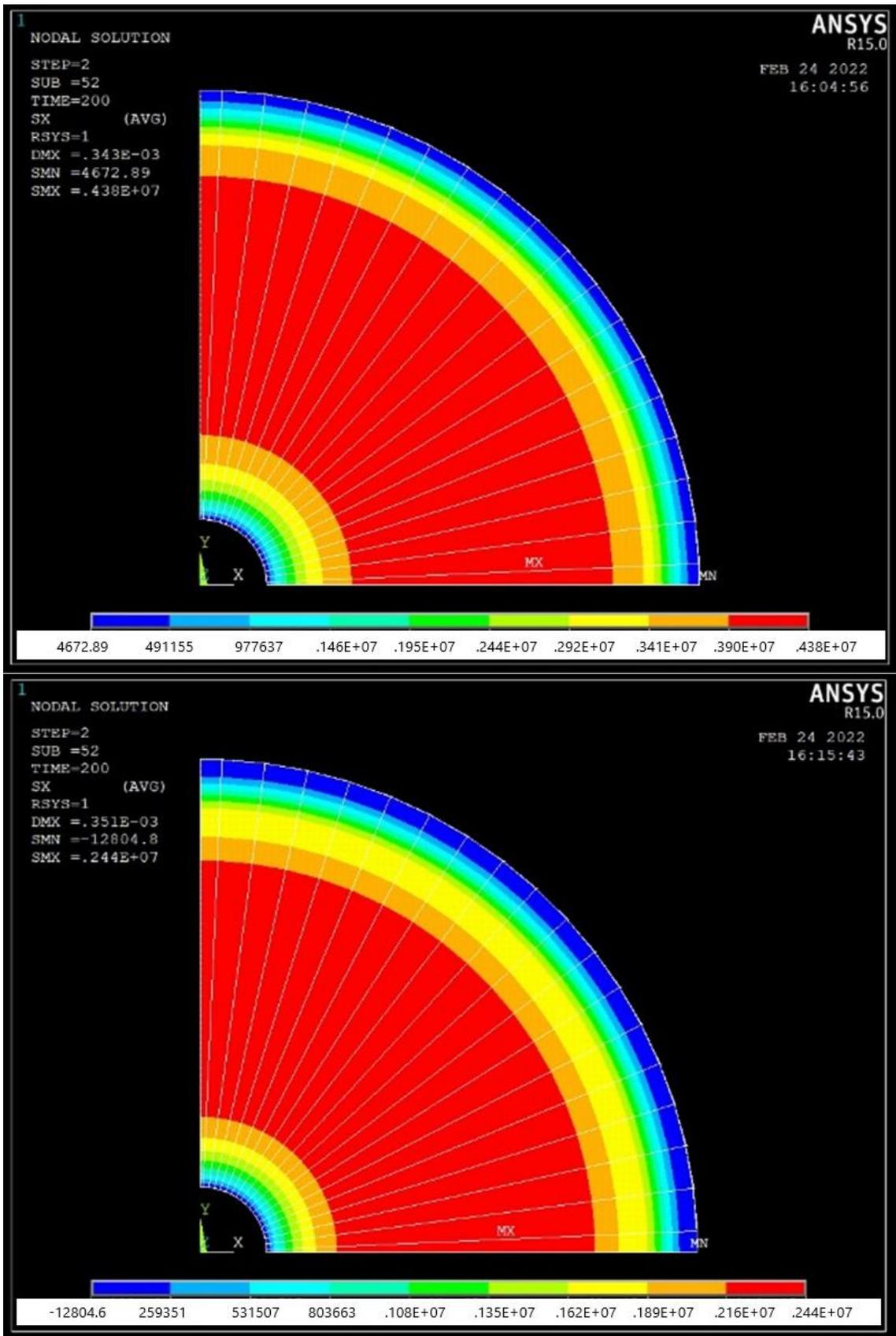


Figura 5. 27 Tensiones radiales del disco de 15cm con radiaciones de 1MW/m² y 0.75MW/m² respectivamente

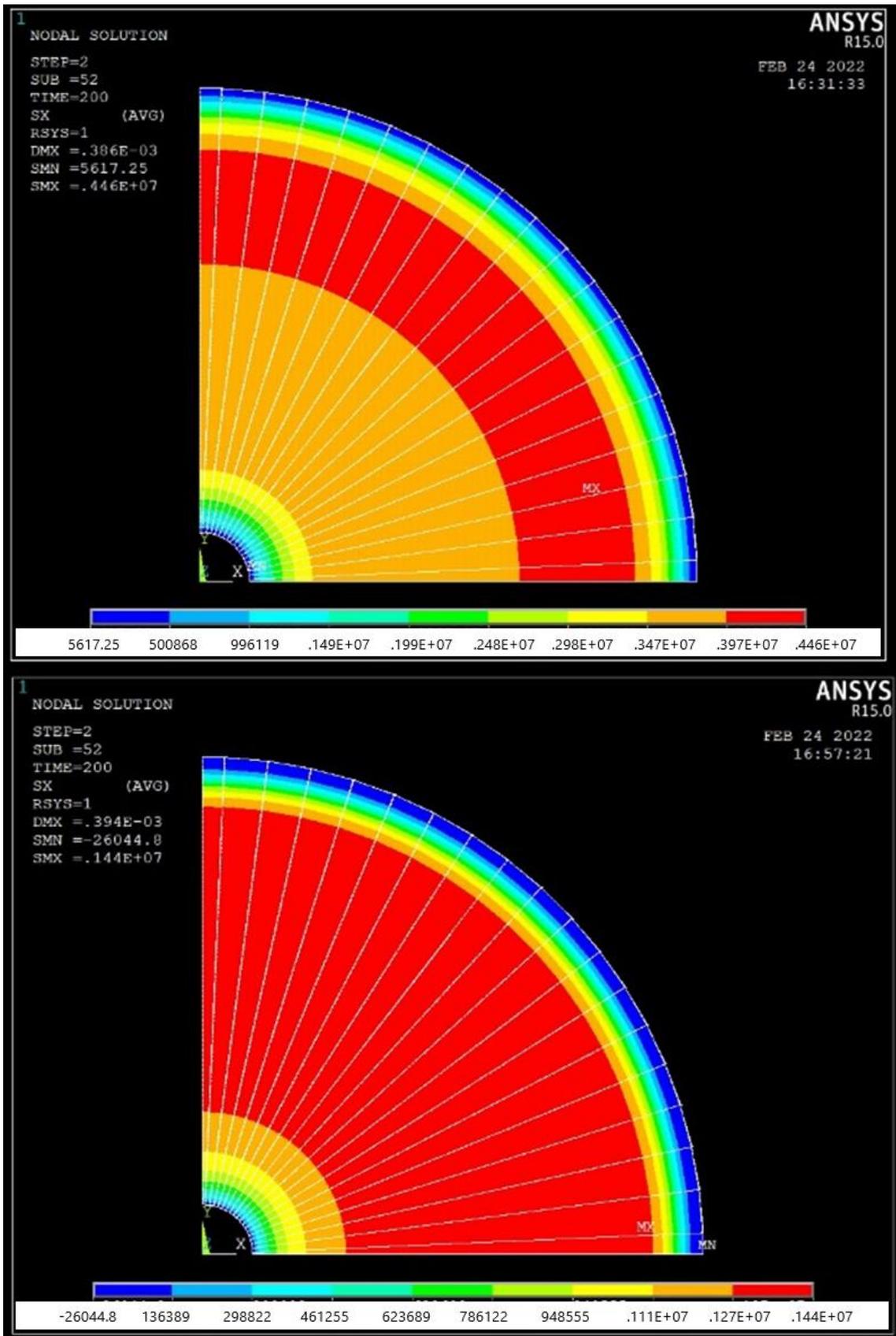


Figura 5. 28 Tensiones radiales del disco de 20cm con radiaciones de 1MW/m² y 0.75MW/m² respectivamente

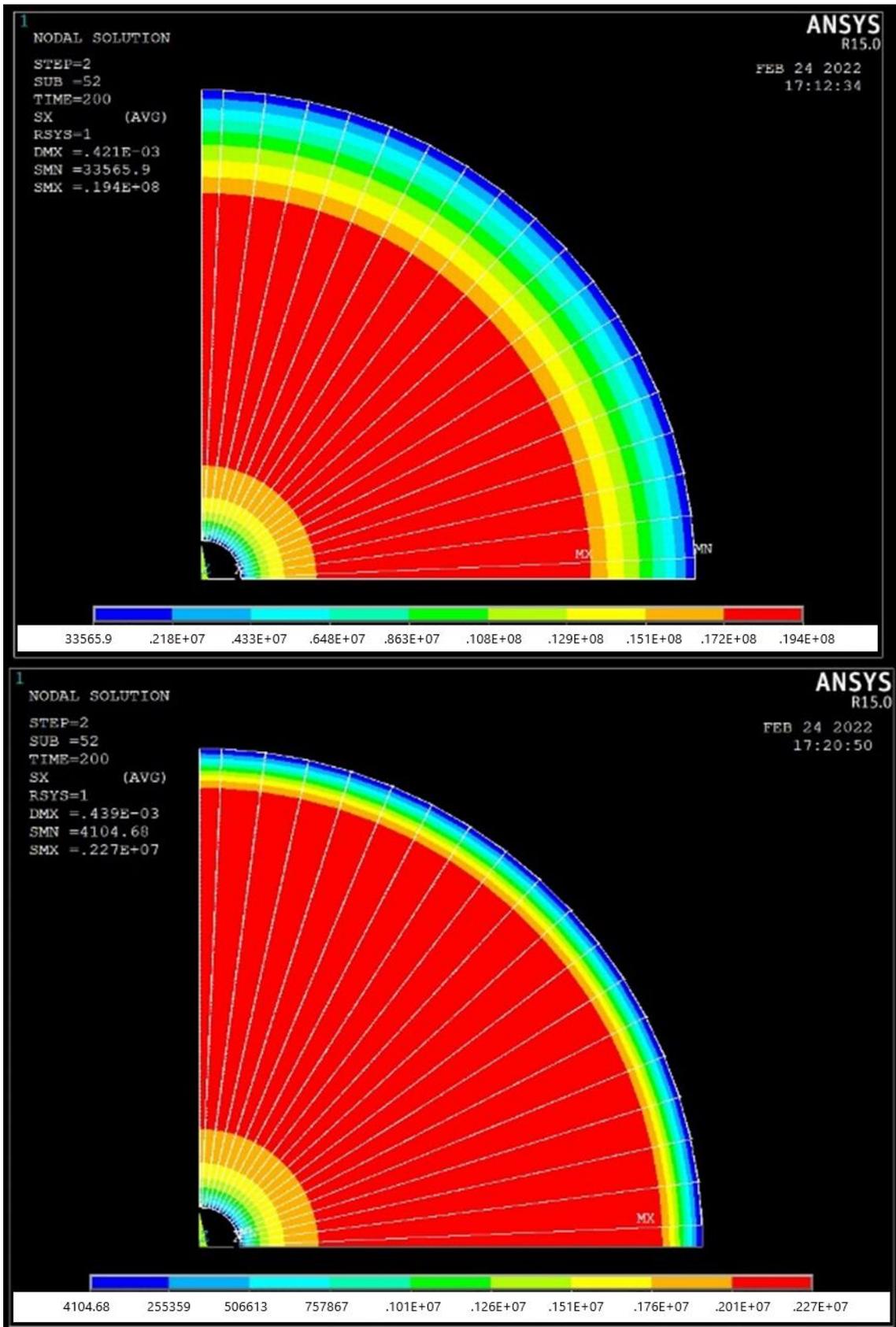


Figura 5. 29 Tensiones radiales del disco de 25cm con radiaciones de 1MW/m² y 0.75MW/m² respectivamente

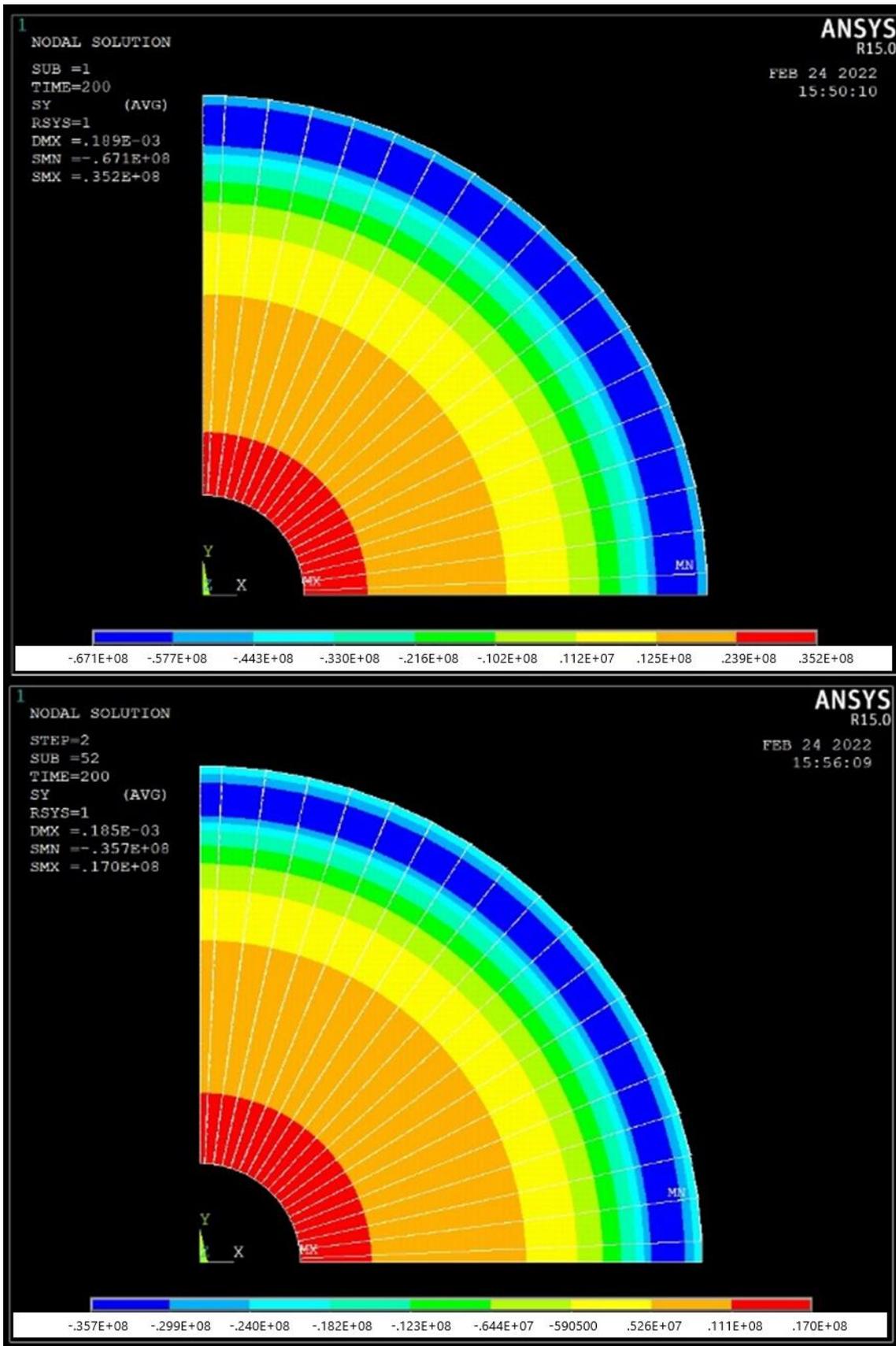


Figura 5. 30 Tensiones circunferenciales del disco de 10cm con radiaciones de 1MW/m² y 0.75MW/m² respectivamente

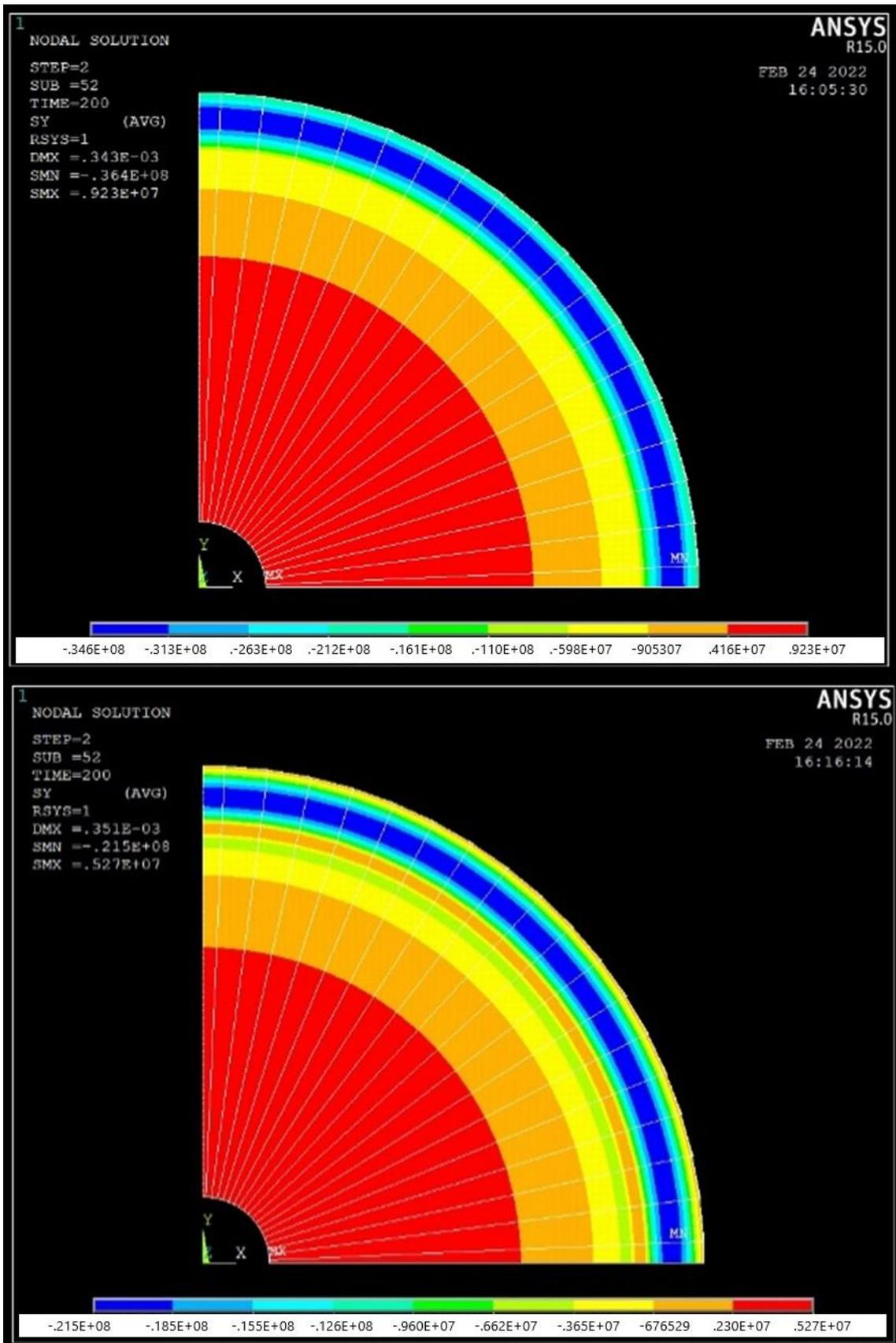


Figura 5. 31 Tensiones circunferenciales del disco de 15cm con radiaciones de 1MW/m^2 y 0.75MW/m^2 respectivamente

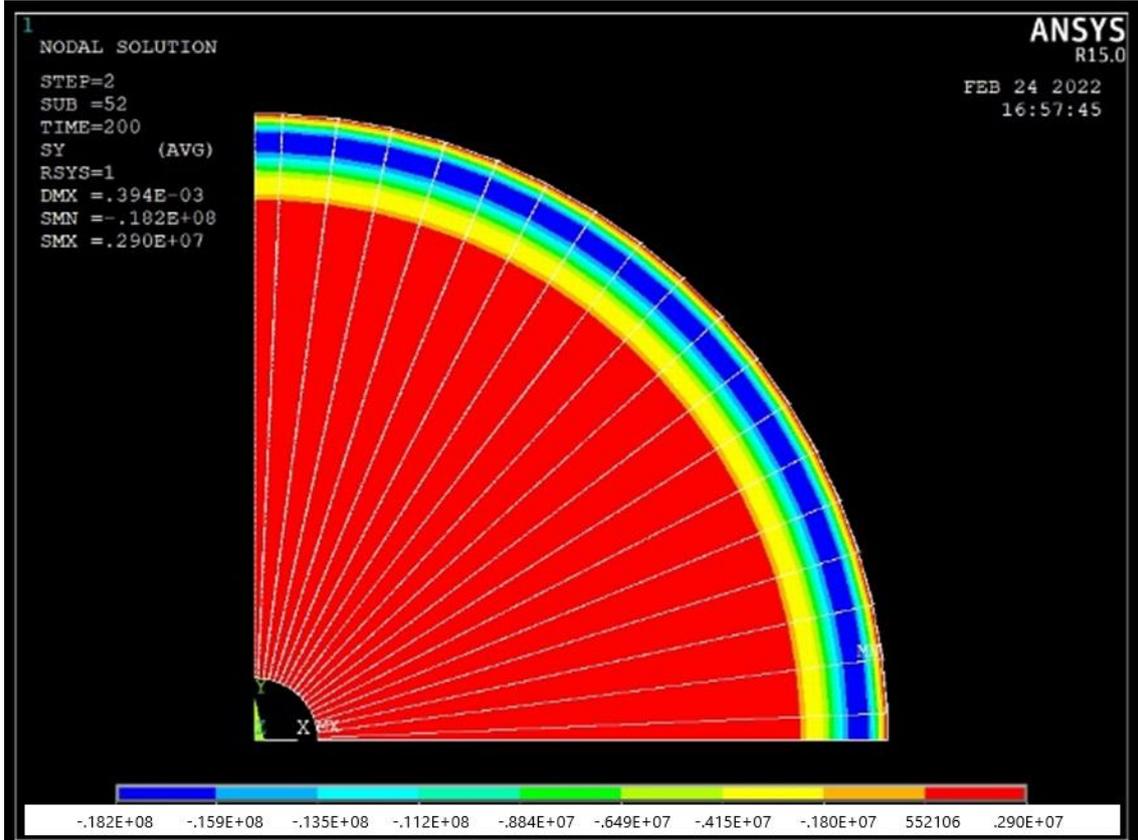
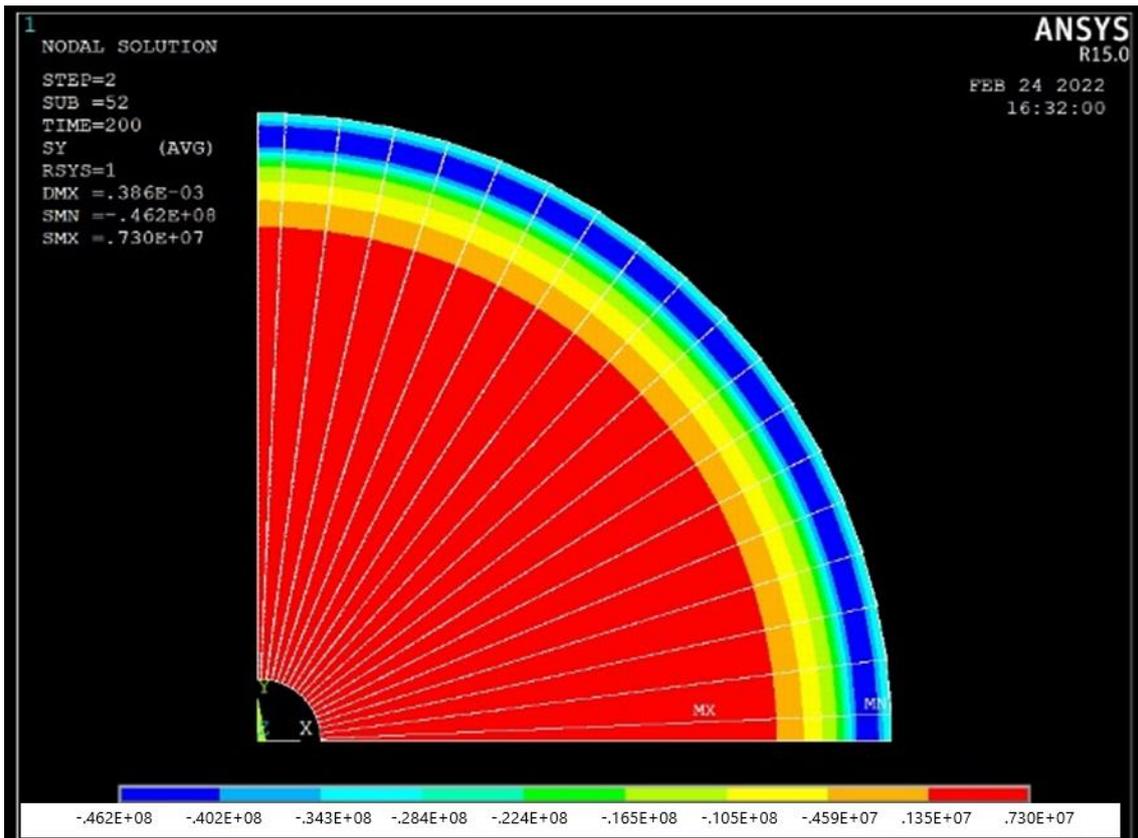


Figura 5. 32 Tensiones circunferenciales del disco de 20cm con radiaciones de 1MW/m^2 y 0.75MW/m^2 respectivamente

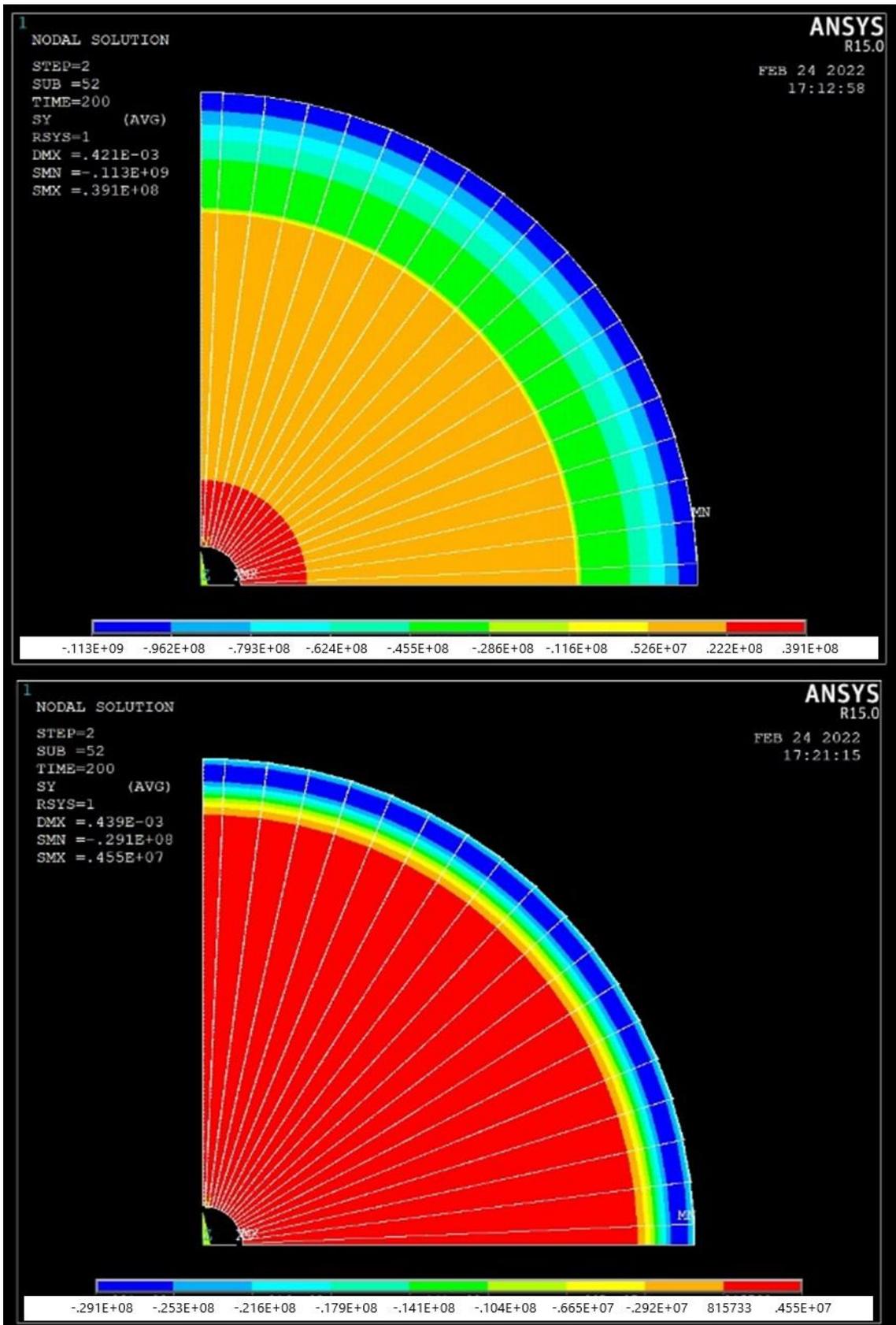


Figura 5. 33 Tensiones circunferenciales del disco de 25cm con radiaciones de 1MW/m² y 0.75MW/m² respectivamente

Los contornos de las tensiones circunferenciales muestran que la zona crítica para la integridad mecánica del disco es el radio interior, en esta zona los esfuerzos de tracción son máximos y disminuyen hacia el borde, donde son de compresión. Además, los contornos de las tensiones radiales, menos importantes para el análisis mecánico, muestran esfuerzos sólo en sentido positivo, que tienden a expandir el disco, como era de esperar.

Para comparar el comportamiento mecánico de cada uno de los diferentes modelos, la siguiente tabla, 5.8, muestra las tensiones máximas de tracción, las tensiones máximas de compresión y las tensiones máximas de cortante agrupadas por temperatura de salida del aire y radiación. Además, también se ha incluido una columna con el fallo debido a apertura de la grieta, que como se puede ver no ha ocurrido en ninguno de los casos estudiados.

Radiación		1000 kW/m ²			750 kW/m ²		
Diametro disco (cm)	T _{AIRE} (K)	σ _{circ} TRAC (MPa)	σ _{circ} COMP (MPa)	σ _{rad} (MPa)	σ _{circ} TRAC (MPa)	σ _{circ} COMP (MPa)	σ _{rad} (MPa)
10	750-800	28	62	11.9	13.8	29.4	5.58
	800-850	34.9	73.8	14.7	17.1	35.6	6.94
	850-900	43.2	85.9	17.9	21.6	43	8.78
	900-950	52.4	97.8	21.4	27	51.9	10.9
	950-1000	71.9	119	28.5	36	59.7	13.9
	1000-1050	79.1	128	31.3	43.1	67.6	16.5
	1050-1100	84.5	134	32.9	48.1	71.6	18.2
	1100-1150	94.5	130	34.6	53.7	80.9	19.7
15	750-800	6.7	21.8	3.22	5.6	21	2.62
	800-850	9.23	36.4	4.38	5.76	21.8	2.67
	850-900	12.2	43.3	5.64	6.06	22	2.82
	900-950	15.2	54.5	7.08	7.08	25.6	3.35
	950-1000	24.4	79.8	11.2	11	37.1	5.25
	1000-1050	38.6	107	17.1	14.2	45.2	6.73
	1050-1100	55.5	132	23.9	18.4	54.4	8.63
	1100-1150	69.8	142	28.7	28	71.6	12.7
20	750-800	5	32.3	2.7	0	0	0
	800-850	7.99	48.8	4.33	0.97	12.8	0.65
	850-900	15	74.3	8.65	3.9	21.6	1.53
	900-950	21.1	74.2	11.3	5.38	33.7	2.88
	950-1000	27.7	104	14.3	7.21	44.2	4.42
	1000-1050	39.2	121	19.1	11.4	57.3	6.41
	1050-1100	52.8	136	24.9	19.3	72.3	9.78
	1100-1150	73.1	153	29.5	23.8	78.3	11.7
25	750-800	9.92	55.4	4.92	4.59	29	2.28
	800-850	14.1	79	6.96	5.97	34.4	3.09
	850-900	18.3	97.1	9.02	6.09	44.7	3.63
	900-950	24.6	117	12.1	9.04	56.5	6.2
	950-1000	28.4	140	14	11.2	70.2	6.82
	1000-1050	29.3	147	16.3	14	77.8	8.13
	1050-1100	34.3	155	18.4	17.3	84.3	9.58
	1100-1150	45.4	168	23	21.1	90.6	11.2

Tabla 5. 8 Tensiones obtenidas del modelo FEM

Para facilitar la interpretación de los resultados, se han representado los resultados de esta tabla agrupados por flujos de radiación y temperatura del aire a la salida en las siguientes gráficas correspondientes a las figuras 5.34, 5.35, 5.36, 5.37, 5.38 y 5.39.

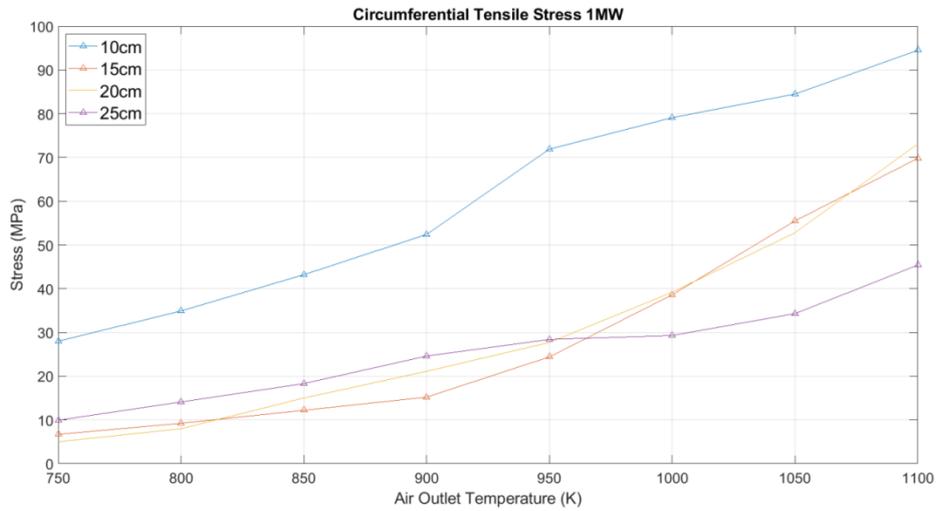


Figura 5. 34 Máxima tensión de tracción circunferencial con radiación de 1 MW/m²

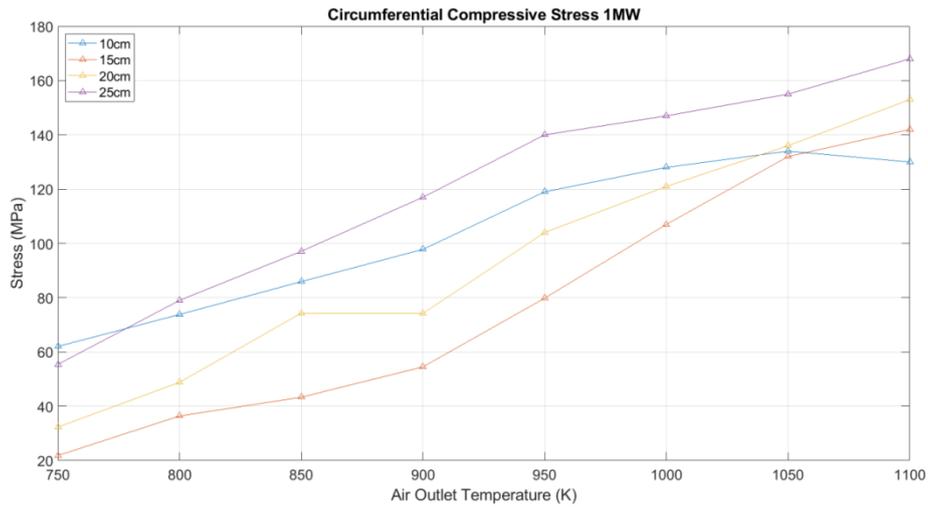


Figura 5. 35 Máxima tensión de compresión circunferencial con radiación de 1 MW/m²

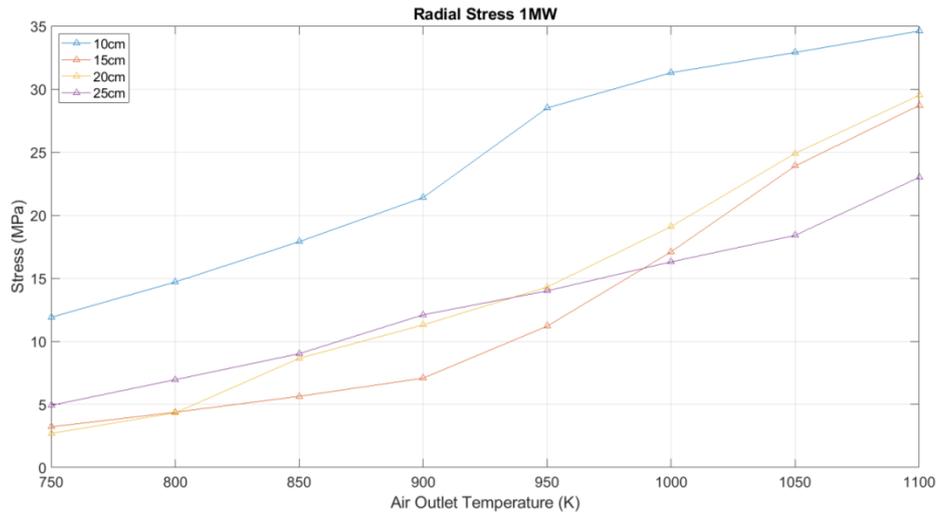


Figura 5. 36 Máxima tensión radial con radiación de 0.75 MW/m²

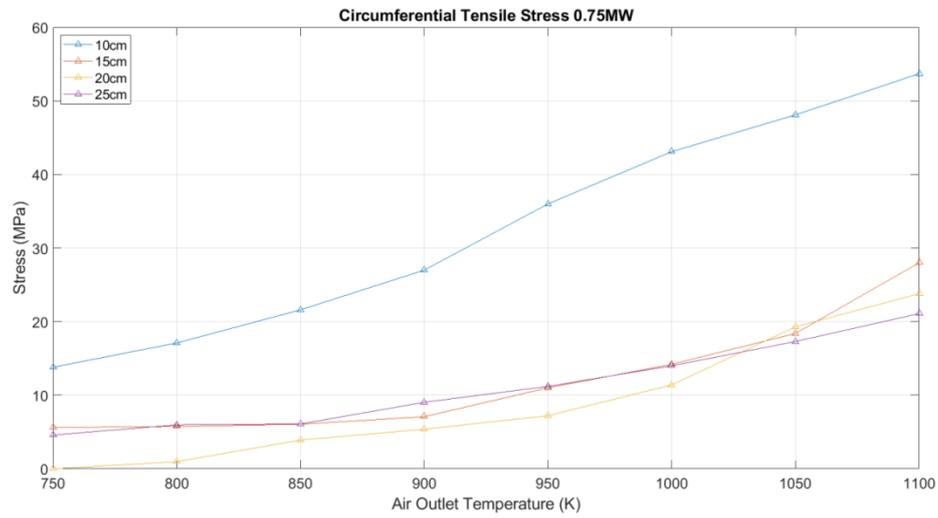


Figura 5. 37 Máxima tensión de tracción circunferencial con radiación de 0.75 MW/m²

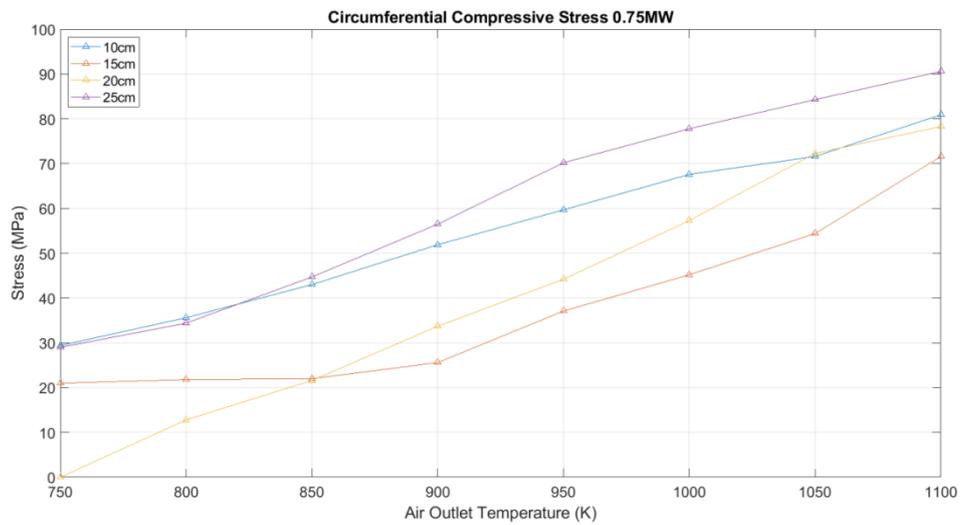


Figura 5. 38 Máxima tensión de compresión circunferencial con radiación de 0.75 MW/m²

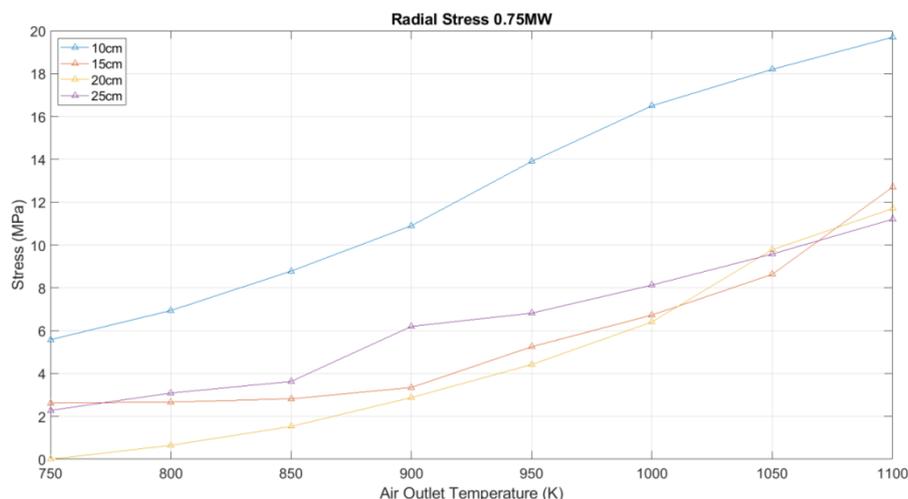


Figura 5. 39 Máxima tensión radial con radiación de 0.75 MW/m²

Como puede verse en las figuras anteriores, el análisis termo-mecánico muestra que las tensiones inducidas en los discos debido al gradiente de temperatura son muy inferiores a la resistencia del material, definida dentro del propio elemento cohesivo. Los discos pueden soportar las tensiones térmicas inducidas por las diferencias de temperatura entre el borde de entrada y el eje. El máximo esfuerzo de tracción circunferencial aparece siempre en la superficie interior de los discos, en contacto con el eje, y el mínimo en el borde exterior del disco. Este hecho demuestra que la zona de contacto entre el disco y el eje es crítica para garantizar la integridad estructural del receptor. Los esfuerzos de tracción en la superficie interior del disco tienden a abrir las grietas microscópicas formadas en esta superficie por el contacto entre el disco y el eje. La zona de tensión radial mínima, menos crítica en términos de rendimiento mecánico, surge también en la superficie interior del disco. Este efecto contribuye a garantizar la estabilidad mecánica de los discos, reduciendo la tensión de fractura de modo II en la zona crítica.

Como era de esperar, las tensiones circunferenciales y radiales crecen a medida que aumenta la temperatura de salida del aire, si la velocidad del aire en la entrada del receptor es menor, el flujo de aire también será menor, empeorando la transferencia de calor por convección y, por tanto, enfriando el disco de forma menos eficiente con el consiguiente aumento de temperatura. Las mayores tensiones se producen en las simulaciones con temperaturas de salida más altas, entre 1100 K y 1150 K, y velocidades de entrada de aire más bajas. Mayores temperaturas de salida del aire significan mayores temperaturas de los discos, lo que produce mayores gradientes de temperatura en los discos y, previsiblemente, mayores tensiones.

Las tensiones máximas en el disco no son lo suficientemente altas como para abrir críticamente los elementos cohesivos, por lo que ninguna de las simulaciones informa de un fallo crítico. El análisis de la fractura garantiza la estabilidad de la grieta, lo que significa la integridad estructural de los discos. Las tensiones máximas de tracción circunferencial no son lo suficientemente altas como para iniciar la propagación de la grieta en todos los casos y para los modos de fractura I, II y combinados de ambos. Las grietas microscópicas que pueden formarse por el contacto entre el disco y el eje o por defectos de fabricación no crecen por efecto de los gradientes térmicos.

Los campos de tensión también muestran un comportamiento no monótono al aumentar el diámetro del disco. Este efecto se debe al comportamiento de la temperatura, que se explica en la sección anterior; el campo de temperatura en el disco es la causa principal de los campos de tensión y su variación impulsa la variación de estos campos de tensión. Las tensiones inducidas debidas al giro del disco son prácticamente despreciables ya que la inercia del disco es muy pequeña y la velocidad de giro no es demasiado elevada.

En este capítulo se ha desarrollado un estudio termo-mecánico de un innovador concepto de receptor de disco giratorio. El modelo demuestra la integridad estructural del receptor sometido a tensiones térmicas inducidas en los discos por la radiación solar y que los niveles de tensión en el disco están muy por debajo de la resistencia del material, por lo que el análisis de fractura asegura la estabilidad de las grietas microscópicas en el interior del material. Este modelo también identifica la zona crítica de los discos, que se encuentra en el radio interior, en la zona de contacto entre los discos y el eje.

Los niveles de tensión son similares en los discos de 15 cm, 20 cm y 25 cm y un poco más altos en el disco de 10 cm. Según este estudio, los discos de 10 cm de diámetro son la peor opción desde el punto de vista mecánico. Por lo tanto, cuando se piensa en un diseño de receptor modular constituido por un conjunto de copas, como se ha propuesto en proyectos de investigación anteriores (Hoffschmidt, et al., 2003) (Téllez Sufategui, 2003), la anchura de la apertura de la copa no debería ser inferior a 15 cm.

En resumen, los resultados mostrados en este capítulo han demostrado la viabilidad tecnológica del innovador concepto de receptor de disco en términos de integridad estructural, lo que podría significar un paso clave en el desarrollo de receptores volumétricos de aire.

Uniendo este estudio con los resultados mostrados por en el capítulo anterior, donde se muestra el comportamiento térmico del receptor, se puede afirmar que este concepto es prometedor para su ampliación a tamaños mayores en la clase MW. En posteriores capítulos se evaluará el funcionamiento del receptor en condiciones de planta así como su efecto en el funcionamiento de una planta de torre.

Todos los resultados mostrados en este capítulo han sido publicados en la revista *Solar Energy* tras la revisión de expertos. La referencia es la siguiente:

- X. Rández, F. Zaversky, D. Astrain, M.A. Garrido-Maneiro, S. Tortuero, A. Rico, P. Poza, *Thermo-mechanical study of a novel rotating disk volumetric receiver*, *Solar Energy*, Volume 223, 2021, 302-317, ISSN 0038-092X, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.05.066>

(Rández, et al., 2021)

6. Evaluación de modelo del receptor en condiciones de radiación de planta. Efecto del receptor en el funcionamiento de una planta de torre.

En este último capítulo de esta tesis, una vez se dispone de un modelo CFD validado en laboratorio y un estudio mecánico de la integridad de los discos del receptor, es importante conocer el comportamiento del receptor en condiciones de trabajo normales, que no son iguales a las anteriormente estudiadas debido a las limitaciones en los equipos de laboratorio, y compararlo con el estado del arte. Además, es importante evaluar el efecto de este receptor en el funcionamiento de una planta CSP para tener una estimación de cómo podría mejorar el funcionamiento de esta cumpliendo así con el quinto objetivo específico de esta tesis. Las metas de este capítulo son: en primer lugar, evaluar mediante cálculo el rendimiento y los parámetros de trabajo del receptor bajo condiciones de radiación para obtener una matriz y una curva de rendimiento contra temperatura del aire a la salida con la que comparar el receptor con el estado del arte. El segundo objetivo, una vez obtenida la matriz de rendimiento del receptor, es evaluar el efecto de un receptor con esta matriz en el rendimiento de una central de torre con receptor de aire y compararlo con otro receptor del estado del arte.

Para cumplir los objetivos previamente señalados, se evaluó en primer lugar el comportamiento del receptor ante condiciones de radiación homogénea y similar a las de trabajo en planta, con flujos de aire y temperaturas de trabajo en ese orden de magnitud. Para ello se hizo uso del modelo CFD previamente validado y se resolverá dicho modelo con condiciones de radiación homogénea, evaluando varios niveles de radiación. Del modelo se obtuvieron principalmente los parámetros de rendimiento térmico y temperatura del aire a la salida que permitirán construir la matriz de eficiencia del receptor para posteriormente introducirla en el modelo de planta.

Para cumplir con el segundo objetivo, se realizó un modelo de planta de torre en el que se incluyeron todos los elementos de una central CSP en Dymola, software de modelado basado en Modelica. A partir de este modelo se obtuvieron tanto la energía producida a lo largo de un año como el coste normalizado de la energía (*Levelized Cost Of Energy*, LCOE) de dicha planta. Los resultados obtenidos con el receptor desarrollado en esta tesis se compararon con los del estado del arte. Las bases del modelo y las características de la planta CSP se obtuvieron del proyecto CAPTURE (Zaversky, 2020) (Zaversky, 2020), proyecto a partir del cual nació esta tesis.

Por tanto, para cumplir los objetivos de este capítulo el trabajo se ha dividido en dos partes diferenciadas:

- La evaluación del modelo CFD previamente validado, aplicando condiciones de radiación homogéneas.
- La construcción y evaluación del modelo de planta de torre con el receptor de discos integrado.

6.1 Evaluación del receptor en condiciones de trabajo reales

Como previamente se ha comentado, en esta parte del estudio se va a evaluar el rendimiento térmico del receptor en el modelo CFD a escala de laboratorio validado en el Capítulo 3 durante la sección 3.2 Simulaciones CFD del prototipo. La validación de este modelo nos permite obtener resultados fiables de funcionamiento del receptor que para similares condiciones de flujo de aire, es decir, con mismos números adimensionales (Reynolds y Nusselt) y una copa con la entrada proporcional a la del receptor, en la que la relación entre área concentrada y área de apertura sea igual, es decir, la concentración sea la misma, sean extrapolables y permitan estimar el funcionamiento del receptor real.

Con el fin de no repetir la información dada durante el Capítulo 3, en esta sección únicamente se mostrarán los resultados obtenidos del modelo y no se volverá a detallar como se ha construido o los modelos de turbulencia utilizados. El material del receptor se ha cambiado de acero inoxidable a carburo de silicio y la radiación se ha modelado como en una planta de torre CSP normal, asumiendo un flujo incidente prácticamente homogéneo en tres niveles de 600 kW/m², 800 kW/m² y 1000 kW/m² (a nivel de copa). El flujo de aire en las simulaciones se ha ajustado para obtener una temperatura de salida del aire entre 700°C y 1200°C. En la siguiente tabla se muestran las propiedades del carburo de silicio (SiC) tomadas para el modelo.

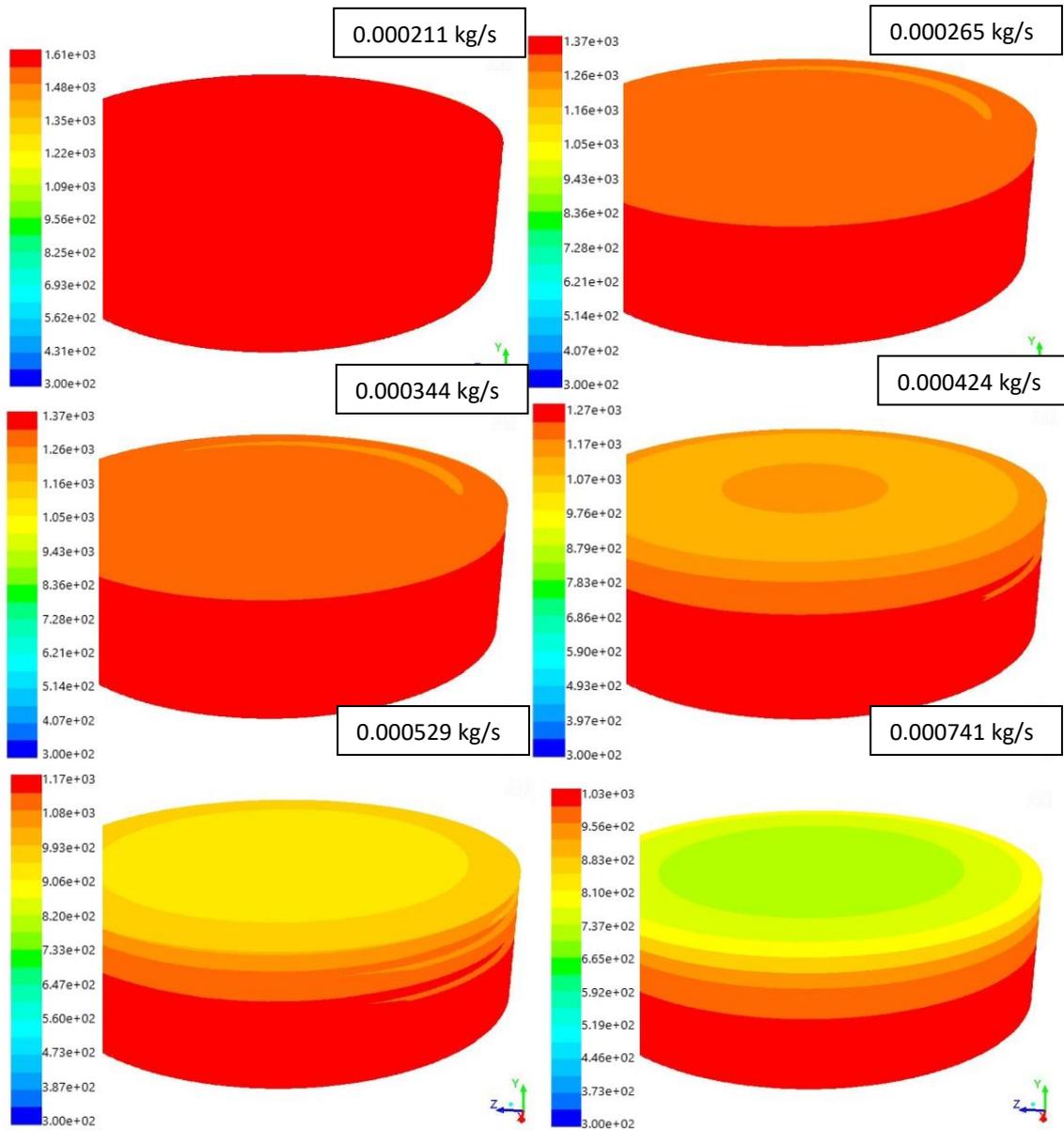
Parámetro	valor
SiC absorptividad α	0.8 (Medido por CEA)
SiC Densidad	3100 kg/m ³
SiC conductividad térmica	35 W/mK
SiC emisividad ϵ	0.83 (Medido por CEA)
SiC Cp	Tabla con Cp dependiente de la temperatura entre 473K and 1773K

Tabla 6. 1 Parámetros del SiC para el modelo FEM

Una vez definidos todos los elementos necesarios para realizar la simulación y las modificaciones llevadas a cabo sobre el modelo original, es posible empezar las simulaciones del modelo y recoger los resultados de estas para realizar el post-procesado conveniente para obtener los datos necesarios.

Los parámetros de funcionamiento más importantes que se van a tener en cuenta para sacar conclusiones sobre el desempeño del receptor son el flujo másico, la temperatura de salida del aire y la potencia absorbida por el aire a partir de la cual se calculará el rendimiento térmico del receptor; además, con estos dos factores, rendimiento térmico y temperatura del aire a la salida, es posible calcular las curvas de rendimiento contra temperatura a la salida del receptor y obtener su matriz de rendimiento. Igualmente se tendrán en cuenta como resultados importantes los mapas de temperaturas en los discos. La evolución de las temperaturas conforme atraviesa el receptor también son importantes y permiten ver el desarrollo de la capa límite térmica en el aire cuando circula entre los discos. Como se puede ver en las siguientes figura, 6.1, en este caso la

diferencia de temperatura entre el centro y los extremos es mucho menor debido a la homogeneidad de la radiación, que al contrario que en condiciones de laboratorio, no sigue una distribución gaussiana.



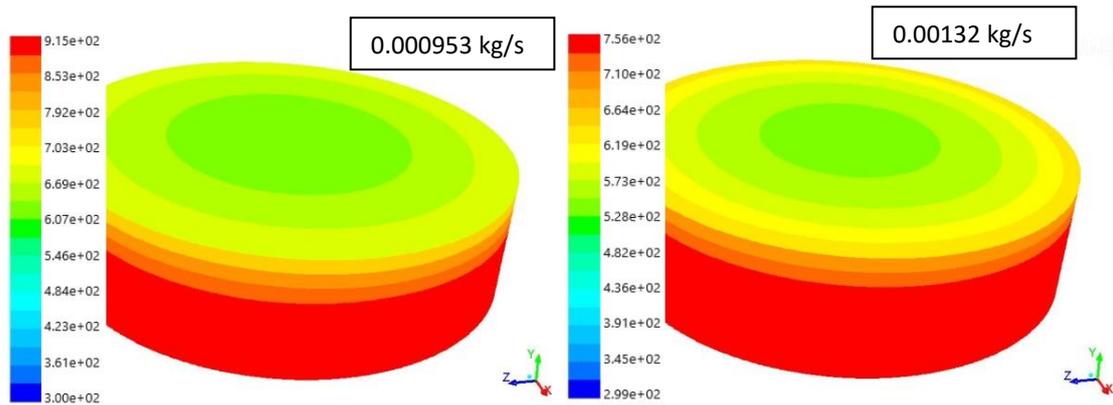


Figura 6. 1 Temperaturas en Kelvin de los discos en los casos simulados con radiación de 1MW/m^2 , ordenados de menor a mayor flujo másico para velocidad de giro óptima de 6 rad/s

También, es interesante comprobar los perfiles de velocidad del aire a lo largo del paso entre los discos para conocer como circula el flujo por el receptor e identificar los puntos con las velocidades del aire más bajas y más altas a lo largo de todo el receptor. En este caso las diferencias entre los dos perfiles de radiación estudiados son menores.

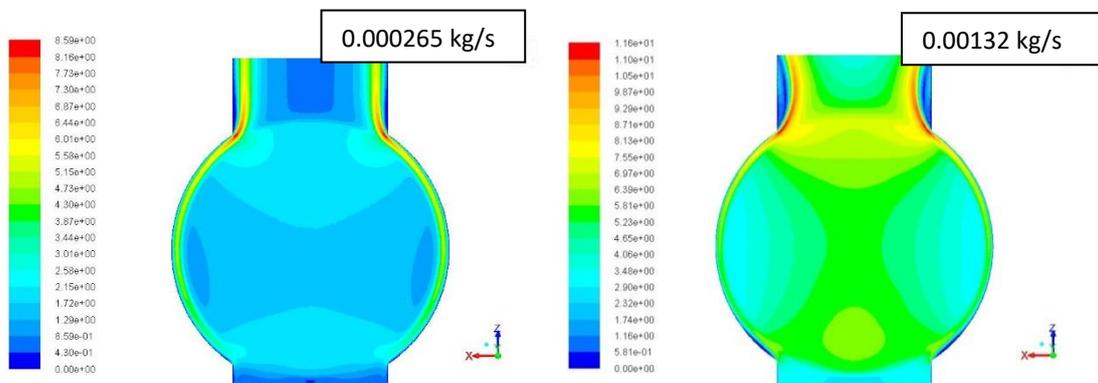


Figura 6. 2 Perfiles de velocidad en m/s para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 600 kW/m^2

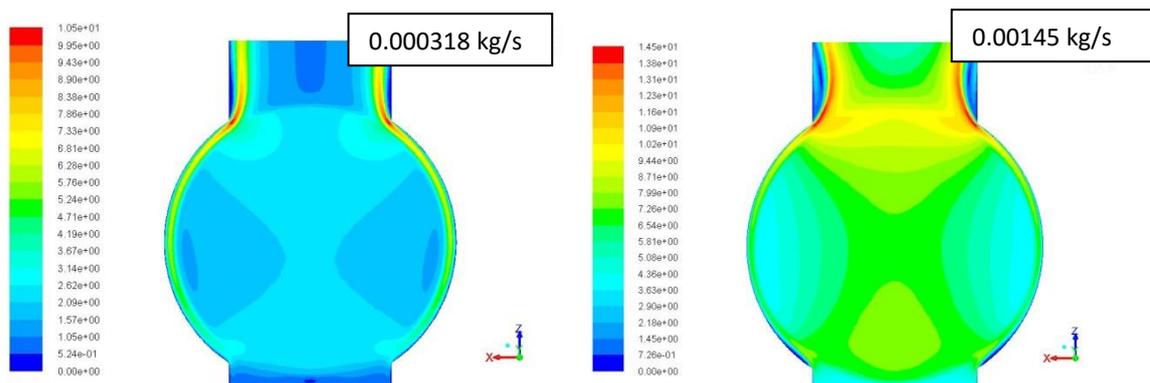


Figura 6. 3 Perfiles de velocidad en m/s para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 800 kW/m^2

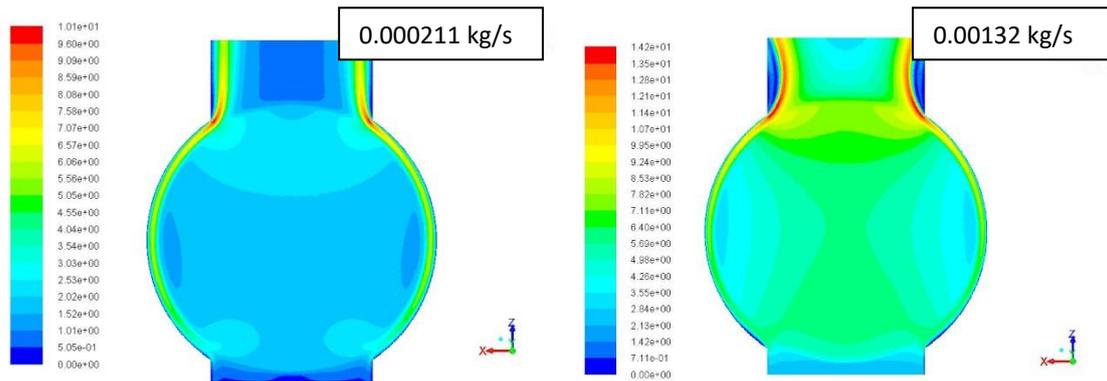


Figura 6. 4 Perfiles de velocidad en m/s para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 1000 kW/m²

Los contornos de velocidad que se ven en las figuras anteriores, 6.2, 6.3 y 6.4, son los correspondientes al plano medio entre el disco central y el inmediatamente. En la figura se puede comprobar como las zonas con mayor velocidad en el fluido corresponden a los laterales de los discos, donde se encuentra el hueco entre los discos y la cavidad, y en el cambio de sección de la salida, donde se produce un aumento de la turbulencia y produciendo un efecto de tobera que se acentúa en las esquinas. Como es lógico, conforme aumenta el flujo másico la velocidad del aire en todas las zonas aumenta. No existe apenas diferencia entre los tres casos de radiación simulados o con el caso estudiado en el Capítulo 3.

Además de los contornos de velocidad, también es interesante ver los contornos de temperatura del aire en este mismo plano, ya que aportan información de cómo se calienta el aire al atravesar el receptor. Al contrario que en el caso de estudio del Capítulo 3, en el que la radiación no era homogénea, en este caso no existe una zona de temperatura superior al resto en el plano en el que se muestran los perfiles de temperatura. Esto muestra que este efecto que aquí no aparece también se debe a la diferencia de temperaturas entre los discos que en este caso no se produce al ser la radiación homogénea.

Como se puede ver en los contornos de las siguientes figuras, 6.5, 6.6 y 6.7, para flujos másicos bajos la distribución de la temperatura del aire sigue el patrón de temperatura radial del disco.

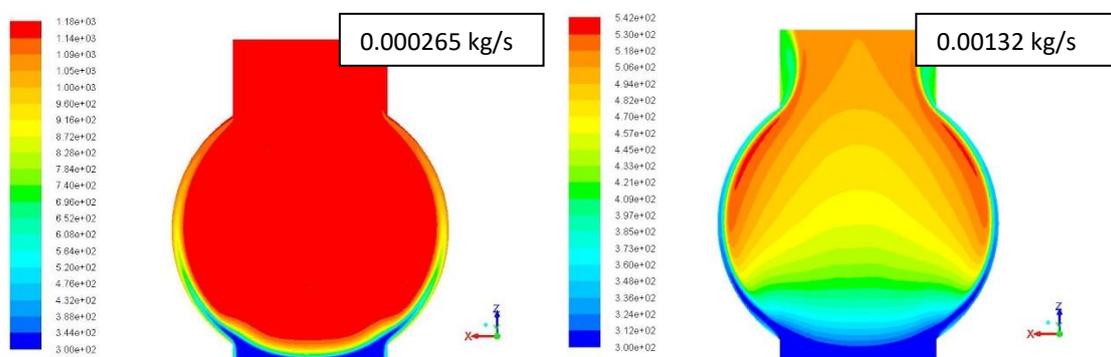


Figura 6. 5 Perfiles de temperatura en Kelvin para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 600 kW/m²

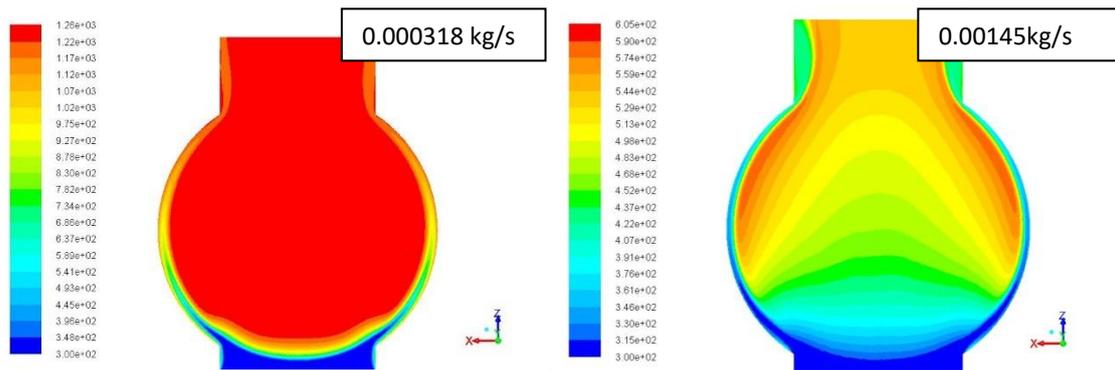


Figura 6. 6 Perfiles de temperatura en Kelvin para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 800 kW/m²

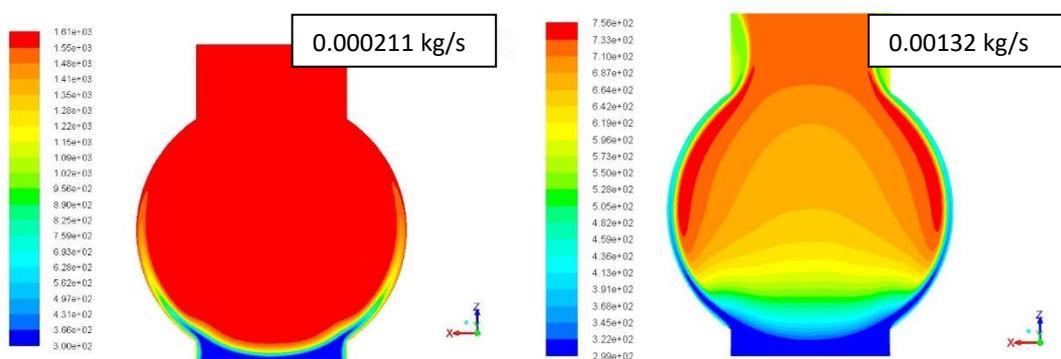


Figura 6. 7 Perfiles de temperatura en Kelvin para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 1000 kW/m²

Como ya se ha comentado, en este caso no existe un sector en el que la temperatura sea superior debido al giro, sino que la temperatura del aire se encuentra más estratificada en la dirección de la profundidad. Esto queda patente sobre todo en los casos con el flujo másico más alto. En este caso tampoco existen diferencias significativas entre las tres radiaciones estudiadas.

En este caso no tiene interés comprobar las diferencias de temperatura entre los discos ni mostrar el perfil de temperatura de la apertura del receptor, como se ha visto anteriormente, con radiación homogénea apenas existen diferencias entre la temperatura del disco central y de los discos extremos.

Además de la distribución de las temperaturas en los discos, existen otros factores de la simulación que son interesantes para conocer el funcionamiento del receptor más en profundidad y estudiar el funcionamiento de este bajo condiciones de radiación de planta. Uno de estos factores es la distribución de temperatura del aire en el paso entre los discos, en su plano perpendicular. La representación de este perfil permite ver la evolución de la capa límite térmica, muy importante en el desempeño del receptor, y su evolución conforme la velocidad del aire y el flujo másico aumenta, mostrando los perfiles de temperatura del aire en el plano perpendicular a los discos. En las posteriores figuras se puede comprobar que para flujos másicos mínimos, la temperatura del aire entre los discos es prácticamente la misma que la temperatura del disco, sobre todo en los discos centrales donde no aparece apenas el efecto de borde. También permiten ver la capa límite cinemática mostrando los perfiles de velocidad en este mismo plano. En

Las siguientes figuras se puede apreciar esta capa límite tanto térmica como cinemática. En ellas se puede apreciar como la temperatura de la capa límite térmica no varía casi según la posición de los discos, como sí ocurría en el caso de la radiación más concentrada en el centro, sí que aparece una pequeña variación al alejarse del centro debido al efecto de los bordes del receptor. Esto, como es lógico, se debe a la poca diferencia de temperatura entre los discos por la radiación homogénea.

En las figuras, 6.8, 6.8, 6.10, 6.11, 6.12 y 6.13, se puede comprobar como las zonas pegadas a los discos, con una menor velocidad, tienen temperaturas mayores a las zonas centrales, siendo estas temperaturas casi las mismas que las de los propios discos, como era de esperar y exactamente igual que ocurre en el caso de estudio del Capítulo 3.

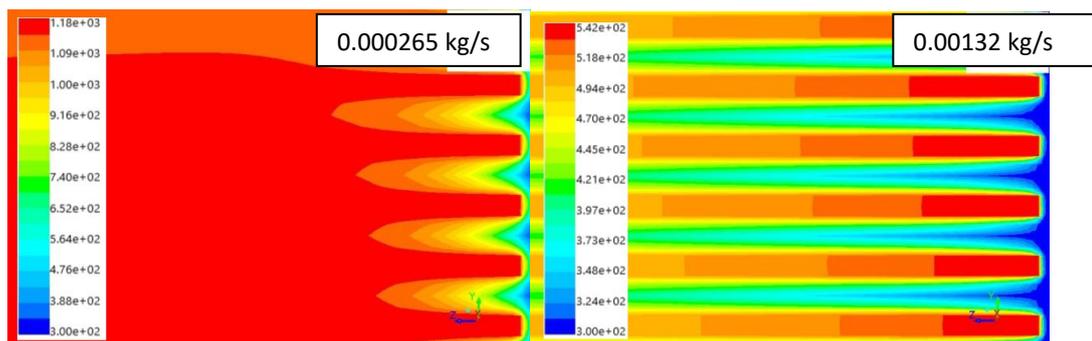


Figura 6. 8 Capa límite térmica en Kelvin entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 600kW/m²

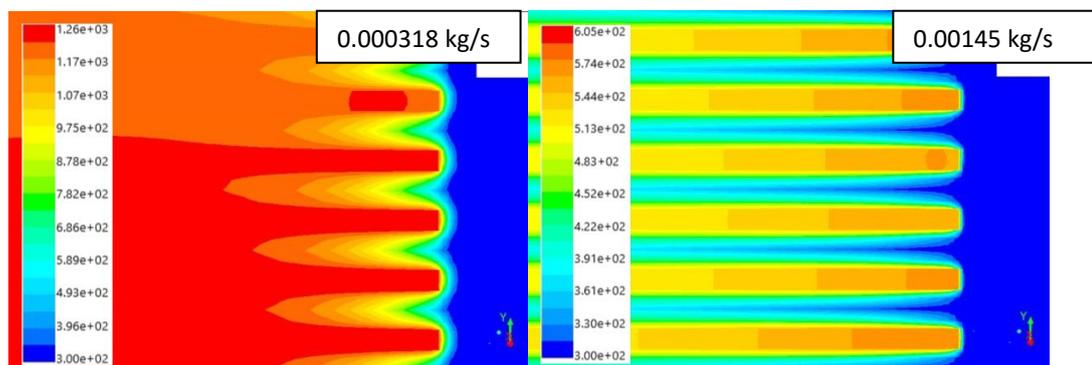


Figura 6. 9 Capa límite térmica en Kelvin entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 800kW/m²

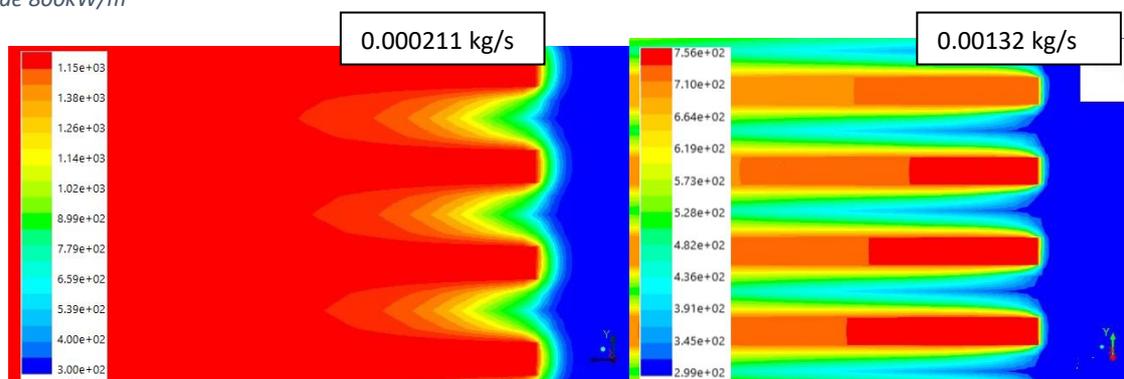


Figura 6. 10 Capa límite térmica en Kelvin entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 1000kW/m²

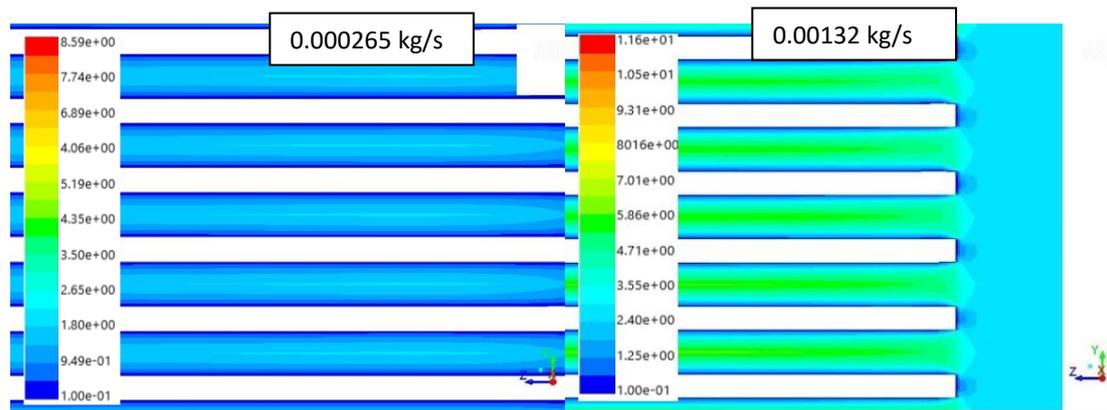


Figura 6. 11 Capa límite cinemática en m/s entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 600kW/m²

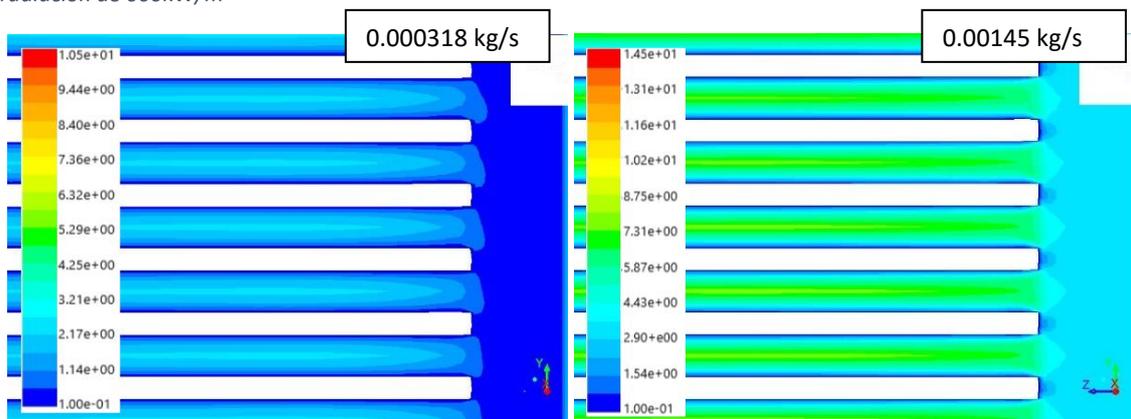


Figura 6. 12 Capa límite cinemática en m/s entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 800kW/m²

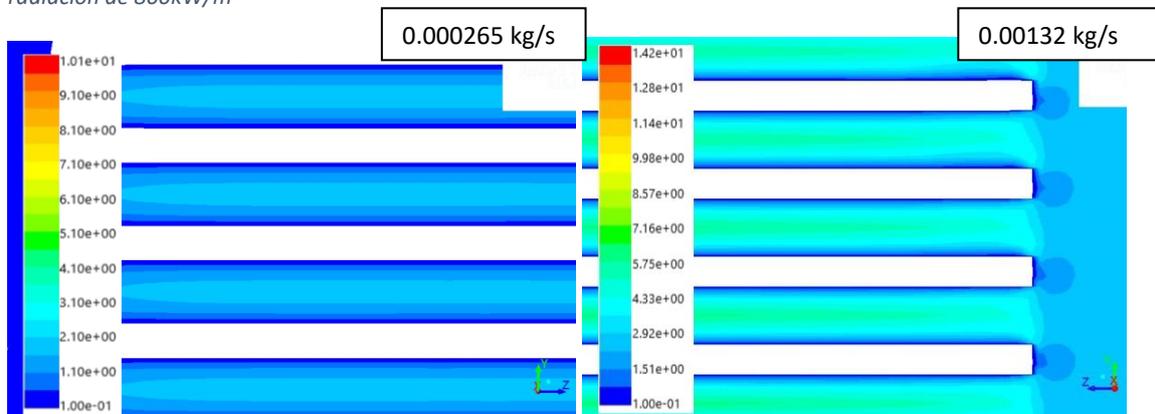


Figura 6. 13 Capa límite cinemática en m/s entre los discos para flujo másico mínimo (izq) y máximo (der) para radiación de 1000kW/m²

La distribución de temperaturas a la salida del receptor también es interesante para conocer el comportamiento del receptor. En este caso, como la radiación es homogénea y no se encuentra concentrada en la parte central. Las diferencias de temperatura en el plano de salida del receptor son mucho menores que en el caso estudiado en el Capítulo 3. Esta distribución de temperaturas mucho más homogénea, aunque sigue siendo un poco más caliente en el centro debido sobre todo al efecto de los bordes y las paredes del receptor.

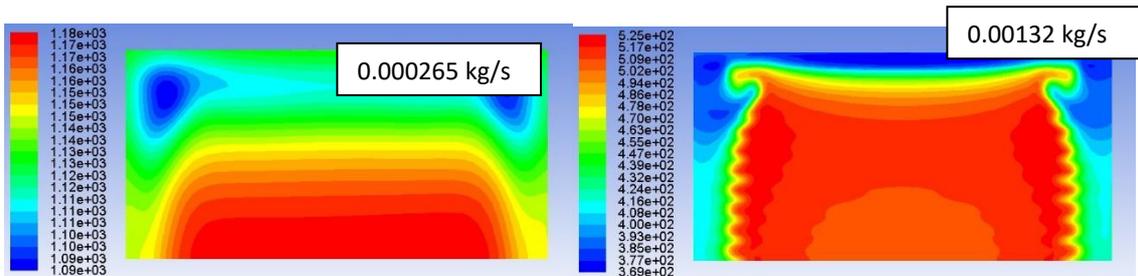


Figura 6. 14 Perfiles de temperatura en Kelvin a la salida para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 600 kW/m²

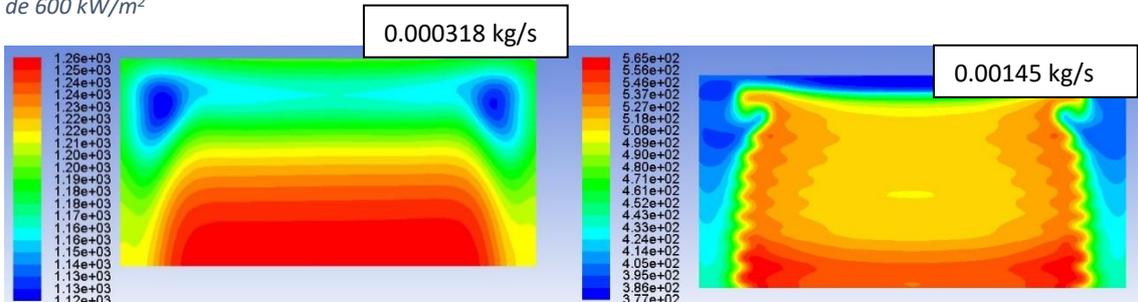


Figura 6. 15 Perfiles de temperatura en Kelvin a la salida para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 800 kW/m²

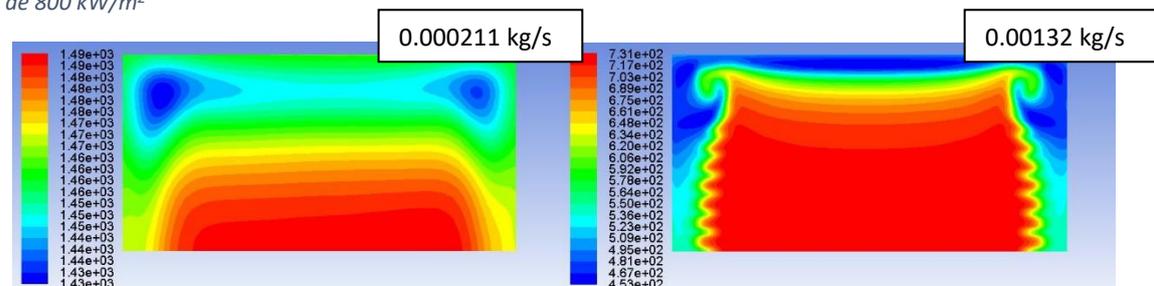


Figura 1. Perfiles de temperatura en Kelvin a la salida para flujo de aire mínimo (izq) y máximo (der) con radiación de 1000 kW/m²

Con los datos de las potencias, tanto la absorbida por el aire como la emitida por radiación se puede realizar el cálculo de la eficiencia térmica. En la siguiente tabla, tabla 6.2, se van a mostrar los resultados de funcionamiento del receptor. Se han realizado simulaciones para temperaturas de salida del aire entre 700°C y 1200°C. Los datos mostrados en la siguiente tabla corresponden a las 3 potencias simuladas.

Radiación (kW/m²)	Flujo másico (kg/s)	Potencia Absorbida (W)	Rendimiento	Temperatura del aire a la salida (°C)
1000	0.00132	445.37	0.9897111111	375.85
1000	0.000953	439.96	0.9776888889	512.85
1000	0.000741	432.92	0.9620444444	621.85
1000	0.000529	420.73	0.9349555556	792.85
1000	0.000424	405.5	0.9011111111	922.85
1000	0.000344	384.67	0.8548222222	1050.85
1000	0.000265	354	0.7866666667	1195.85
1000	0.000211	319.52	0.7100444444	1316.85
800	0.00195	384.75	0.999350649	218.85
800	0.00132	381.89	0.991922078	322.85
800	0.00106	379.34	0.985298701	402.85
800	0.0009	377.17	0.979662338	465.85
800	0.000688	371.45	0.964805195	576.85
800	0.000635	369.39	0.959454545	611.85
800	0.000318	309.62	0.804207792	931.85
600	0.00153	273.74	0.995418182	204.85
600	0.00132	272.91	0.9924	235.85
600	0.00106	271.51	0.987309091	341.85
600	0.000582	264.62	0.962254545	495.85
600	0.000529	263.29	0.957418182	532.85
600	0.000424	258.67	0.940618182	626.85
600	0.000265	239.1	0.869454545	866.85

Tabla 6. 2 Resultados del modelo con radiación homogénea

En las siguientes gráficas, figura 6.16 y 6.17, se puede ver la evolución de la potencia absorbida y de la temperatura del aire a la salida para las 3 potencias incidentes simuladas.

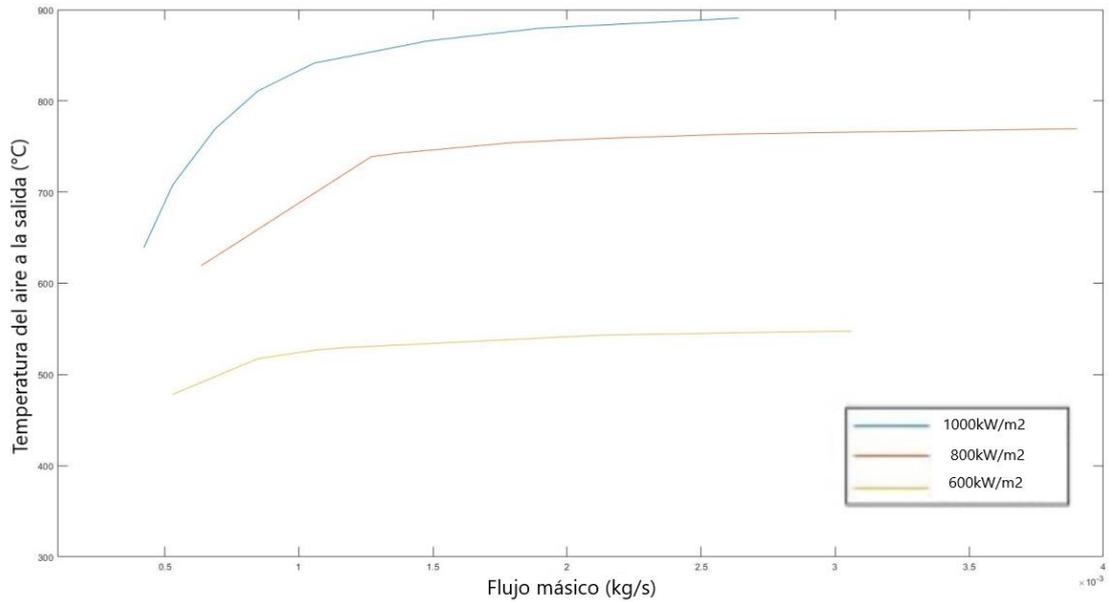


Figura 6. 16 Evolución de la potencia absorbida por el aire en el receptor

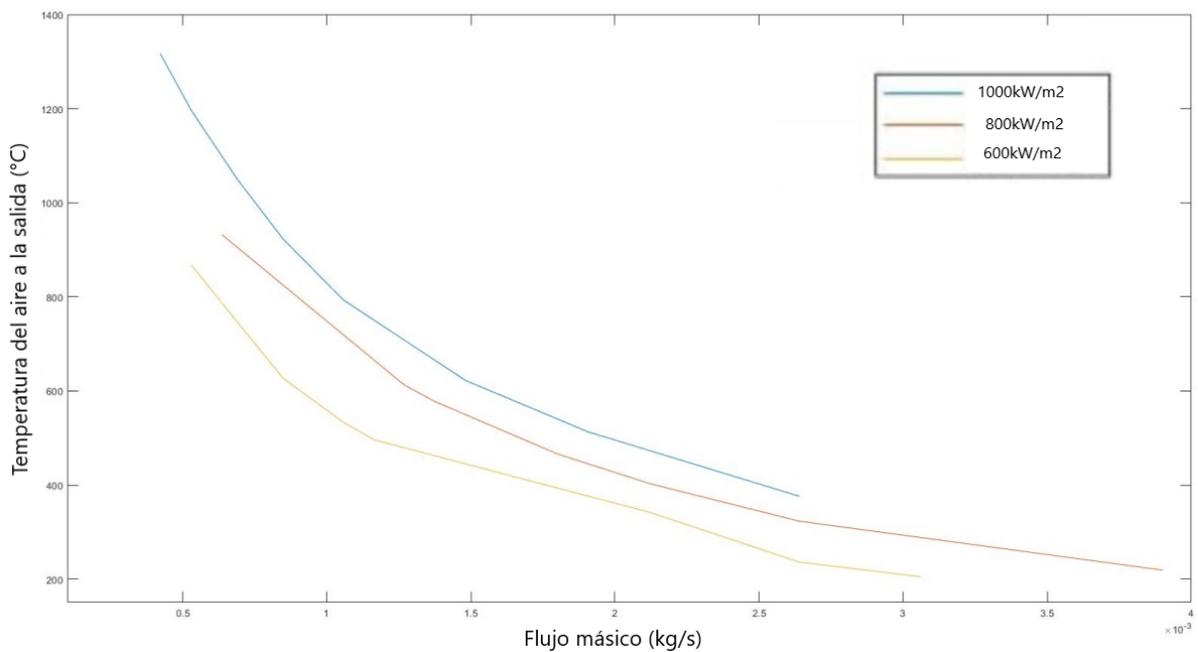


Figura 6. 17 Evolución de la temperatura de salida del aire en el receptor

Como era de esperar, los resultados de potencia absorbida aumentan conforme aumenta el flujo másico de aire, así como la temperatura del aire a la salida disminuye con este aumento del flujo másico. En el caso de potencia se puede observar que se está acercando a un comportamiento asintótico creciendo cada vez menos con el aumento del flujo másico.

Como es lógico, conforme mayor es la radiación incidente mayores son las potencias absorbidas por el aire a través del receptor y las temperaturas del aire a la salida, al llegar al receptor una mayor cantidad de potencia concentrada.

Con estos datos, se han obtenido las curvas de rendimiento-temperatura a la salida del receptor para las 3 potencias, estas curvas son clave para evaluar el funcionamiento del receptor. La siguiente figura, 6.18, muestra estas tres curvas rendimiento-temperatura a la salida.

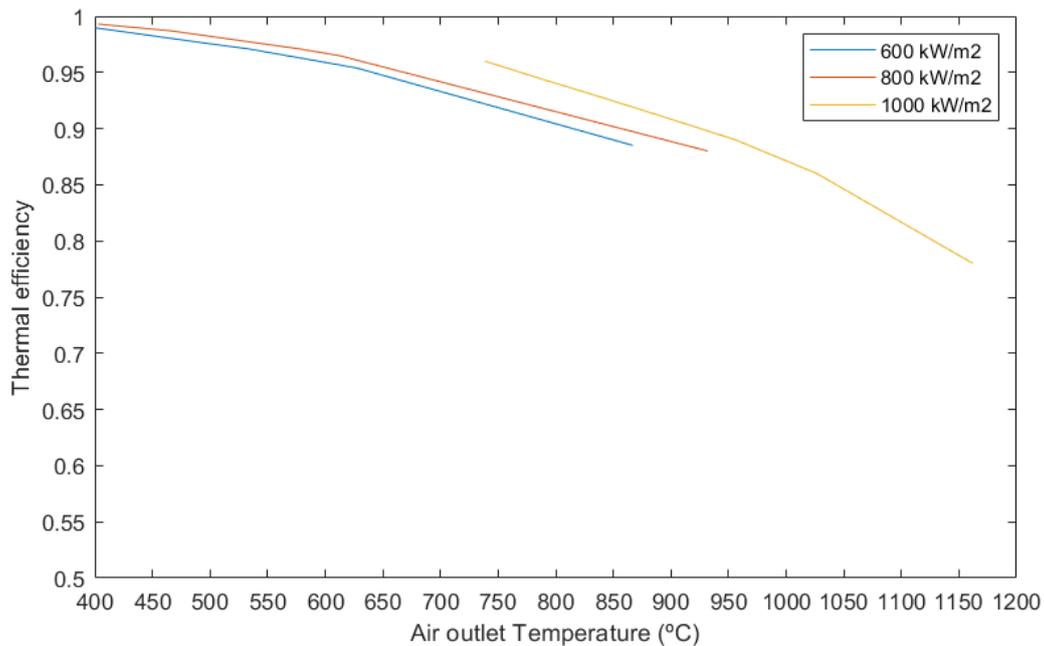


Figura 6. 18 Curvas Rendimiento vs Temperatura del aire a la salida del receptor de discos para potencias de 600 kW/m², 800 kW/m² y 1000 kW/m²

Como era de esperar, y siguiendo la tendencia de otros receptores volumétricos de aire, la eficiencia del receptor aumenta conforme aumenta la radiación incidente y disminuye para temperaturas de aire a la salida más altas. Esto es debido a que para alcanzar estas temperaturas el flujo de aire debe ser menor, empeorando la convección entre el receptor y el aire y refrigerando menos los discos, haciendo que todo el sistema trabaje a temperaturas superiores con mayores pérdidas por radiación.

Una vez se conoce el desempeño del receptor de discos, se ha comparado con otro receptor, también innovador y con resultados que mejoran a soluciones previas del estado del arte. Comparando el comportamiento térmico con el absorbedor volumétrico de espuma innovador como el modelado en (Zaversky, et al., 2020) con las mismas condiciones de radiación, también desarrollado durante el proyecto CAPTURE, en la figura siguiente, figura 6.19, se puede ver que la eficiencia térmica es mejor para el receptor de discos. Los resultados de eficiencia térmica obtenidos muestran una mejora de más del 10% para las temperaturas de salida de aire más bajas y alrededor del 10% a 900°C, temperatura óptima para el funcionamiento de la planta. Así, el presente análisis confirma finalmente las ventajas esperadas del novedoso concepto de receptor de aire volumétrico activo abierto.

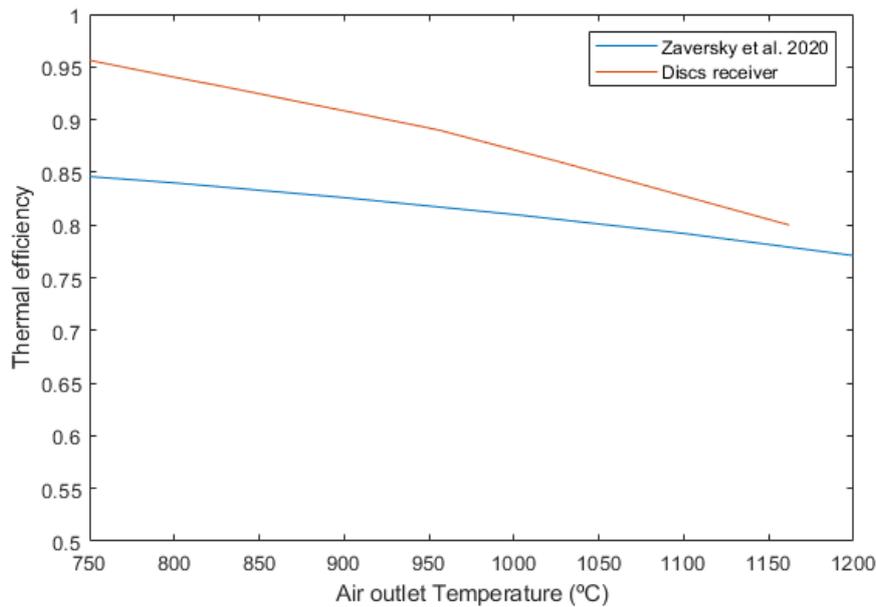


Figura 6. 19 Comparación de curvas entre receptor de activo de discos y receptor de espuma cerámica para radiación de 1000 kW/m²

Como se puede comprobar a lo largo de esta sección, los resultados arrojados por el modelo en cuanto a la eficiencia de este receptor y sus parámetros de funcionamiento son prometedores para el desarrollo de la tecnología CSP. Además, la siguiente tabla, tabla 6.3, muestra la eficiencia del receptor frente a otros receptores del estado del arte, como se ha hecho en anteriores apartados, arrojando mejoras muy altas en eficiencias térmicas.

Proyecto	Rendimiento térmico η_{\max}	Temperatura de trabajo
SIREC (Téllez, et al., 2001)	85%	500 °C
SOLAIR (Téllez Sufrategui, 2003)	70-75%	750 °C (η_{\max}) / 1000 °C (T_{\max})
Foam CAPTURE (Zaversky, et al., 2020)	90% (No Experimental)	400 °C (η_{\max}) / 1200 °C (T_{\max})
REFOS (Buck, et al., 2002)	86%	800°C
SOLTREC (Del Río, et al., 2015)	70%	750 °C (η_{\max}) / 1000 °C (T_{\max})
Receptor Discos	0.96%/0.85% (No experimental)	750 °C (η_{\max}) / 1150 °C (T_{\max})

Tabla 6. 3 Comparativa del rendimiento máximo del receptor y del rendimiento a temperatura de trabajo máxima con el estado del arte de receptores volumétricos

En la tabla 6.3 se puede comprobar como, según el modelo teórico validado, el rendimiento del receptor en el punto máximo de eficiencia, a 750°C, es entre un 10 y un 15% superior que la mayoría del estado del arte actual, siendo esta diferencia algo menor pero también muy grande para el receptor de espuma también desarrollado en CAPTURE. Esta tabla muestra la que es la conclusión más importante de toda la tesis, que conjuntamente con el Capítulo 4 y su estudio de integridad estructural, aseguran que el concepto de discos supone un gran avance dentro de la tecnología de receptores

volumétricos y esta tesis constituye un paso adelante en el desarrollo tanto de los receptores volumétricos como en la tecnología CSP en general.

El siguiente paso dentro del estudio debe determinar el impacto que podría tener esta mejora en una planta de torre con aire como fluido calor portador, que es el campo de estudio de la siguiente sección

6.2 Evaluación del efecto del receptor en planta

El objetivo de esta sección es comprobar el efecto del receptor en un análisis técnico-económico del comportamiento de una planta CSP a partir de un modelo simplificado de planta. Durante esta sección se explicará cómo está construido el modelo y que partes lo componen. Como se ha comentado previamente, el modelo se ha desarrollado en Dymola, un software pasado en Modelica para el modelado de sistemas físicos. Se evaluarán la energía producida por la planta así como el coste normalizado de la energía (LCOE) durante un año tipo en un emplazamiento óptimo, en este caso Sevilla.

Este modelo está basado en el desarrollado durante el proyecto CAPTURE para la optimización de la planta estudiada en este proyecto, al nacer la idea original del receptor dentro de este proyecto.

Se han creado modelos en Modelica para el receptor solar (absorbedor volumétrico de discos y también de espuma cerámica para comprar), así como para el ciclo de potencia, un ciclo combinado (turbina de gas de con sobrealimentación más ciclo de vapor Rankine de fondo - RC). A partir de estos, se han desarrollado modelos sencillos de rendimiento a nivel de sistema mediante los cuales se ha realizado el estudio mostrado en esta tesis. El concepto principal de la central eléctrica se muestra en la siguiente figura, 6.20. El principio de funcionamiento es tal que el receptor solar calienta el aire atmosférico a altas temperaturas (1050°C). El aire caliente carga un sistema de almacenamiento de energía térmica (TES) (termoclina *packed-bed*), el sistema de almacenamiento está modelado como un sistema de 10 horas de almacenamiento para las dos configuraciones de potencia que se han estudiado. Aguas abajo del sistema de almacenamiento se encuentra el bloque de potencia. Se utiliza un intercambiador de calor regenerativo aire-aire para intercambiar calor entre el flujo de fluido calor portador (HTF), aire atmosférico en este caso, y el fluido de trabajo del ciclo de potencia, aire comprimido.

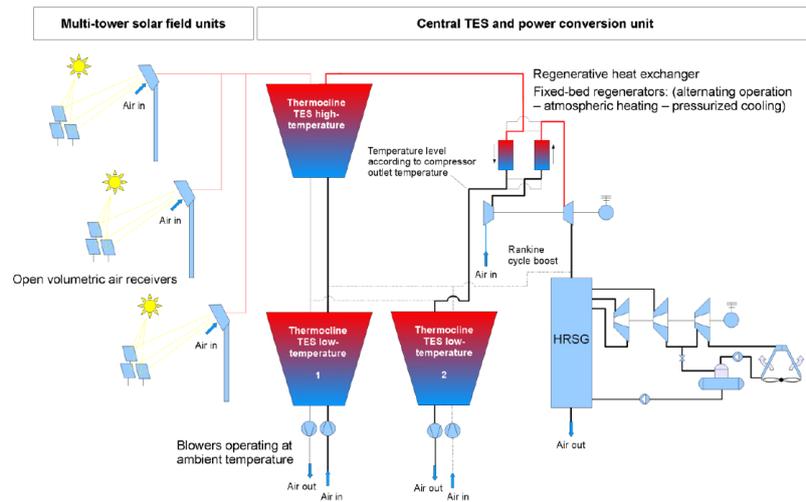


Figura 6. 20 Esquema de planta del modelo de Dymola simplificado

En la siguiente figura, 6.21, se puede ver el ciclo combinado con recalentamiento en el ciclo Brayton utilizado en el modelo de planta conjuntamente con el sistema de almacenamiento. La configuración detallada del haz de tubos y del tambor de vapor del generador de vapor con recuperación de calor (HRSG), así como la arquitectura del ciclo Rankine no se muestran para aportar simplicidad. El ciclo de aire, Brayton, que se muestra en la figura se ha modelado de manera sencilla a partir de relaciones isoentrópicas. El generador de vapor con recuperación de calor se ha optimizado según las temperaturas de entrada del gas, seleccionando las presiones y temperaturas necesarias en el vapor de agua.

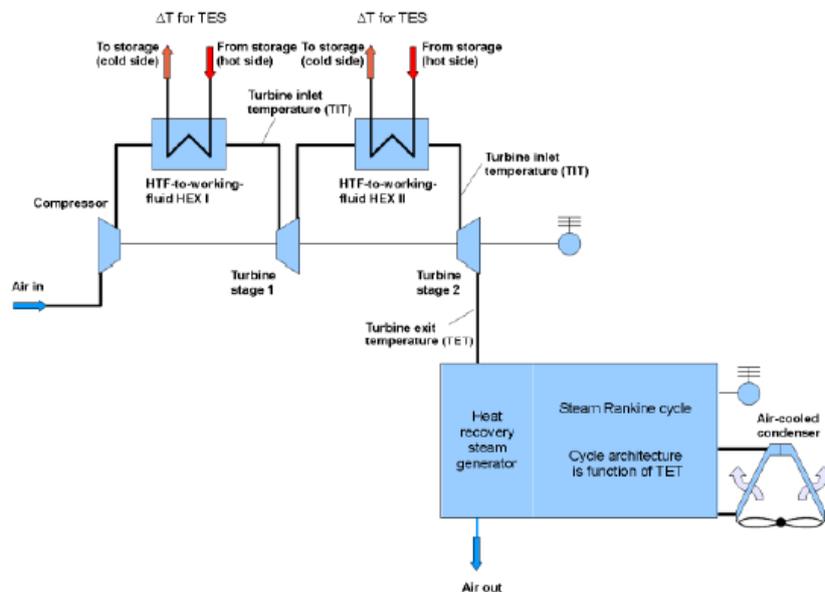


Figura 6. 21 Esquema del ciclo combinado con recalentamiento en la parte Brayton

Los parámetros del ciclo de gas utilizado se han obtenido se muestran en la tabla 6.4 (McBride, et al., 2002).

Parámetro	Valor
Eficiencia isoentrópica del compresor $\eta_{c,i}$	0.85
Eficiencia isoentrópica de cada etapa de la turbina $\eta_{t,i}$	0.9
Eficiencia mecánica del compresor $\eta_{c,m}$	0.97
Eficiencia mecánica de cada etapa de la turbina $\eta_{t,m}$	0.97
Eficiencia del generador η_g	0.97

Tabla 6. 4 Eficiencias de las turbo-máquinas

El generador de vapor con recuperación de calor (HRSG) tiene como objetivo recuperar la mayor cantidad de calor posible de los gases de escape del ciclo Brayton (que mejora utilizando vapor a baja presión), al tiempo que permite una buena eficiencia de conversión del ciclo Rankine (que se consigue mejor a altas presiones de vapor). Para su optimización, se variaron las presiones del intercambiador para maximizar la potencia del ciclo Rankine, considerando un caudal de aire caliente de 240 kg/s en el HRSG, que corresponde aproximadamente a una planta de 100-150 MWe. Los parámetros del vapor se han seleccionado para no superar nunca los 190 bar y 600°C, valores dentro del estándar industrial.

Los parámetros del ciclo de vapor utilizados e muestran en la tabla 6.5.

Parámetro	Valor
Eficiencia isoentrópica de la turbina de alta $\eta_{t,a}$	0.894
Eficiencia isoentrópica de la turbina de media $\eta_{t,m}$	0.922
Eficiencia isoentrópica de la turbina de baja $\eta_{t,b}$	0.937
Eficiencia isoentrópica del HSRG	0.75

Tabla 6. 5 Parámetros termodinámicos del ciclo de vapor

Con esto, se han obtenido los rendimientos del ciclo Rankine para diferentes puntos de trabajo, aplicando la siguiente ecuación, Eq. 6.1.

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{net}}{\dot{m}_{air}(h_{air\ in} - h_{air\ out})} \quad (6.1)$$

En la siguiente tabla, 6.6, se muestran los resultados de rendimientos obtenidos que se han introducido en el modelo de planta.

HRSG Temperatura del aire a la entrada (°C)		400	500	600	700	800	900	1000	1100
Temperatura del vapor (°C)		380	480	580	600	600	600	600	600
Niveles de presión - HP/IP/LP or HP/LP (bar)		30/9/2.5	50/12/2.5	80/16/2.9	192/22/3 RH	192/22/3 RH	192/22/3 RH	192/22/3 RH	192/22/3 RH
T _{amb} (°C)	Presión de condensación (bar)	Potencia neta específica (kWe/(kg/s) de aire)//Eficiencia neta del ciclo (%)							
40	0.19	68//22.8%	111//26.7%	163//30.5%	228//34.9%	281//36.2%	335//37.0%	386//37.3%	434//37.3%
30	0.17	74//24.3%	119//28.1%	172//31.7%	240//36.2%	295//37.5%	350//38.3%	403//38.6%	452//38.6%
20	0.1	80//25.8%	126//29.4%	180//32.9%	251//37.5%	308//38.7%	365//39.4%	419//39.7%	469//39.7%
10	0.06	85//27.7%	133//30.7%	189//34.1%	261//38.7%	320//39.8%	379//40.6%	435//40.8%	484//40.7%
0	0.04	90//28.5%	139//32.0%	197//35.1%	271//39.7%	333//41.1%	392//41.5%	446//41.8%	497//41.8%

Tabla 6. 6 Eficiencia del ciclo Rankine dentro del ciclo combinado según las condiciones de trabajo

El modelo de planta se compone de los siguientes subsistemas:

- Modelo de ambiente que proporciona las condiciones meteorológicas límite (DNI, velocidad del viento, temperatura del aire) así como el cálculo de la posición del sol. Los datos ambientales pueden leerse desde un archivo o desde una tabla de Modelica. Para la el estudio llevado a cabo en esta tesis, se ha utilizado un año tipo (TMY) para Sevilla, España.
- Modelos simples de componentes del ciclo Brayton de un compresor y una turbina con los rendimientos isoentrópicos definidos.
- Modelo simple del ciclo de vapor Rankine con la tabla de rendimientos previamente definida.
- Modelos de aire como gas ideal para las propiedades (McBride, et al., 2002).
- Modelo del receptor a partir de tablas de rendimiento, donde se introducen los valores obtenidos en la sección anterior de este capítulo.
- Modelo del campo solar que contiene la matrices de eficiencia del campo solar utilizado para el estudio de optimización tecno-económica.
- Modelo simple de almacenamiento para incluir el almacenamiento térmico.
- Modelo financiero con el cálculo del LCOE (Short, et al., 1995).

Estos modelos se encuentran situados dentro de la librería CAPTURE (Zaversky, 2020).

Con estos componentes se realizó un estudio del efecto del receptor para varias configuraciones de planta distintas. Estas configuraciones de planta han sido seleccionadas por ser los casos con mejores resultados y se han obtenido dentro del proyecto CAPTURE. Las configuraciones de planta simuladas han sido las siguientes:

- Configuración multi-torre con 6 torres de potencia nominal 51 MW y una potencia total de 306 MW térmicos.
- Configuración multi-torre con 2 torres de potencia nominal 17 MW y una potencia total de 34 MW térmicos.

En la siguiente tabla, 6.7, se muestran los detalles de cada uno de los campos solares de las dos configuraciones.

Configuración de planta		
Latitud	37.3828	
Longitud	-5.9732	
Modelo de atenuación	(Leonardi, et al., 2019) (Noone, et al., 2012)	
DNI anual acumulada	1856.43 kWh/m ²	
Punto de diseño	900 W/m ² , equinocio de primavera a medio día	
Potencia nominal por torre	17 MW	51 MW
Patrón del campo solar	(Kistler, 1986)	
Ángulo del campo	160	
Radio mínimo	50m	65m
Radio máximo	1000m	
Altura de la torre	80m	100m
Especificaciones de los heliostatos		
Forma	Esférica	
Área Reflectiva	40m ²	80m ²
Anchura	6.32m	8.94m
Altura	6.32m	8.94m
Reflectancia	0.94	
Error óptico	3.8354 mrad	
Especificaciones del receptor		
Forma de apertura	Rectangular plana	
Anchura y altura	6.56m	11.53m
Ángulo de inclinación	18.80°	15.60°

Tabla 6. 7 Campos solares de las dos configuraciones

Se ha ejecutado el modelo para estudiar un año, para ello se ha introducido, como se ha comentado antes, un año tipo o TMY, basado en varios años para Sevilla. Debido al alto coste computacional de resolver el problema para 52563 posiciones solares, se ha

tomado una aproximación consistente en acumular la DNI en algunas posiciones representativas.

Para ello, se ha seguido un nuevo método de discretización del cielo propuesto por Schöttl (Schöttl, et al., 2016). Este método se basa en una discretización uniforme aproximada del hemisferio celeste, una posterior triangulación de los nodos resultantes y una preselección de los relevantes según la trayectoria anual real del sol. Previamente, se han filtrado las muestras con una elevación superior a 5° y cuyo DNI es superior a 10 W/m², y luego se han asignado al nodo de cielo más cercano. Por último, el conjunto de DNI acumulados se ha equilibrado simétricamente desde el eje norte-sur y se han eliminado los menos relevantes, dando como resultado sólo 72 posiciones solares, que se muestran en la figura 6.22.

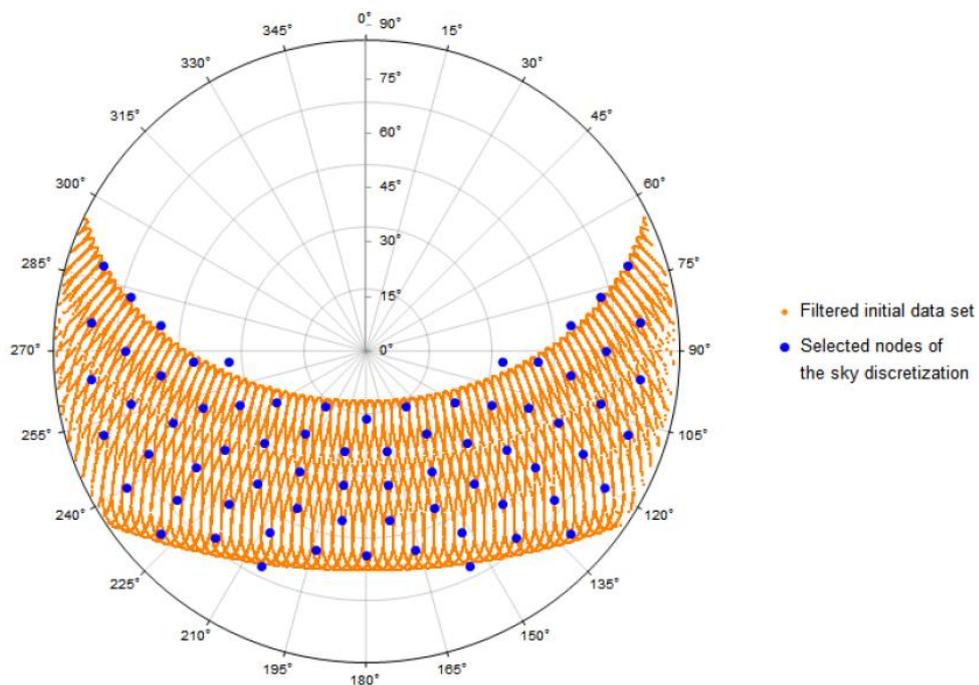


Figura 6. 22 Posiciones del Sol seleccionadas para la simulación anual

Seleccionados los dos campos solares a simular, en el modelo se deben introducir, además de sus matrices de eficiencia, los datos de estos campos solares; en la siguiente tabla, 6.8, se dan los detalles de estos dos campos.

Potencia Nominal	17 MW	51 MW
Área de espejos	21960m ²	68560m ²
Diámetro del campo	380m	750m
Eficiencia óptica anual	0.7644	0.7368

Tabla 6. 8 Parámetros ópticos de los campos

En la figura 6.23 se muestra el *layout* de estos dos campos solares.

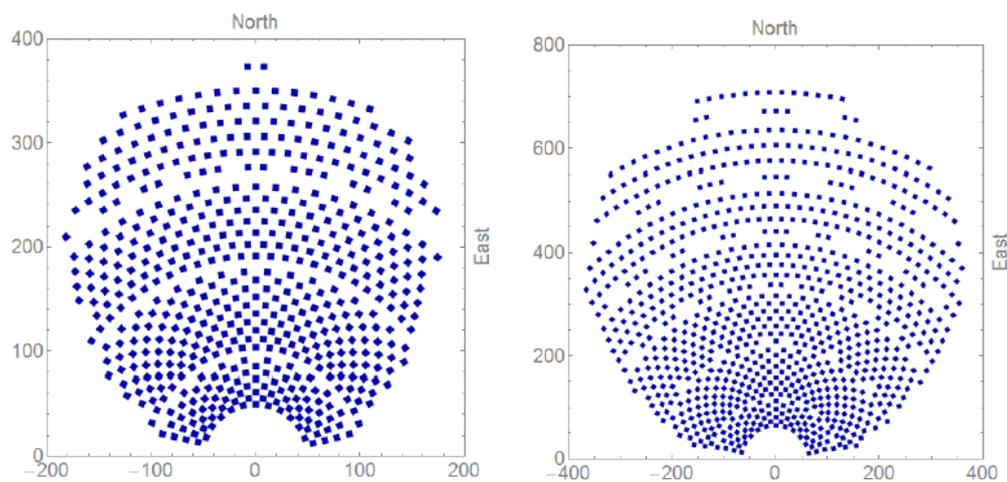


Figura 6. 23 Layout del campo solar para torre de 17 MW (izq) y 51 MW (der)

Para el cálculo económico del LCOE se ha supuesto un periodo de vida de la planta de 30 años, valor estándar para plantas CSP. A la hora de tomar el valor del LCOE, es muy importante tener en cuenta que en este modelo económico existen una gran cantidad de incertidumbres y no es posible calcular el valor de manera exacta. Además, debido a la dificultad de estimar el precio del receptor de discos, se ha tomado como precio referencia el estándar de un receptor de carburo de silicio convencional aunque posiblemente al introducir elementos móviles el receptor de estudio en esta tesis tenga un precio superior. Es realista asumir un precio similar, ya que el receptor de discos permite una densidad de flujo mayor y se puede construir más pequeño teniendo la misma potencia nominal.

En las siguientes figuras, 6.24, 6.25, 6.26, 6.27 y 6.28 se pueden ver la evolución de algunas de las variables del modelo a lo largo del año como son la potencia térmica en el bloque de potencia, la eficiencia solar-eléctrica, el estado de carga del almacenamiento, la potencia eléctrica en la turbina de gas o la energía eléctrica entregada a la red. Estos resultados se muestran para el caso de 6 torres de 51 MW de potencia con el receptor de referencia de espuma.

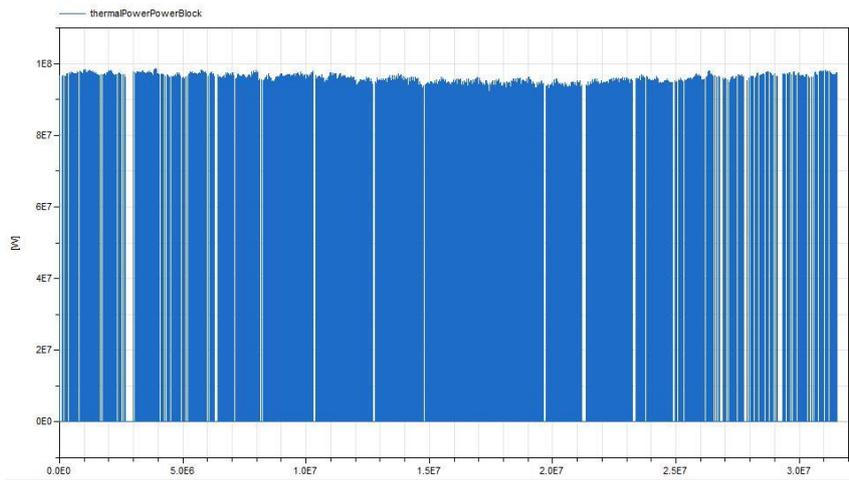


Figura 6. 24 Potencia térmica en el bloque de potencia a lo largo de un año en Watos

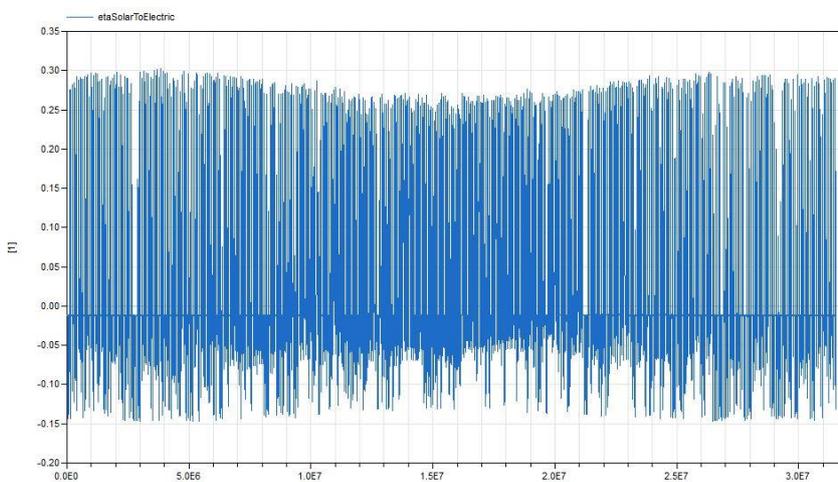


Figura 6. 25 Rendimiento solar-eléctrico a lo largo de un año

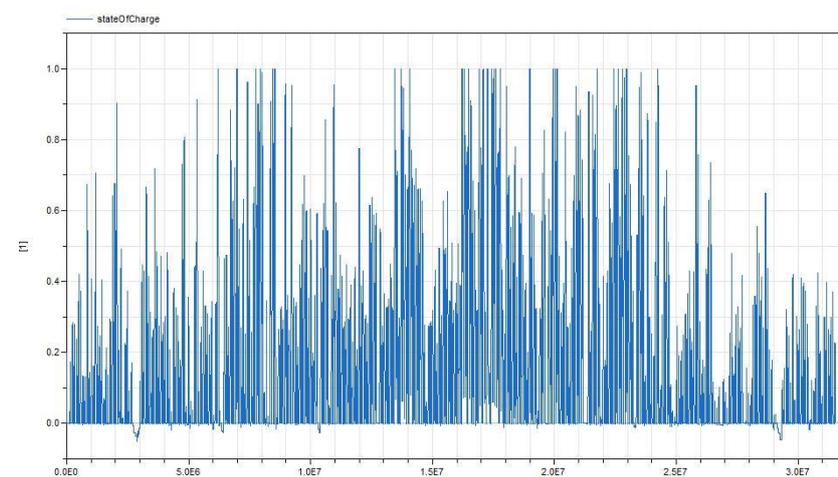


Figura 6. 26 Estado de carga del almacenamiento a lo largo de un año en tanto por 1

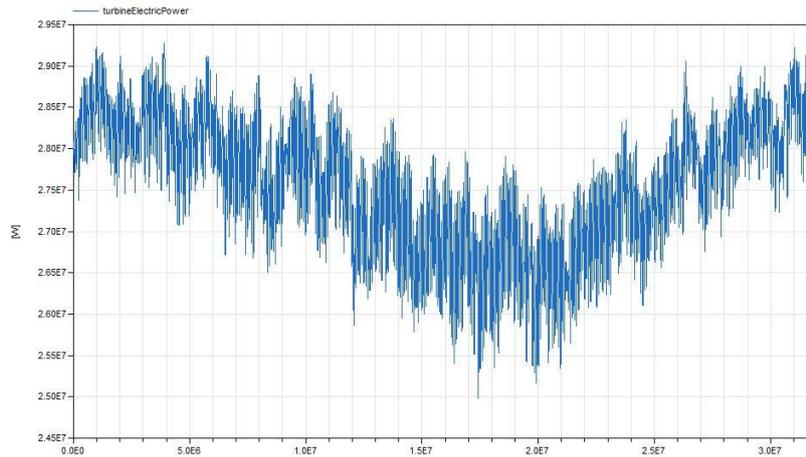


Figura 6. 27 Potencia eléctrica en la turbina de gas a lo largo de un año en Watios

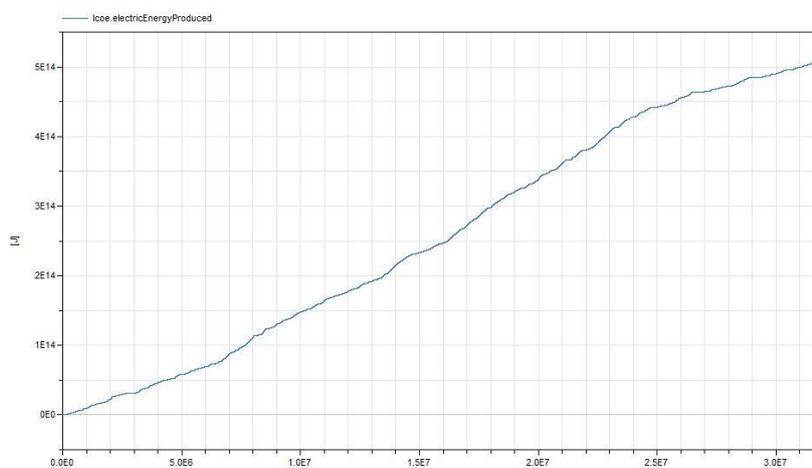


Figura 6. 28 Energía eléctrica acumulada vertida a la red a lo largo de un año en Julios

Para evaluar y comparar el desempeño del receptor de discos con respecto al receptor de espuma, se han extraído del modelo anual los siguientes factores:

- Eficiencia solar-eléctrica pico
- Eficiencia solar-eléctrica media
- Energía eléctrica entregada a la red en un año (kWh)
- LCOE (c\$/kWh)

Es importante volver a indicar que los cálculos para el modelo económico a partir del cual se estima el LCOE tienen una gran incertidumbre y no se pueden tomar como exactos, además se ha estimado el coste específico (coste por m² de apertura) del receptor activo de discos como igual al coste del receptor referencia de espuma por no ser posible hacer una estimación del precio de este elemento al no haber ningún componente similar en el estado del arte. En la siguiente tabla, 6.9, se muestran los resultados para los cuatro casos estudiados, los dos de referencia y los dos con el receptor a estudio en esta tesis.

	6 torres 51MW Receptor Espuma	6 torres 51MW Receptor Discos	2 torres 17MW Receptor Espuma	2 torres 17MW Receptor Discos
LCOE (c\$/kWh)	12.50	11.36	29.4	27.5
Energía eléctrica producida anual (GWh)	192.82	212.19	23.71	25.35
Rendimiento pico solar-elec	0.31076	0.3559	0.3149	0.3608
Rendimiento medio solar- elec	0.2414	0.2674	0.2764	0.2965
Reducción del LCOE (%)	-	9.12%	-	6.46%
Aumento de la producción (%)	-	9.13%	-	6.49%

Tabla 6. 9 Resultados del modelo de planta con receptor de espuma de referencia y receptor de discos

Como se puede ver en los resultados obtenidos del modelo, y teniendo en cuenta las elevadas incertidumbres del método de cálculo, el efecto del receptor de discos en el modelo de planta CSP de torre produce una mejora elevada en todos los indicadores para las dos configuraciones, siendo la configuración de 6 torres de 51MW la más óptima en términos económicos reduciendo casi a la mitad el LCOE de la planta, es decir, el coste de la energía generada por la planta, e incrementando hasta casi el doble la potencia entregada a la red por la planta. Este resultado es el esperado ya que centrales grandes tienen costes de la energía menores.

Para la configuración de planta más grande de 6 torres de 51MW se produce una mejora sustancial del funcionamiento, reduciendo el coste de la energía de 12.50 céntimos de dólar el kWh a 11.36 céntimos de dólar el kWh e incrementando la potencia eléctrica entregada a la red en 19.37 GWh.

Los resultados obtenidos de este análisis, conjuntamente a los obtenidos en el apartado anterior de este capítulo muestran el gran potencial de la solución de receptor activo en el reto de impulsar la CSP hasta hacerla competitiva con el resto de renovables.

Todos los resultados mostrados en este capítulo han sido publicados en la conferencia internacional *SolarPACES 2020* y en una publicación generada a partir de ella tras la revisión de expertos. La referencia es la siguiente:

- X. Rández, F. Zaversky, D. Astrain, *Techno-Economic Evaluation of the Performance of an Innovative Rotary Disk Receiver Concept in a CSP Power Plant*, AIP Conference Proceedings 22 SolarPACES 2020, (Rández, et al., 2022)

7. Conclusiones y líneas de trabajo futuras

En este último capítulo, que pone fin a la presente tesis doctoral, se condensan todas las ideas y resultados más significativos que se han ido obteniendo a lo largo de la investigación realizada. En estos estudios se ha probado el concepto de un nuevo diseño de receptor de discos innovador activo formado a partir de discos que rotan solidarios con un eje, como se ha explicado en los capítulos previos de este documento. Además, se plantean los pasos futuros necesarios para la continuar con la validación de este concepto de diseño hasta su llegada al final del desarrollo.

Con este fin, durante la primera sección de este capítulo se detallarán las conclusiones obtenidas en cada uno de los capítulos que conforman esta tesis, en primer lugar del estado del arte de receptores volumétricos, en segundo lugar las obtenidas durante la experimentación y el estudio del modelo a escala de laboratorio, en tercer lugar durante el estudio mecánico y la caracterización del material realizadas y el último lugar del de la comparación del desempeño del receptor con otras opciones en desarrollo que mejoran al estado del arte.

Posteriormente, en la siguiente sección de este capítulo se introducen las 3 publicaciones surgidas de esta tesis y en la última sección se detallan algunos de los pasos a seguir para continuar con el desarrollo del concepto de receptor de discos.

7.1 Conclusiones generales

Las conclusiones obtenidas del estudio se van a separar por cada uno de los capítulos que conforman esta memoria, empezando en el Capítulo 2 la revisión del estado del arte, siguiendo por el Capítulo 3 la caracterización térmica y validación mediante experimentación del modelo CFD, después el Capítulo 4, la caracterización mecánica de los discos para terminar en las conclusiones del Capítulo 5, la evaluación del receptor bajo condiciones reales y su efecto en una planta CSP.

Conclusiones del Capítulo 2

Tras la revisión del estado del arte de receptores volumétricos de aire se han obtenido una serie de conclusiones:

- El desarrollo de los receptores de aire no ha cambiado demasiado desde su inicio en los años 80 hasta la actualidad, siguiendo siempre el concepto de receptores de copas con canales porosos sin conseguir una mejora sustancial en el desempeño térmico de estos receptores. Es necesario un concepto de receptor que se aleje y rompa con esta línea de desarrollo que se ha mantenido a lo largo del tiempo para conseguir mejoras sustanciales en el funcionamiento de los receptores volumétricos de aire.

- El aire como fluido calor portador en las plantas CSP tiene grandes ventajas con respecto a los receptores de sales fundidas, al superar la mayoría de limitaciones que tiene este tipo de fluidos a pesar de tener otra serie de desventajas contra ellos. El efecto volumétrico, que en teoría es posible de conseguir en receptores volumétricos de aire, aunque nunca se ha conseguido en la práctica, confiere a los receptores de aire gran potencial para mejorar el desempeño energético y económico de las plantas de torre.
- Al emplear en muchos casos materiales cerámicos frágiles, su corta vida útil es otro de los factores limitantes de esta tecnología dentro de la CSP. Los problemas surgidos por la rotura de los discos en la primera aproximación al concepto de receptor de discos son prueba de este factor clave.

Por todo esto, los receptores volumétricos de aire tienen el potencial de ser un elemento clave en el desarrollo de la tecnología CSP a la hora de posicionarla al nivel de madurez de otras tecnologías de generación eléctrica.

Conclusiones del Capítulo 3

Tras el estudio experimental realizado durante este capítulo se han obtenido las siguientes conclusiones:

- Se ha demostrado experimentalmente, a partir de la construcción y ensayo de un prototipo a escala de laboratorio, que el diseño de discos es viable y mejora entre un 5% y un 15% los resultados del estado del arte, tal como muestra la tabla 3.6.
- Los resultados obtenidos han permitido, mediante la experimentación en un entorno de condiciones definidas, comprobar el comportamiento del concepto de receptor activo, demostrando la viabilidad del concepto y haciéndolo apto para un desarrollo a mayor escala.
- A pesar de no haber realizado los ensayos en condiciones de funcionamiento óptimas, la metodología empleada ha sido suficiente para obtener resultados concluyentes ya que estos ya muestran mejoras en la eficiencia térmica del concepto de discos con respecto al estado del arte de receptores volumétricos. No obstante, se han detectado mejoras posibles en la metodología de ensayo y en los equipos utilizados como se explica a continuación. En primer lugar, sería necesario utilizar un mezclador de flujo a la salida del receptor, para homogeneizar la temperatura del aire a la salida y poder realizar mediciones fiables a partir de los termopares directamente, sin necesidad de hacer el balance en el intercambiador de calor. Por otra parte, sería conveniente el uso de un homogeneizador del flujo de radiación para conseguir una mancha en el plano de apertura homogénea, similar a las de una planta CSP convencional, en lugar de una mancha con forma de Gaussiana como el caso estudiado.

Como se puede ver en estas conclusiones, la metodología de ensayo ha sido buena y la precisión de los equipos suficientemente alta y se han detectado dos elementos de mejora dentro del equipo para mejorar en posteriores investigaciones con esta instalación.

Conclusiones del Capítulo 4

Del modelo CFD desarrollado a lo largo de este capítulo se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- La validación del modelo a partir del lazo de laboratorio ha sido satisfactoria, alcanzando una precisión superior al 15% entre mediciones y cálculos a partir del modelo en todos los puntos estudiados.
- De la validación se puede concluir también que el modelo de turbulencia utilizado, el $k - \omega$ SST, es acertado para describir el comportamiento fluido dinámico del receptor de discos, vista la precisión del modelo CFD y los resultados obtenidos en los perfiles de temperatura.
- De los resultados obtenidos del modelo CFD, se puede ver que velocidades de giro superiores a 6 rad/s no mejoran el desempeño térmico del receptor, contribuyendo únicamente a aumentar el gasto de los motores y comprometer la integridad mecánica del receptor.
- Los resultados de eficiencia térmica coinciden con los obtenidos en el Capítulo 3, mejorando al estado del arte a pesar de no haber realizado las simulaciones para condiciones óptimas de radiación.

Como se puede ver en estas conclusiones, la validación del modelo fue exitosa, lo que permitió utilizar este mismo modelo en el Capítulo 5 para evaluar el desempeño térmico del receptor en condiciones reales de planta. Además, con el desarrollo del modelo CFD se ha obtenido una herramienta rápida para la evaluación del concepto de discos y que servirá como primer paso para posteriores iteraciones de receptores siguiendo este concepto y como punto de partida para su optimización de diseño en posteriores trabajos.

Conclusiones del Capítulo 5

Una vez terminada la caracterización del material y del estudio de elementos finitos aplicado a los discos se han obtenido las siguientes conclusiones:

- El material del receptor, como el de otros receptores volumétricos, es carburo de silicio (SiC), cerámico con comportamiento frágil, por lo que si diseño mecánico se debe abordar siempre desde el punto de vista de la mecánica de la

fractura y no desde el punto de vista convencional de estudio de materiales con comportamientos elasto-plásticos como la mayoría de metales.

- Los resultados obtenidos de tenacidad a la fractura y módulo elástico a partir de la caracterización confirman este comportamiento frágil.
- En este tipo de estudios no es tan importante la distribución de tensiones en el material como la aparición de grietas o imperfecciones que puedan actuar como iniciadores del colapso estructural del receptor.
- Al contrario que en la breve experimentación con los discos en previas versiones del diseño, los resultados obtenidos del modelo FEM muestran que los cuatro tamaños preseleccionados de disco: 10cm, 15cm, 20cm y 25cm, son capaces de resistir las tensiones derivadas de los gradientes térmicos en el material, a pesar de esto, el disco de 10cm es el menos favorable por lo que el diseño definitivo deberá de utilizar discos de diámetro igual o superior a 15cm.
- Las tensiones máximas de apertura de grieta, las circunferenciales, se producen en la zona del agujero, en contacto con el eje, haciendo que el diseño de esta superficie sea clave para la vida útil del disco.
- El colapso en la primera versión puede deberse, probablemente, al hueco de unión entre el disco y el eje, con un pequeño chaflán para facilitar el movimiento solidario del eje y los discos. Este elemento desde el punto de vista de la mecánica de la fractura actúa como entalla, generando una concentración de tensiones en esa zona y aumentando el factor de intensidad de tensiones en los pequeños defectos o micro grietas del material, que acabaron con la rotura de los discos, teniendo además en cuenta que esta zona es la de mayor tensión del disco según los resultados del modelo mecánico. En la siguiente sección, donde se dan unas ideas para el escalado del receptor a tamaños superiores se muestra la solución dada a este problema.

Como se puede comprobar en las conclusiones, las cuatro versiones del disco diseñadas con el nuevo agujero sin chaflán son capaces de aguantar las tensiones generadas por los gradientes térmicos sin abrir los elementos cohesivos utilizados para emular las micro grietas en el propio disco.

Conclusiones del Capítulo 6

Por último, del estudio final llevado a cabo en este capítulo para evaluar el desempeño del receptor en condiciones de radiación de planta, y el efecto de este en una planta CSP de torre con dos configuraciones distintas se puede concluir.

- Los resultados de la curva de eficiencia térmica frente a temperatura de salida del aire del receptor muestran que el receptor cerámico puede alcanzar

eficiencias térmicas superiores al 85% a temperaturas de salida del aire de 1000°C, lo cual es excelente.

- Estos resultados suponen una mejora de más del 10% a temperaturas de trabajo de 900°C, punto de trabajo óptimo para la planta, en términos de eficiencia térmica en comparación con otro innovador absorbedor volumétrico de espuma.
- Los resultados mostrados en el estudio realizado en este capítulo muestran el potencial del innovador concepto de receptor de disco giratorio para aumentar la eficiencia térmica de los OVAR (*Open Volumetric Air Receiver*). Además, se espera que el concepto de discos permita aumentar la densidad de flujo incidente en el receptor por encima de los 1000kW/m². Esto podría incrementar aún más el rendimiento del concepto, ya que se puede conseguir una potencia térmica nominal específica con áreas de apertura aún más pequeñas y, por tanto, menores pérdidas térmicas y mejor eficiencia.
- El receptor de discos muestra una excelente eficiencia, casi perfecta, para trabajo con temperaturas de aire más bajas, del orden de entre 200°C y 500°C, haciéndolo también muy apropiado para su uso como receptor para calor de proceso.
- Los resultados obtenidos del estudio del efecto del receptor en la planta CSP de torre y su comparación con el receptor de espuma se puede concluir que este receptor produce mejoras en las dos configuraciones multi-torre estudiadas tanto en el coste de la energía como en la producción energética anual, pero alcanza su punto de trabajo óptimo en plantas grandes, de seis torres de 51MW cada una, reduciendo el coste de la energía de estas plantas en más de un 9%.
- De la metodología aplicada, queda pendiente de mejora la obtención de un precio específico del receptor más preciso, que permita evaluar de manera más exacta el coste de la energía de generada por la planta CSP.

En las conclusiones de este capítulo se puede comprobar que este receptor supone una mejora clara con respecto al estado del arte de receptores volumétricos abiertos de aire y muestra el potencial del concepto de receptor activo con partes móviles.

7.2 Publicaciones surgidas de esta tesis

Durante el desarrollo de esta tesis y de los trabajos obtenidos de ella han surgido 3 publicaciones, dos de ellas en revistas de alto impacto, correspondientes a los capítulos 3, 4 y 5 del estudio.

Los resultados obtenidos del Capítulo 3, la validación del modelo CFD y la experimentación a escala laboratorio con el prototipo, se han publicado en la revista *Applied Thermal Engineering* tras la revisión de expertos. La referencia es la siguiente:

- X. Rández, F. Zaversky, D. Astrain, *A novel active volumetric rotating disks solar receiver for concentrated solar power generation*, *Applied Thermal Engineering*, Volume 206, 2022, 118114, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118114>

Los resultados obtenidos del Capítulo 4, el estudio térmico-mecánico de los discos para conocer su integridad estructural, han sido publicados en la revista *Solar Energy* tras la revisión de expertos. La referencia es la siguiente:

- X. Rández, F. Zaversky, D. Astrain, M.A. Garrido-Maneiro, S. Tortuero, A. Rico, P. Poza, *Thermo-mechanical study of a novel rotating disk volumetric receiver*, *Solar Energy*, Volume 223, 2021, 302-317, ISSN 0038-092X, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.05.066>

Los resultados obtenidos en el Capítulo 5, la evaluación del receptor en condiciones de radiación real y sus efectos en el desempeño de una planta CSP de torre, han sido publicados en la conferencia internacional *SolarPACES 2020* y en una publicación generada a partir de ella tras la revisión de expertos. La referencia es la siguiente:

- X. Rández, F. Zaversky, D. Astrain, *Techno-Economic Evaluation of the Performance of an Innovative Rotary Disk Receiver Concept in a CSP Power Plant*, *AIP Conference Proceedings 22 SolarPACES 2020*,

Estas publicaciones, todas ellas revisadas por diferentes expertos de las materias de estudio de manera exhaustiva, muestran la relevancia, la innovación y la calidad de esta tesis dentro del ámbito de la energía solar, constatando su originalidad y su impacto en esta tecnología.

7.3 Líneas futuras

Para cerrar esta memoria de tesis doctoral es conveniente analizar y explicar las líneas futuras de esta investigación y los pasos que faltan por dar para hacer que este concepto sea comercializable y aplicable a escala industrial. Para ello, se van a dar unas ideas básicas para el escalado del receptor a tamaño ya no de copa, para el que solo haría falta escalar el tamaño de los discos y la cavidad, sino a tamaño de receptor completo en planta.

El primer problema a solucionar es el de la unión de los discos con el eje, como se ha detallado previamente en este capítulo, el uso de chaflanes para este arrastre no es posible debido a que pueden comprometer la estructura de los discos. Para solucionar este problema se ha propuesto un diseño de eje más agujero ligeramente ovalado, que permita la transmisión del giro de manera completa al no ser circular pero que evite la introducción en el disco de entallas que actúen como concentrador de tensiones. En la figura 7.1 se puede ver un ejemplo de un modelo 3D de un disco con este eje ovalado.

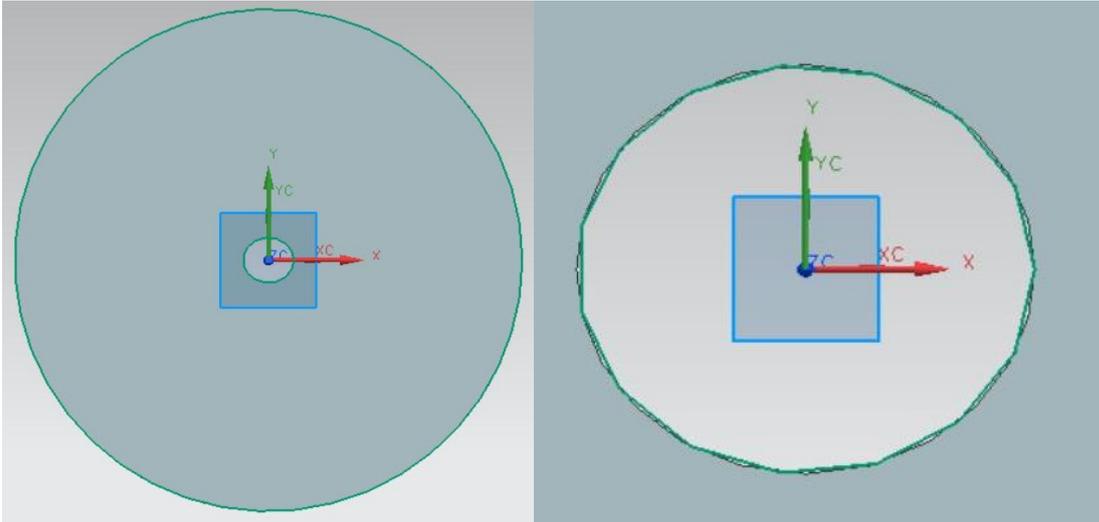


Figura 7. 1 Agujero elíptico para permitir el giro sin deslizamiento

Para el diseño del receptor escalado, a modo de ejemplo se ha decidido mostrar un escalado pequeño, para un receptor de apertura 60cm x 60cm solo con el fin de mostrar como irían colocados los discos, este diseño es escalable con filas y columnas de discos según el tamaño que se necesite. La siguiente figura, 7.2, muestra este diseño.

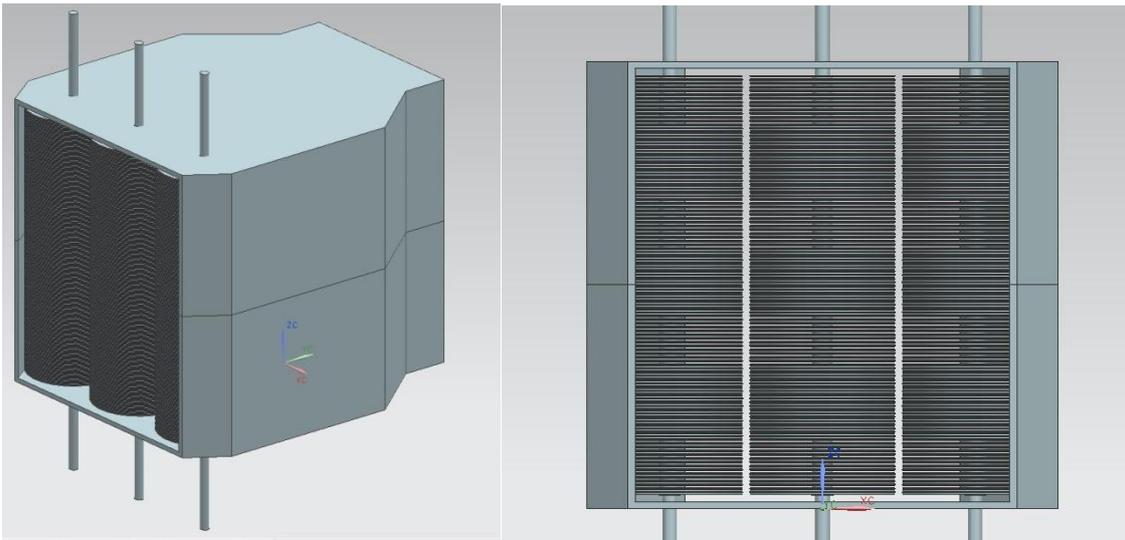


Figura 7. 2 Modelo simplificado de escalado con apertura de 60x60 cm

Este diseño incluiría también un sistema de sujeción de los discos en el eje de giro, ya que el peso propio de los discos no es suficiente para eliminar la vibración, para ello se ha pensado un sistema formado por un resorte o muelle en la parte inferior del eje que ejerza una pequeña fuerza hacia arriba para sujetar los discos contra otro elemento fijo en la parte superior del eje, que haría las veces de tope para los discos en el eje de giro y de rodamiento de fricción entre el eje y la cavidad, evitando el escape del aire por el hueco entre cavidad y eje.

Hay que pensar en un elemento que prohíba la penetración del flujo solar en el espacio estrecho entre dos columnas de discos. Estos elementos deben también equilibrar la caída de presión para toda la superficie del receptor, para conseguir una temperatura de salida homogénea. Una opción podría ser elementos con forma triangular (ver "air

flow guidance elements” en la siguiente figura) entre los columnas de discos, cuales equilibran la resistencia hidráulica y reflejan el flujo solar hacia los discos. Estos elementos podrían ser elementos de alta reflexión, para redirigir hacia los discos la radiación que entrase en los huecos entre ellos o elementos porosos, que funcionasen también como parte del absorbedor.

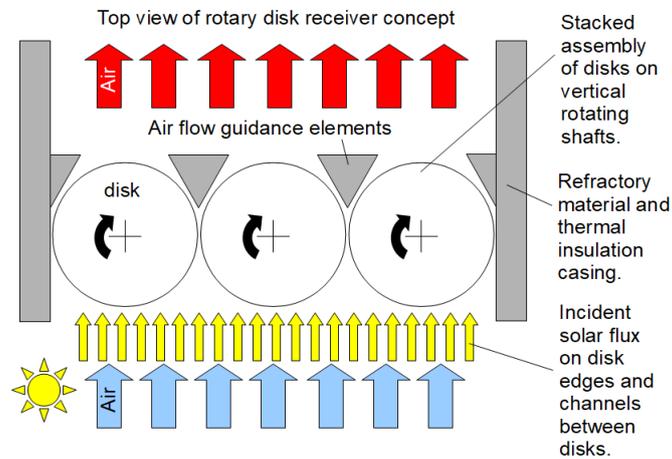


Figura 7. 3 Esquema de funcionamiento del receptor con las guías de flujo.

Por otro lado, a tamaño de copa (unos 20cm x 20 cm de apertura) se debería realizar experimentalmente una caracterización de receptor bajo condiciones de radiación homogéneas para comprobar que los resultados arrojados por el modelo son correctos y validar el potencial del concepto de discos a tamaño más cercano al aplicable en una planta real. Además, a este tamaño también se podría comprobar su comportamiento en transitorios, emulando los arranques y paradas de la planta y analizando la mejor estrategia para su puesta en marcha y enfriamiento a la hora de trabajar en una planta.

Bibliografía

- Akar, S., Rashidi, S. & Esfahani, J. A., 2017. Second law of thermodynamic analysis for nanofluid turbulent flow. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Volumen 132, pp. 1189-1200.
- ANSYS inc., 2001. *Chapter 9. Modeling Flows in Moving Zones*, s.l.: s.n.
- ANSYS Inc., 2009. *ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide*, s.l.: s.n.
- ANSYS, Inc., 2017. *ANSYS Meshing User's Guide*. Canonsburg: ANSYS, Inc..
- aus der Wiesche, S., 2007. Heat transfer from a rotating disk in a parallel air crossflow. *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 46, pp. 745-754.
- Ávila Marín, A. L., 2016. *Análisis termofluidodinámico de absorbedores volumétricos de porosidad gradual con mallas metálicas: Estudio experimental a escala de laboratorio y desarrollo de un modelo de no equilibrio térmico local*. s.l.:s.n.
- Ávila-Marín, A. L., 2011. Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review. *Solar Energy*, 5, 85(5), pp. 891-910.
- Ávila-Marín, A. L., Alvarez de Lara, M. & Fernandez-Reche, J., 2018. Experimental results of gradual porosity volumetric air receivers with wire meshes. *Renewable Energy*, Volumen 122, pp. 339-353.
- B. Hoffschmidt, y otros, 2000. *Development of Ceramic Volumetric Receiver Technology*, s.l.: s.n.
- Baharoon, D. A., Rahman, H. A., Omar, W. Z. W. & Fadhl, S. O., 2015. *Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review*. s.l.:Elsevier Ltd.
- Ballestrín, J. y otros, 2003. Systematic error in the measurement of very high solar irradiance. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 11, 80(3), pp. 375-381.
- Barbosa Rocha, H. H. y otros, 2019. A case study on the calibration of the k-omega SST (shear stress transport) turbulence model for small scale wind turbines designed with cambered and symmetrical airfoils. *Energy*, Volumen 97, pp. 144-150.
- Barenblatt, G., 1962. The Mathematical Theory of Equilibrium Cracks in Brittle Fracture. *Advances in Applied Mechanics*, Volumen 7, pp. 55-129.
- Behar, O., Khellaf, A. & Mohammedi, K., 2013. *A review of studies on central receiver solar thermal power plants*. s.l.:s.n.
- Bilen, K.; Ozyurt, O.; Bakirci, K.; Karsli, S.; Erdogan, S.; Yilmaz, M.; Comakli, O., 2008. Energy production, consumption, and environmental pollution for sustainable development: A case study in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8, 12(6), pp. 1529-1561.
- Bilgili, M., Ozbek, A., Sahin, B. & Kahraman, A., 2015. An overview of renewable electric power capacity and progress in new technologies in the world. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, Volumen 49, pp. 323-334.

- Bp Energy, 2022. *BP Statistical Review of World Energy*, s.l.: s.n.
- Buck, R. y otros, 2002. Solar-hybrid gas turbine-based power tower systems (REFOS). *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 2, 124(1), pp. 2-9.
- Cagnoli, M., Savoldi, L., Zanino, R. & Zaversky, F., 2017. Coupled optical CFD parametric analysis of an open volumetric air receiver of honeycomb type for central tower CSP plants. *Solar Energy*, Volumen 155, pp. 523-536.
- Camacho, T. & Ortiz, M., 1996. Computational modeling of impact damage in brittle materials. *International Journal of Solids and Structures*, Volumen 33, pp. 2899-2938.
- Cancan, Z. y otros, 2014. Review heat exchanger: Research development of self-rotating inserts in heat exchanger tubes. *International Journal of Engineering, Transactions A: Basics*, 10, 27(10), pp. 1503-1510.
- Capuano, R. y otros, 2017. Optimized volumetric solar receiver: Thermal performance prediction and experimental validation. *Renewable Energy*, Volumen 114, pp. 556-566.
- Cardone, G., Astarita, T. & Carlomagno, G. M., 1997. Heat Transfer Measurements on a Rotating Disk. *International Journal of Rotating Machinery*, 3(1), pp. 1-9.
- Carpinteri, A., 1986. *Mechanical damage and crack growth in concrete*. 1 ed. Bologna (Italy): Martinus Nijhoff Publishers.
- Chandra, N., Li, H., Shet, C. & Ghonem, H., 2002. Some issues in the application of cohesive zone models for metal-ceramic interfaces. *International Journal of Solids and Structures*, Volumen 39, pp. 2827-2855.
- Chen, H., Frankel, J. I. & Keyhani, M., 2017. Nonlinear inverse heat conduction: Digitally filtered space marching with phase-plane and cross-correlation analyses. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 8, 72(2), pp. 109-129.
- Comisión Europea, 2008. *Perspectivas de la evolución mundial hasta 2030 en los ámbitos de la energía, la tecnología y la política climática*, s.l.: s.n.
- Commission of the European Communities, 2008. *Communication from the commission to the european parliament, the council, the european economic and social committee and the committee of the regions*, s.l.: s.n.
- Craig, K. J., Gauché, P. & Kretschmar, H., 2014. CFD analysis of solar tower Hybrid Pressurized Air Receiver (HPAR) using a dual-banded radiation model. *Solar Energy*, 12, Volumen 110, pp. 338-355.
- Craig, K. J., Gauché, P. & Kretschmar, H., 2014. Optimization of solar tower hybrid pressurized air receiver using CFD and mathematical optimization. *Energy Procedia*, Volumen 49, pp. 324-333.
- Daly, B. J. & Harlow, F. H., 1970. Transport equations in turbulence. *Physics of Fluids*, 13(11), pp. 2634-2649.
- Danzer, R., Lube, T., Supancic, P. & Damani, R., 2008. Fracture of Ceramics. *Advanced Engineering Materials*, 10(4).

- Del Río, A. y otros, 2015. Soltrec - Pressurized Volumetric Solar Air Receiver Technology. *Energy Procedia*, 5, Volumen 69, pp. 360-368.
- Denteneer, P. J. H. & Van Haeringen, W., 1986. Ground-state properties of polytypes of silicon carbide. *Phys. Rev. B*, Volumen 33, pp. 2831-2834.
- Department of Economic and Social Affairs. United Nations., 2017. *The impact of population momentum on future population growth*, s.l.: s.n.
- Dhakal, T. P. & Walters, D. K., 2009. Curvature and rotation sensitive variants of the K-omega SST turbulence model. *Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, Volumen 1, pp. 2221-2229.
- Dharaiya, V. V. & Kandlikar, S. G., 2012. Numerical investigation of heat transfer in rectangular microchannels under H2 boundary condition during developing and fully developed laminar flow. *Journal of Heat Transfer*, 134(2).
- Dong, X. & Shin, Y. C., 2016. Multiscale Modeling for Predicting the Mechanical Properties of Silicon Carbide Ceramics. *Journal of the American Ceramic Society*, Volumen 99, pp. 1006-1014.
- Dugdale, D., 1960. Yielding of Steel Sheets Containing Slits. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Volumen 8, pp. 100-108.
- Du, S., Li, M. J., He, Y. L. & Shen, S., 2021. Conceptual design of porous volumetric solar receiver using molten salt as heat transfer fluid. *Applied Energy*, 11. Volumen 301.
- Dutta, P., 2017. High temperature solar receiver and thermal storage systems. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 124, pp. 624-632.
- Economic & Social Affairs. United Nations, 2022. *World Population Prospects The 2022 Revision*, s.l.: s.n.
- Erdogan, F., 2000. Fracture mechanics. *International Journal of Solids and Structures*, Volumen 37, pp. 171-183.
- Espinosa, H. D. & Zavattieri, P. D., 2002. A grain level model for the study of failure initiation and evolution in polycrystalline brittle materials. Part II: Numerical examples. *Mechanic of Materials*, Volumen 35, pp. 365-394.
- Evans, A. & Charles, E., 1976. Fracture Toughness Determinations by Indentation. *Journal of the American Ceramic Society*, Volumen 59, pp. 371-372.
- Evans, A. & Wilshaw, T., 1976. Quasi-static solid particle damage in brittle solids. 1. Observations, analysis and implications.. *Acta Metallurgica*, Volumen 22, pp. 939-956.
- Faisal, N. H. y otros, 2014. An improved Vickers indentation fracture toughness model to assess the quality of thermally sprayed coatings. *Engineering Fracture Mechanics*, Volumen 128, pp. 189-204.
- Fend, T. y otros, 2016. Thermo-Mechanical Analysis of a Silicon Carbide Honeycomb Component Applied as an Absorber for Concentrated Solar Radiation. En: J. M. P. B. D. S. a. J. W. T. Pfeifer, ed. *Ceramics for Energy Conversion, Storage, and Distribution Systems*. Vancouver: Wiley.

Fernández-García, A., Zarza, E., Valenzuela, L. & Pérez, M., 2010. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(7), pp. 1695-1721.

Ferziger, J. H. & Peric, M., 2002. *Computational methods for fluid dynamics*. Third ed. Berlin: Springer.

Fletcher J. Miller & Roland W. Koenigsdorff, 2000. *Thermal Modeling of a Small-Particle Solar Central Receiver*, s.l.: s.n.

Fouk, J. W. & Vogler, T. J., 2010. A grain-scale study of spall in brittle materials. *International Journal of Fracture*, Volumen 163, pp. 225-242.

Fuqiang, W. y otros, 2017. *Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review*. s.l.:Elsevier Ltd.

Gallo, A., Marzo, A., Fuentealba, E. & Alonso, E., 2017. High flux solar simulators for concentrated solar thermal research: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volumen 77, pp. 1385-1402.

Gamrat, G., Favre-Marinet, M. & Asendrych, D., 2005. Conduction and entrance effects on laminar liquid flow and heat transfer in rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7, 48(14), pp. 2943-2954.

Garcia-martin, F. J., Berenguel, M., Valverde, A. & Camacho, E. F., 1999. Heuristic knowledge-based heliostat field control for the optimization of the temperature distribution in a volumetric receiver. *Solar Energy*, 66(5), pp. 355-369.

Gardon, R., 1953. An instrument for the direct measurement of intense thermal radiation. *Review of Scientific Instruments*, 24(5), pp. 366-370.

Gauché, P. y otros, 2017. *System value and progress of CSP*. s.l.:Elsevier Ltd.

George, W. K., 2007. Is there a universal log law for turbulent wall-bounded flows?. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 3, 365(1852), pp. 789-806.

Goldstein, S., 1935. On the Resistance to the Rotation of a Disc Immersed in a Fluid. *Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*, 31(2), pp. 232-241.

Gomez-Garcia, F., González-Aguilar, J., Olalde, G. & Romero, M., 2016. Thermal and hydrodynamic behavior of ceramic volumetric absorbers for central receiver solar power plants: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, Volumen 57, pp. 648-658.

Goodman, L., 1960. On the Exact Variance of Products. *Journal of the American Statistical Association*, Volumen 55, pp. 708-713.

Green, D. J., 1998. *An Introduction to the Mechanical Properties of Ceramics*. 1° ed. Pennsylvania: Cambridge University Press.

Guo, J., Huai, X. & Cheng, K., 2018. *The comparative analysis on thermal storage systems for solar power with direct steam generation*. s.l.:Elsevier Ltd.

- Hafez, A. Z., Soliman, A., El-Metwally, K. A. & Ismail, I. M., 2017. *Tilt and azimuth angles in solar energy applications – A review*. s.l.:Elsevier Ltd.
- Hasnain, S. M. y otros, 1995. Prospects and Proposals for Solar Energy Education Programmes. *Applied Energy*, Volumen 52, pp. 307-314.
- Hasnain, S. M. y otros, 1998. Solar energy education - a viable pathway for sustainable development. *Renewable Energy*, 14(1-4), pp. 387-392.
- Hay, J. L. & Pharr, G. M., 2000. Instrumented Indentation Testing. *ASM Handbook*, Volumen 8.
- Hazyuk, I. y otros, 2015. Scaling laws based metamodels for the selection of the cooling strategy of electromechanical actuators in the early design stages. *Mechatronics*, 8, Volumen 29, pp. 67-77.
- Hennecke, K. y otros, 2007. The solar power tower Jülich - A solar thermal power plant for test and demonstration of air receiver technology. *Proceedings of ISES Solar World Congress 2007: Solar Energy and Human Settlement*, pp. 1749-1750.
- Hewakuruppu, Y. L. y otros, 2015. *Limits of selectivity of direct volumetric solar absorption*, s.l.: Elsevier Ltd.
- He, Y., Ma, L. & Huang, S., 2005. *Convection heat and mass transfer from a disk*. s.l.:s.n.
- Hillerborg, A., Modeer, M. & Petersson, P., 1976. Analysis of crack formation and crack growth in concrete by means of fracture mechanics and finite elements.. *Cement Concrete Res.*, Volumen 6, pp. 773-781.
- Hill, R., 1998. *The Mathematical Theory of Plasticity*. s.l.:Clarendon Press.
- Ho, C. K. & Iverson, B. D., 2014. *Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power*, s.l.: s.n.
- Ho, C. K. et al., 2014. Characterization of Pyromark 2500 Paint for High-Temperature Solar Receivers. *Journal of Solar Energy Engineering*, Volume 136, pp. 1-4.
- Ho, C. K. y otros, 2014. Characterization of Pyromark 2500 Paint for High-Temperature Solar Receivers. *Journal of Solar Energy Engineering*, Volumen 136, pp. 1-4.
- Hoffschmidt, B. y otros, 1999. 200 kWth Open Volumetric Air Receiver (HiTRec) of DLR Reached 1000°C Average Outlet Temperature at PSA. *Physique*, Volumen 9.
- Hoffschmidt, B. y otros, 2003. Performance evaluation of the 200-kWth HiTRec-II open volumetric air receiver. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 2, 125(1), pp. 87-94.
- Huchet, F. y otros, 2017. Air-cooled heat exchanger applied to external rotary kiln wall in forced and natural draft. *Energy Conversion and Management*, 12, Volumen 154, pp. 517-525.
- IDAE, 2010. *Evaluación del potencial de energía solar termoeléctrica*, s.l.: s.n.
- Incropera, F. D., DeWitt, D. P., Bergman, T. L. & Lavine, A. S., 2007. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Sixth ed. Jefferson City: John Wiley & Sons.

- Itoh, M., Yamada, Y., Imao, S. & Gonda, M., 1992. Experiments on Turbulent Flow due to an Enclosed Rotating Disk. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 5, pp. 359-368.
- Jamel, M. S., Abd Rahman, A. & Shamsuddin, A. H., 2013. *Advances in the integration of solar thermal energy with conventional and non-conventional power plants*. s.l.:s.n.
- Jin Sung, H., Seung Yang, J. & Seon Park, T., 1996. Local convective mass transfer on circular cylinder with transverse annular fins in crossflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(5), pp. 1093-1101.
- Khasawneh, K. & Jeong, Y. H., 2018. Fluid-to-fluid scaling criteria development for modeling high pressure steam condensation in horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 116, pp. 1266-1281.
- Kim, D. H. y otros, 2017. *Experimental studies of the discharge performance of single-medium TES for CSP applications*. s.l.:Elsevier Ltd.
- Kistler, B. L., 1986. *User's Manual for DELSOL3: A Computer Code for Calculating the Optical Performance and Optimal System Design for Solar thermal Central Receiver Plants*. Albuquerque, New Mexico: s.n.
- Kolb, G. J., Diver, R. B. & Siegel, N., 2007. Central-Station Solar Hydrogen Power Plant. *Journal of Solar Energy Engineering*, Volumen 129, pp. 179-183.
- Korzynietz, R. y otros, 2016. Solugas - Comprehensive analysis of the solar hybrid Brayton plant. *Solar Energy*, 10, Volumen 135, pp. 578-589.
- Kribus, A. y otros, 1999. A multistage solar receiver: the route to high temperature. *Solar Energy*, 67(3), pp. 3-11.
- Kribus, A. y otros, 2001. Performance of the Directly-Irradiated Annular Pressurized Receiver (DIAPR) operating at 20 bar and 1,200°C. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 2, 123(1), pp. 10-17.
- Kribus, A. y otros, 2014. The promise and challenge of solar volumetric absorbers. *Solar Energy*, 12, Volumen 110, pp. 463-481.
- Kribus, A. y otros, 1998. A solar-driven combined cycle power plant. *Solar Energy*, 62(2), pp. 121-129.
- Latour, B., Bouvier, P. & Harmand, S., 2011. Convective Heat Transfer on a Rotating Disk With Transverse Air Crossflow. *Journal of Heat Transfer*, Volume 133, pp. 1-10.
- Latour, B., Bouvier, P. & Harmand, S., 2011. Convective heat transfer on a rotating finned cylinder with transverse airflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 54, pp. 4710-4718.
- Laugier, M. T., 1987. New formula for indentation toughness in ceramics. *Journal of Materials Science Letters*, Volumen 6, pp. 355-356.
- Lawn, B. R. & Fuller, E. R., 1975. Equilibrium penny-like cracks in indentation fracture. *Journal of Materials Science volume*, Volumen 10, pp. 2016-2024.

Lawn, R. & Swain, M., 1975. Microfracture beneath point indentations in brittle solids. *Journal of Materials Science*, Volumen 10, pp. 113-122.

Leonardi, E. y otros, 2019. Techno-economic heliostat field optimization: Comparative analysis of different layouts *Solar Energy*. *Solar Energy*, Volumen 180, pp. 601-607.

Levêque, G., Bader, R., Lipiński, W. & Haussener, S., 2017. High-flux optical systems for solar thermochemistry. *Solar Energy*, 11, Volumen 156, pp. 133-148.

Luque, S. y otros, 2018. A new calorimetric facility to investigate radiative-convective heat exchangers for concentrated solar power applications. *International Journal of Energy Research*, 3, 42(3), pp. 966-976.

Ma, D., Chung, W. O., Liu, J. & He, J., 2004. Determination of Young's modulus by nanoindentation. *Science in China, Series E: Technological Sciences*, Volumen 47, pp. 398-408.

Marcos, M. J., Romero, M. & Palero, S., 2004. *Analysis of air return alternatives for CRS-type open volumetric receiver*, s.l.: Elsevier Ltd.

McBride, B. J., Zehe, M. J. & Gordon, S., 2002. *NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species*, Cleveland, Ohio, USA: Glenn Research Center: s.n.

Mehdi, J. K., Nejat, A. & Panahi, M. S., 2018. Heat Transfer Improvement in Automotive Brake Disks Via Shape Optimization of Cooling Vanes Using Improved TPSO Algorithm Coupled With Artificial Neural Network. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, Volume 10, pp. 1-14.

Menter, F. R., 1994. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), pp. 1598-1605.

Mohiuddin Mala, G., Lit, D. & Dale, J. D., 1997. Heat transfer and fluid flow in microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(13), pp. 3079-3088.

Molki, M. & Nagalla, M. K., 2005. Flow Characteristics of Rotating Disks Simulating a Computer Hard Drive. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Volume 48, pp. 754-761.

Morini, G. L., 2004. Single-phase convective heat transfer in microchannels: A review of experimental results. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(7), pp. 631-651.

Müller-Steinhagen, H., 2013. Concentrating solar thermal power. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 8.371(1996).

Nemoto, T., Sasaki, S. & Hakuraku, Y., 1985. Thermal conductivity of alumina and silicon carbide ceramics at low temperatures. *Cryogenics*, Volume 25, pp. 531-532.

Nemoto, T., Sasaki, S. & Hakuraku, Y., 1985. Thermal conductivity of alumina and silicon carbide ceramics at low temperatures. *Cryogenics*, Volumen 25, pp. 531-532.

- Niihara, K., 1983. A fracture mechanics analysis of indentation-induced Palmqvist crack in ceramics. *Journal of Materials Science Letters*, Volumen 2, pp. 221-223.
- Noone, C. J., Torrilhon, M. & Mitsos, A., 2012. *Heliostat field optimization: A new computationally efficient model and biomimetic layout*, s.l.: s.n.
- Noone, C. J., Torrilhon, M. & Mitsos, A., 2012. Heliostat field optimization: A new computationally efficient model and biomimetic layout. *Solar Energy*, Volumen 86, pp. 792-803.
- Nsengiyumva, W., Chen, S. G., Hu, L. & Chen, X., 2018. *Recent advancements and challenges in Solar Tracking Systems (STS): A review*. s.l.:Elsevier Ltd.
- Olagnon, C., Chevalier, J. & Pauchard, V., 2006. Global description of crack propagation in ceramics. *Journal of the European Ceramic Society*, 26(15), pp. 3051-3059.
- Oyinlola, M. A., Shire, G. S. & Moss, R. W., 2015. The significance of scaling effects in a solar absorber plate with micro-channels. *Applied Thermal Engineering*, 8, Volumen 90, pp. 499-508.
- Pabst, C. y otros, 2017. Experimental performance of an advanced metal volumetric air receiver for Solar Towers. *Renewable Energy*, Volumen 106, pp. 91-98.
- Pabst, C. y otros, 2017. Experimental performance of an advanced metal volumetric air receiver for Solar Towers. *Renewable Energy*, Volumen 106, pp. 91-98.
- Palero, S., Romero, M. & Castillo, J. L., 2008. Comparison of experimental and numerical air temperature distributions behind a cylindrical volumetric solar absorber module. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 2, 130(1), pp. 0110111-0110118.
- Paluszny, A., Tang, X., Nejati, M. & Zimmerman, R. W., 2016. A direct fragmentation method with Weibull function distribution of sizes based on finite- and discrete element simulations. *International Journal of Solids and Structures*, 2, Volumen 80, pp. 38-51.
- Pantakar, S. V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow (Computational Methods in Mechanics & Thermal Sciences)*. First ed. New York: McGraw-Hill Book Company.
- Petersson, P. E., 1981. *Crack growth and development of fracture zones in plain concrete and similar materials.*, Lund (Sweden): Lund Institute of Technology.
- Petrakopoulou, F., Sánchez-Delgado, S., Marugán-Cruz, C. & Santana, D., 2017. Improving the efficiency of gas turbine systems with volumetric solar receivers. *Energy Conversion and Management*, Volumen 149, pp. 579-592.
- Petrasch, J. y otros, 2007. A novel 50 kW 11,000 suns high-flux solar simulator based on an array of xenon arc lamps. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 11, 129(4), pp. 405-411.
- Pharr, G. M., 1992. An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments. *Journal of Materials Research*, Volumen 7, pp. 1564-1583.

- Pitz-Paal, R., Hoffschmidt, B., Bohmer, M. & Becker, M., 1997. Experimental and numerical evaluation of the performance and flow stability of different types of open volumetric absorbers under non-homogeneous irradiation. *Solar Energy*, Volumen 60, pp. 135-150.
- Ponton, C. B. & Rawlings, R. D., 1989. Vickers indentation fracture toughness test Part 1 Review of literature and formulation of standardised indentation toughness equations. *Materials Science and Technologies*, Volumen 5, pp. 865-872.
- Quinn, G. D. & Bradt, R. C., 2007. On the vickers indentation fracture toughness Test. *Journal of the American Ceramic Society*, Volumen 90, pp. 673-680.
- Qu, W., Mohiuddin Mala, G. & Li, D., 2000. Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels. *International journal of heat and mass transfer*, Volumen 43, pp. 3925-3936.
- Rahimi, M. & Mehryar, R., 2012. Numerical study of axial heat conduction effects on the local Nusselt number at the entrance and ending regions of a circular microchannel. *International Journal of Thermal Sciences*, 9, Volumen 59, pp. 87-94.
- Raju, S. y otros, 2009. Measurement of transformation temperatures and specific heat capacity of tungsten added reduced activation ferritic-martensitic steel. *Journal of Nuclear Materials*, 6, 389(3), pp. 385-393.
- Rández, X., Zaversky, F. & Astrain, D., 2021. Thermo-mechanical study of a novel rotating disk volumetric receiver. *Solar Energy*, Volumen 223, pp. 302-317.
- Rández, X., Zaversky, F. & Astrain, D., 2022. A novel active volumetric rotating disks solar receiver for concentrated. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 206.
- Rández, X., Zaversky, F. & Astrain, D., 2022. A novel active volumetric rotating disks solar receiver for concentrated solar power generation. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 206.
- Rández, X., Zaversky, F. & Astrain, D., 2022. Techno-Economic Evaluation of the Performance of an Innovative Rotary Disk Receiver Concept in a CSP Power Plant. *AIP Conference Proceedings* 2445.
- Rauchs, G., 2016. Shape optimization of ceramic components using a failure probability based on extended multiaxial Weibull theory. *Ceramics International*, 5, 42(7), pp. 8360-8375.
- Ren21 Renewables Now, 2022. *Renewables 2022 Global Status Report*, s.l.: s.n.
- Riedel, R., 2000. *Handbook of Ceramic Hard Materials*. First ed. Weinheim: Wiley WCH.
- Riedel, R., 2000. *Handbook of Ceramic Hard Materials*. First ed. Weinheim: Wiley WCH.
- Rocha-Rangel, E., 2011. Fracture Toughness Determinations by Means of Indentation Fracture. En: J. Cuppoletti, ed. *Nanocomposites with Unique Properties and Applications in Medicine and Industry*. Cincinnati: IntechOpen, p. 372.

- Roldán, M. I., Fernández-Reche, J. & Ballestrín, J., 2016. Computational fluid dynamics evaluation of the operating conditions for a volumetric receiver installed in a solar tower. *Energy*, 1, Volumen 94, pp. 844-856.
- Romero, M., Buck, R. & Pacheco, J. E., 2002. An Update on solar central receiver systems, projects, and technologies. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 5, 124(2), pp. 98-108.
- Romero, M. & González-Aguilar, J., 2014. *Solar thermal CSP technology*. s.l.:s.n.
- Rubeša, D., Smoljan, B. & Danzer, R., 2002. Main Features of Designing With Brittle Materials. *Journal of Materials Engineering and Performance*, Volumen 12.
- Rutledge, J. L. & Polanka, M. D., 2014. Computational fluid dynamics evaluations of unconventional film cooling scaling parameters on a simulated turbine blade leading edge. *Journal of Turbomachinery*, 10.136(10).
- Scheider, I., 2001. *Cohesive model for crack propagation analyses of structures with elastic-plastic material behavior Foundations and implementation*, Geesthach (Germany): GKSS research center Geesthacht, Dept. WMS.
- Schöttl, P. y otros, 2016. Novel sky discretization method for optical annual assessment of solar tower plants. *Solar Energy*, Volumen 138, pp. 36-46.
- Sergejev, F. & Antonov, M., 2006. Comparative study on indentation fracture toughness measurements of cemented carbides. *Proc. Estonian Acad. Sci. Eng*, Volumen 12, pp. 388-398.
- Shackelford, J. F. & Alexander, W., 2000. *Materials Science and Engineering Handbook*. First ed. Boca Ratón: CRC Press LLC.
- Sharma, H. G. & Singh, K. R., 1985. Heat transfer in the flow of a second-order fluid between two enclosed rotating discs. *International Journal of Heat Mass Transfer-*, Volume 28, pp. 304-309.
- Shetty, D., Wright, I., Mincer, P. & Clauer, A., 1985. Indentation Fracture of WC–Co Cerments. *Journal of Materials Science*, Volumen 20, pp. 1873-1882.
- Shevchuk, I. V., 2009. *Convective Heat and Mass Transfer in Rotating Disk Systems*. LECTURE NOTES IN APPLIED AND COMPUTATIONAL MECHANICS ed. s.l.:s.n.
- Short, W., Packey, D. J. & Holt, T., 1995. *A Manual for the Economic Evaluation of Energy Efficiency and Renewable Energy Technologies*, s.l.: s.n.
- Shuman, D. J., Costa, A. L. & Andrade, M. S., 2007. Calculating the elastic modulus from nanoindentation and microindentation reload curves. *Materials Characterization*, Volumen 58, pp. 380-389.
- Singh, A., 2017. Theoretical Investigation on Inflow Between Two Rotating Disks. *Journal of Fluids Engineering*, Volume 139, pp. 1-7.
- Smith, R. L. & Sandland, G. E., 1922. An Accurate Method of Determining the Hardness of Metals, with Particular Reference to Those of a High Degree of Hardness. *Determination of High Degrees of Hardness*, Volumen 102, pp. 623-641.

- Solangi, K. H. y otros, 2011. A review on global solar energy policy. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, 15(4), pp. 2149-2163.
- Talwar, D. & Sherbondy, J., 1995. Thermal expansion coefficient of 3C-SiC. *Applied Physics Letters*, Volume 67, pp. 3301-3303.
- Tanaka, K., 1987. Elastic/plastic indentation hardness and indentation fracture toughness: the inclusion core model. *Journal of Materials Science*, Volumen 22, pp. 1501-1508.
- Téllez Sufrategui, F. M., 2003. *Thermal Performance Evaluation of the 200kWth "SolAir" Volumetric Solar Receiver*, Almeria: Informes Técnicos Ciemat.
- Téllez Sufrategui, F. M., 2003. *Thermal Performance Evaluation of the 200kW th "SolAir" Volumetric Solar Receiver*, s.l.: s.n.
- Téllez, F. M., Romero, M. & Marcos, M. J., 2001. Designs of "SIREC-1" Wire Mesh Open Volumetric Solar Receiver Prototype. *International Solar Energy Conference*, pp. 357-364.
- Trinkl, C. M., Bardas, U., Weyck, A. & Aus Der Wiesche, S., 2011. *Experimental study of the convective heat transfer from a rotating disc subjected to forced air streams*. s.l.:s.n.
- Varshney, D. y otros, 2015. Elastic and thermodynamical properties of cubic (3C) silicon carbide under high pressure and high temperature. *Journal of Theoretical and Applied Physics*, Volumen 9, pp. 221-249.
- von Karman, T., 1921. Über laminare und turbulente Reibung. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, Volume 1, pp. 233-252.
- Wagner, C., 1948. Heat transfer from a rotating disk to ambient air. *Journal of Applied Physics*, 19(9), pp. 837-839.
- Watel, B., Harmand, S. & Desmet, B., 2000. Experimental study of convective heat transfer from a rotating finned tube in transverse air flow. *Experiments in Fluids*, Volume 29, pp. 79-90.
- Watel, B., Harmand, S. & Desmet, B., 2000. Influence of fin spacing and rotational speed on the convective heat exchanges from a rotating finned tube. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 21, pp. 221-227.
- Wiese, C. J., Rutledge, J. L. & Polanka, M. D., 2018. Experimental evaluation of thermal and mass transfer techniques to measure adiabatic effectiveness with various coolant to freestream property ratios. *Journal of Turbomachinery*, 2.140(2).
- Yan, H. B., Zhang, Q. C. & Lu, T. J., 2016. Heat transfer enhancement by X-type lattice in ventilated brake disc. *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 107, pp. 39-55.
- Yan, H. B., Zhang, Q. C. & Lu, T. J., 2016. Heat transfer enhancement by X-type lattice in ventilated brake disc. *International Journal of Thermal Sciences*, 9, Volumen 107, pp. 39-55.

- Yovanovich, M. M., 2006. Micro and Macro Hardness Measurements, Correlations, and Contact Models. *Collection of Technical Papers - 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, Volumen 16.
- Zandbergen, P. & Dijkstra, D., 1987. Von Karman swirling flows. *Annual Review of Fluid and Mechanics*, Volumen 19, pp. 465-491.
- Zare, M. & Hosseini, R., 2017. Large eddy simulation of turbulent heat transfer from a rotating disk subjected to a forced parallel air stream. *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 118, pp. 187-197.
- Zaversky, F., 2020. *CAPTure Concept Specification and Optimization*. [En línea]
Available at: <https://cordis.europa.eu/project/id/640905/results>
- Zaversky, F., 2020. *Report on model development including detailed model validation*, s.l.: s.n.
- Zaversky, F., 2020. *Report on model development including detailed model validation (Deliverable No D1.2)*,. [En línea]
Available at: <https://cordis.europa.eu/project/id/640905/results>
- Zaversky, F. y otros, 2016. Ceramic foam absorber modeling and optimization – Model benchmarking and validation against experimental data. *AIP Conference Proceedings*, Volumen 1850.
- Zaversky, F. y otros, 2020. The challenge of solar powered combined cycles – Providing dispatchability and increasing efficiency by integrating the open volumetric air receiver technology. *Energy*, 3.Volumen 194.
- Zaversky, F. y otros, 2018. Experimental Evaluation of Volumetric Solar Absorbers - Ceramic Foam vs Innovative Rotary Disc Absorber Concept. *AIP Conference Proceedings*, Volumen 2033.
- Zhao, H., Li, X. & Wu, X., 2018. New friction factor and Nusselt number equations for turbulent convection of liquids with variable properties in circular tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 9, Volumen 124, pp. 454-462.
- Zhu, G. & Libby, C., 2017. *Review and future perspective of central receiver design and performance*. s.l.:American Institute of Physics Inc..
- Zidanšek, A. y otros, 2011. Solar orbital power: Sustainability analysis. *Energy*, 36(4), pp. 1986-1995.

Anexo I Planos del prototipo del receptor ensayado

Plano de la cavidad.

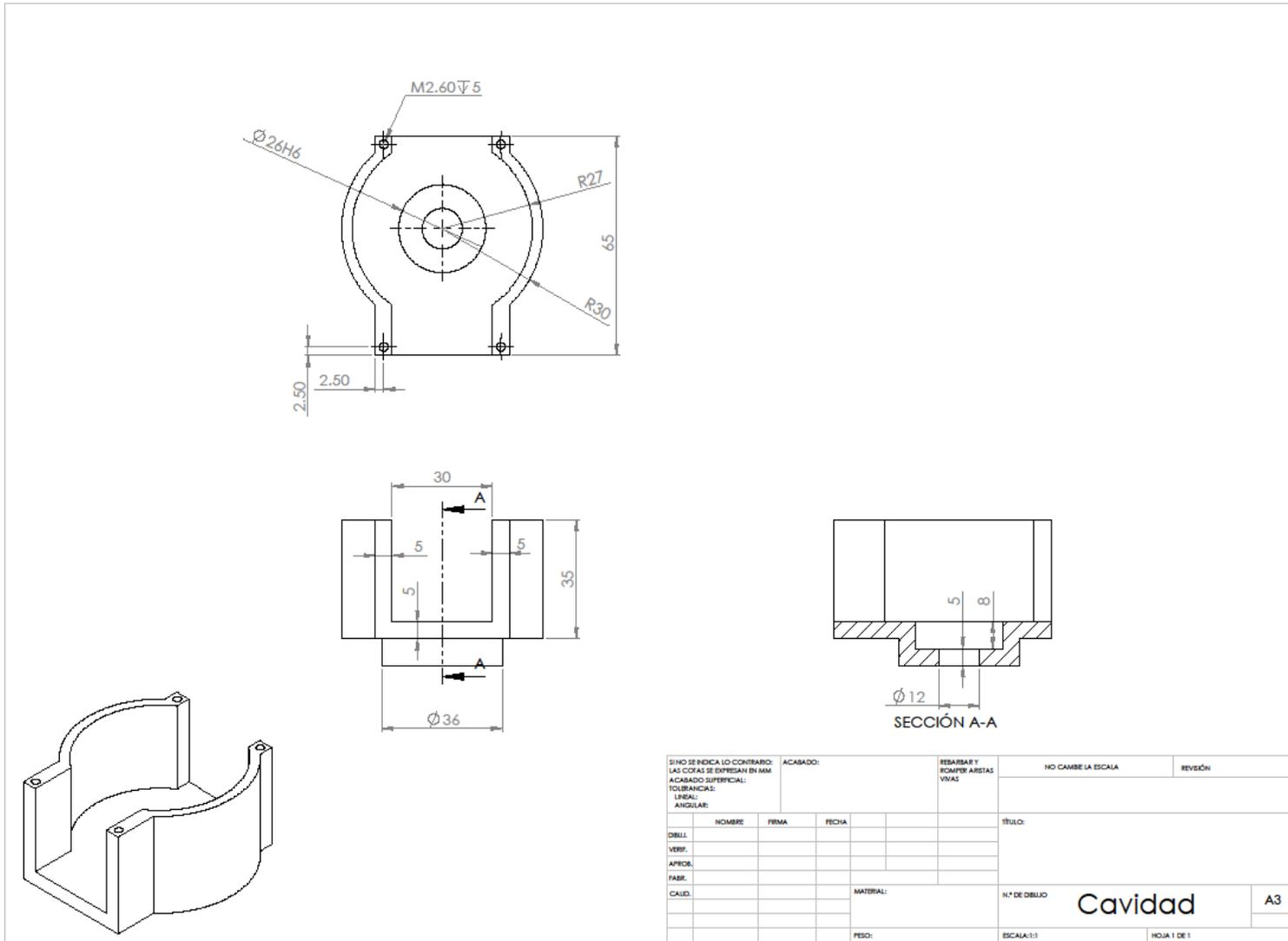
Plano del cierre de la cavidad.

Plano de los discos.

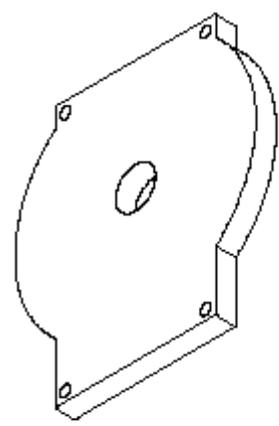
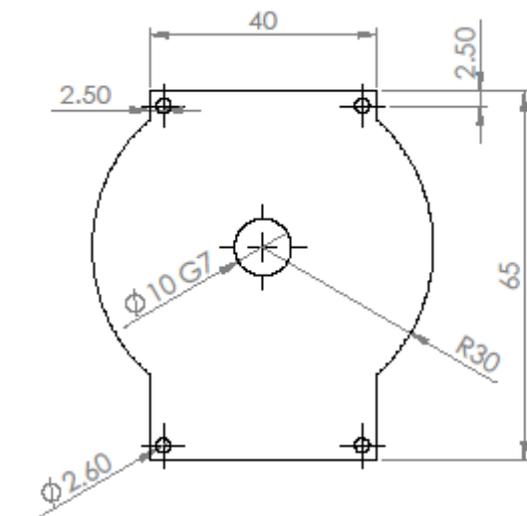
Plano de los anillos separadores entre discos.

Plano del eje.

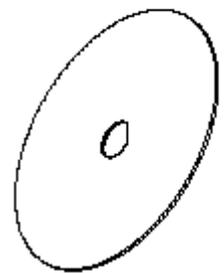
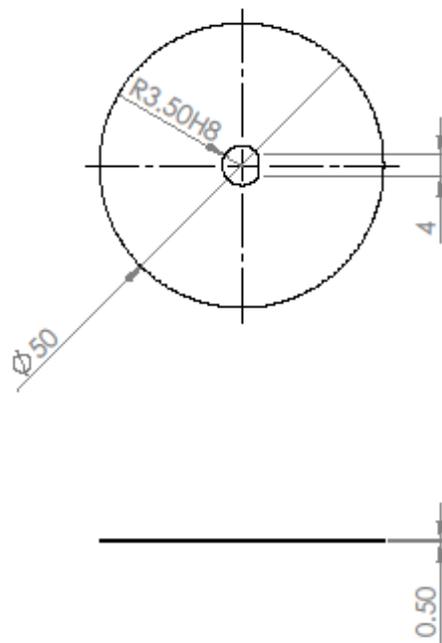
Plano de la pieza de fijación superior.



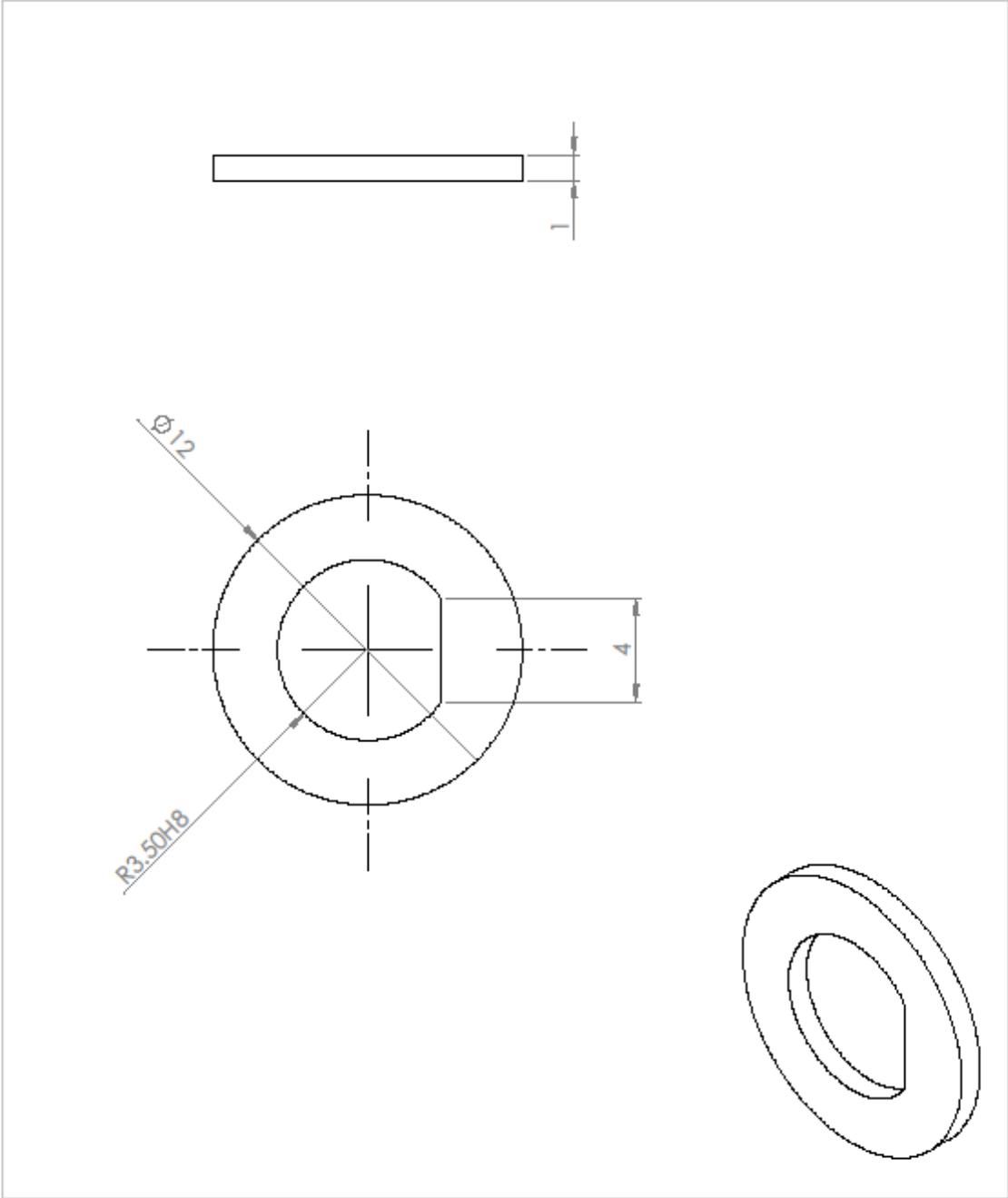
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	RESARBAR Y RICAMPO ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISION
DIBUJ.:						ESTILO:	
VERIF.:							
APROB.:							
FABR.:							
CALCUL.:							
MATERIAL:						N.º DE DIBUJO	
						Cavidad	
FECH.:						ESCALA:1:1	
						HOJA 1 DE 1	
						A3	



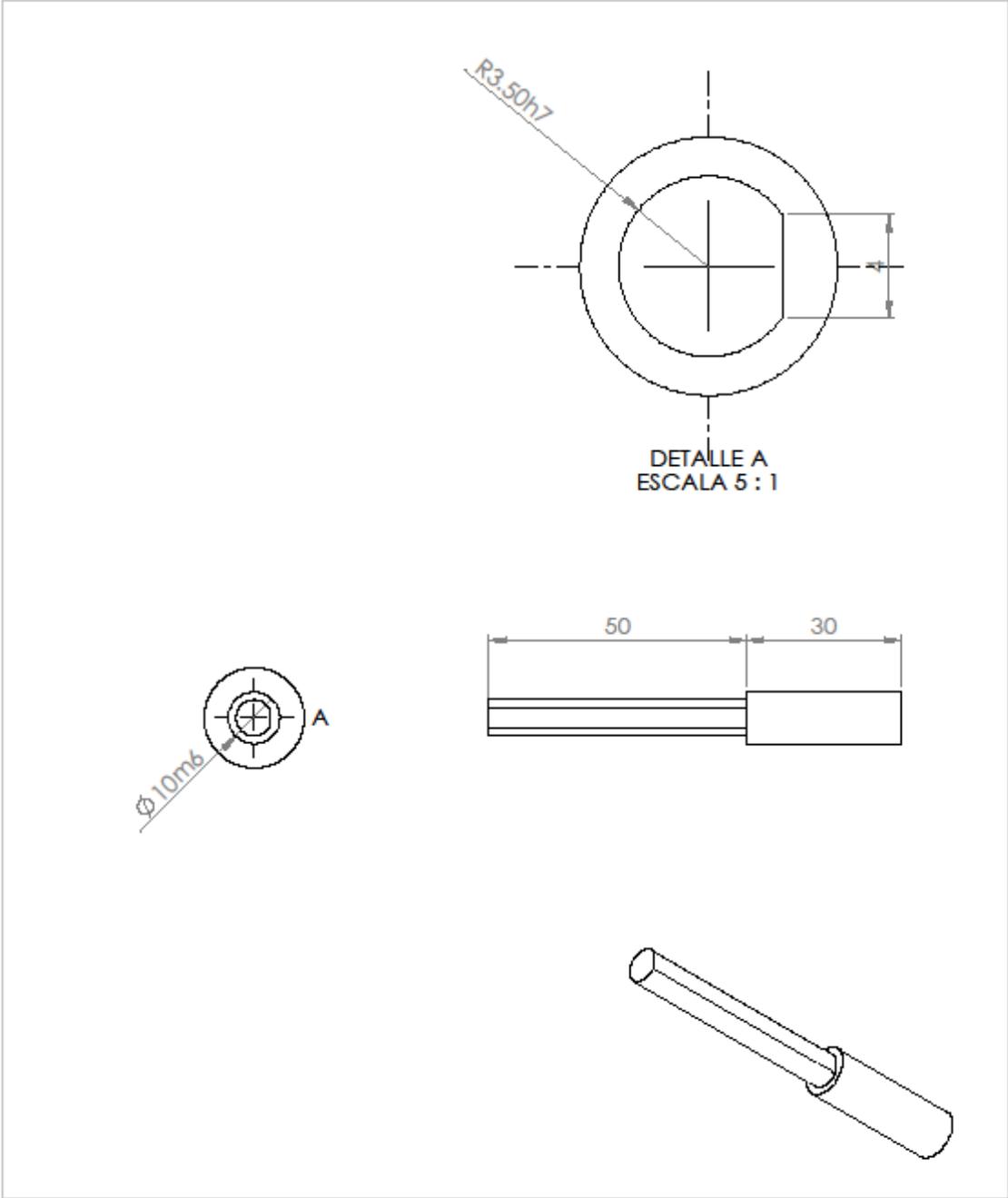
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	RIBARBAE Y ROMPER ARSTIAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TÍTULO:	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			N.º DE DIBUJO	
VERIF.						CierreCavidad	
APROB.						A4	
FABR.					MATERIAL:	ESCALA:1:2	
CALID.					PESO:	HOJA 1 DE 1	



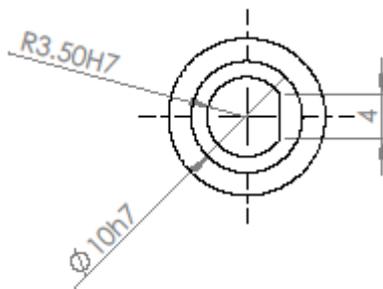
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	RIBARBAE Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TÍTULO:	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			N.º DE DIBUJO	
VERIF.						Disco	
APROB.							
FABR.						A4	
CALID.					MATERIAL:	ESCALA: 1:1	
					PESO:	HOJA 1 DE 1	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARSTIAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TÍTULO:	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			N.º DE DIBUJO	
VERIF.						AnilloSeparador	
APROB.						A4	
FABR.					MATERIAL:	ESCALA: 1:1	
CALID.					PESO:	HOJA 1 DE 1	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARSTIAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TÍTULO:	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			N.º DE DIBUJO	
VERIF.						Eje	
APROB.						A4	
FABR.					MATERIAL:		
CALID.					PESO:	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARSTIAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TÍTULO:	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			N.º DE DIBUJO	
VERIF.						Fijacion	
APROB.							
FABR.						A4	
CALID.							
				MATERIAL:		ESCALA:2:1	
				PESO:		HOJA 1 DE 1	

Anexo II. Programación en APDL

```
/BATCH
/COM,ANSYS RELEASE Release 17.2   BUILD 17.2   UP20160718   16:29:57
/input,menust,tmp,"
/GRA,POWER
/GST,ON
/PLO,INFO,3
/GRO,CURL,ON
/CPLANE,1
/REPLOT,RESIZE
WPSTYLE,,,,,,,,0

!*COMIENZA EL PROGRAMA

/NOPR
KEYW,PR_SET,1
KEYW,PR_STRUC,1
KEYW,PR_THERM,1
KEYW,PR_FLUID,0
KEYW,PR_ELMAG,0
KEYW,MAGNOD,0
KEYW,MAGEDG,0
KEYW,MAGHFE,0
KEYW,MAGELC,0
KEYW,PR_MULTI,1
/GO
!*
/COM,
/COM,Preferences for GUI filtering have been set to display:
/COM, Structural
/COM, Thermal
!*
WPSTYLE,,,,,,,,0
!*
/PREP7
!*
!Tipo elemento en el modelo bidimensional
ET,1,PLANE183
!*
!Propiedades elásticas y densidad del material del disco en el SI
!*
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
!Módulo elástico en Pa
MPDATA,EX,1,,410e9
!Coeficiente de Poisson
MPDATA,PRXY,1,,0.2
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
!Densidad en kg/m^3
```

```

MPDATA,DENS,1,,3210
!Coeficiente de dilatación térmico del material del disco
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
UIMP,1,REFT,,,300
MPDE,ALPX,1
MPDATA,ALPX,1,,4E-006
!Conductividad térmica del material del disco
!*
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,KXX,1,,35
!*
!Parámetros de espesor del disco y radio (sólo el número sin pasarlo a m)
!*
*set,espesor,2e-3
*set,radio,65
*set,eje,10
CSYS,1
CSYS,1
*set,a,1e-3
*set,r,5
!Bucle que genera las áreas extremas del disco para imponer condición de simetría
*do,q,1,radio
CYL4,0,0,(eje*1e-3)+((q-1)*a),0,(eje*1e-3)+(q*a),2.5
*enddo
*do,t,1,radio
CYL4,0,0,(eje*1e-3)+((t-1)*a),87.5,(eje*1e-3)+(t*a),90
*enddo
!Bucle que genera las áreas internas del disco
*do,j,1,17
*do,i,1,radio
CYL4,0,0,(eje*1e-3)+((i-1)*a),(5*(j-1))+2.5,(eje*1e-3)+(i*a),(5*j)+2.5
*enddo
*enddo
SAVE
!Se extruyen las áreas para formar volúmenes
CSYS,0
!*
!Tipo de elemento tridimensional
ET,2,SOLID186
!*
!Se extruyen las areas hacia las z negativas y con valor del parámetro espesor
vext,all,,,,-espesor
!Se pegan los volúmenes
vglue,all
VATT, 1, , 2, 0
!*
LESIZE,ALL, , ,1, ,1, , ,1,
MSHAPE,0,3D
MSHKEY,1

```

```

!* SELECCIONAR LOS VOLUMENES MANUALMENTE SI VSEL NO FUNCIONA
VSEL,S,VOLU,,all
!* SELECCIONAR LOS VOLUMENES MANUALMENTE SI VSEL NO FUNCIONA
CM,_Y,VOLU
VSEL,S,VOLU,,all
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
!*
VMESH,_Y1
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
!*
/UI,MESH,OFF
SAVE
!Se crean componentes constituidas por los volúmenes comunes a cada sector circular
CSYS,1
VSEL,S,LOC,Y,0,2.5
ESLV,S
EPlot
ESLV,S
CM,CM_1,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,2.5,7.5
ESLV,S
EPlot
ESLV,S
CM,CM_2,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,7.5,12.5
ESLV,S
EPlot
ESLV,S
CM,CM_3,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,12.5,17.5
ESLV,S
EPlot
ESLV,S
CM,CM_4,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,17.5,22.5
ESLV,S
EPlot
ESLV,S
CM,CM_5,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,22.5,27.5
ESLV,S
EPlot

```

ESLV,S
CM,CM_6,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,27.5,32.5
ESLV,S
EPLLOT
ESLV,S
CM,CM_7,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,32.5,37.5
ESLV,S
EPLLOT
ESLV,S
CM,CM_8,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,37.5,42.5
ESLV,S
EPLLOT
ESLV,S
CM,CM_9,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,42.5,47.5
ESLV,S
EPLLOT
ESLV,S
CM,CM_10,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,47.5,52.5
ESLV,S
EPLLOT
ESLV,S
CM,CM_11,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,52.5,57.5
ESLV,S
EPLLOT
ESLV,S
CM,CM_12,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,57.5,62.5
ESLV,S
EPLLOT
ESLV,S
CM,CM_13,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,62.5,67.5
ESLV,S
EPLLOT
ESLV,S
CM,CM_14,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,67.5,72.5

```

ESLV,S
EPLIT
ESLV,S
CM,CM_15,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,72.5,77.5
ESLV,S
EPLIT
ESLV,S
CM,CM_16,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,77.5,82.5
ESLV,S
EPLIT
ESLV,S
CM,CM_17,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,82.5,87.5
ESLV,S
EPLIT
ESLV,S
CM,CM_18,ELEM
ALLSEL,ALL
VSEL,S,LOC,Y,87.5,90
ESLV,S
EPLIT
ESLV,S
CM,CM_19,ELEM
ALLSEL,ALL
allsel,all
SAVE
!*
!*
!Se generan las propiedades del elemento cohesivo
ET,3,INTER204
!*
!*
KEYOPT,2,3,0
TB,CZM,2,1,,BILI,
!Primer término es la tensión crítica en Pa y el segundo la separación crítica en m
TBDATA,,940e6,8.71e-8,-940e6,8.71e-8,0.0000001,1
!*
!Se asignan a los nodos cohesivos las propiedades de los elementos cohesivos
CSYS,1
*do,g,1,18
NSEL,S,LOC,Y,5*(g-1)+2.5
ESLN,S
EPLIT
ESLN,S
TYPE, 3
MAT, 2
REAL,

```

```

ESYS, 0
SECNUM,
allsel,all
*enddo
!*
/UI,MESH,OFF
allsel,all
allsel,all
EPlot
GPlot
allsel,all
CSYS,0
!Comienzo de los elementos cohesivos en dirección radial
czmesh,CM_1,CM_2,
czmesh,CM_2,CM_3,
czmesh,CM_3,CM_4,
czmesh,CM_4,CM_5,
czmesh,CM_5,CM_6,
czmesh,CM_6,CM_7,
czmesh,CM_7,CM_8,
czmesh,CM_8,CM_9,
czmesh,CM_9,CM_10,
czmesh,CM_10,CM_11,
czmesh,CM_11,CM_12,
czmesh,CM_12,CM_13,
czmesh,CM_13,CM_14,
czmesh,CM_14,CM_15,
czmesh,CM_15,CM_16,
czmesh,CM_16,CM_17,
czmesh,CM_17,CM_18,
czmesh,CM_18,CM_19,
allsel,all
SAVE
ESEL,S,TYPE,,3
EPlot
ESEL,S,TYPE,,3
ALLSEL,ALL
EPlot
SAVE
CSYS,0
!Se seleccionan las áreas para generar simetrías
ASEL,S,LOC,Y,0
DA,all,SYMM
ALLSEL,ALL
ASEL,S,LOC,X,0
DA,all,SYMM
ALLSEL,ALL
ALLSEL,ALL
!Se impiden desplazamientos en Z en el contorno interior
CSYS,1
CSYS,1
NSEL,S,LOC,X,(eje*1e-3)

```

```

NSEL,R,LOC,Z,0
D,all,uz,0
ALLSEL,ALL
SAVE
!Se introduce la temperatura de referencia para el cálculo de las deformaciones térmicas
TREF,300,
FINISH
FINISH
/SOLU

ANTYPE,0
ANTYPE,0
NLGEOM,1
NSUBST,100,1e6,50
OUTRES,ERASE
OUTRES,ALL,ALL
AUTOTS,1
TIME,100
CSYS,1
*do,x,1,radio
VSEL,S,LOC,X,(eje*1e-3)+((x-1)*1e-3),(eje*1e-3)+(x*1e-3)
*set,k,300
BFV,all,TEMP,k
allsel,all
*enddo
OMEGA,0,0,0,
LSWRITE,1,

TIME,200
*do,x,1,radio
VSEL,S,LOC,X,(eje*1e-3)+((x-1)*1e-3),(eje*1e-3)+(x*1e-3)
*set,k,940029*((x/1000)**3)-40156*((x/1000)**2)+790.96*((x/1000))+816.80
BFV,all,TEMP,k
allsel,all
*enddo
OMEGA,0,0,2*3.14159,
LSWRITE,2,
LSSOLVE,1,2,1,
FINISH
FINISH

/POST1
!*
RSYS,1
AVPRIN,0
AVRES,2,
/EFACET,1
LAYER,0
FORCE,TOTAL
!*
!*
/EFACET,1

```

```
PLNSOL, S,Y, 0,1.0  
FINISH  
! /EXIT,MODEL
```