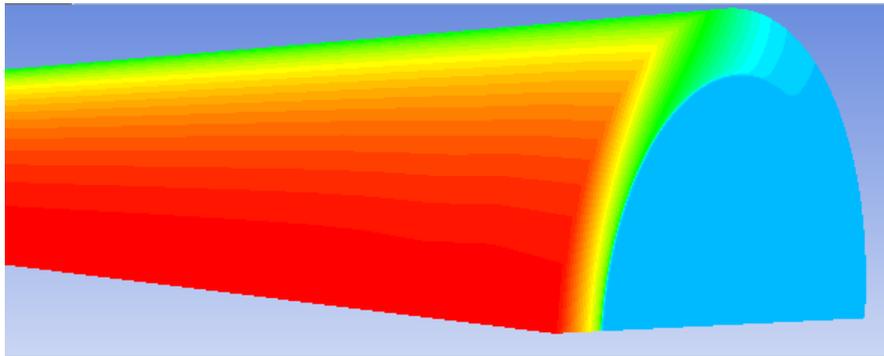


UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



PROYECTO FIN DE CARRERA

**ESTUDIO NUMÉRICO DEL FLUJO DE SALES FUNDIDAS EN UN
RECEPTOR CENTRAL DE TORRE MEDIANTE FLUENT**

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

TITULACIÓN: INGENIERÍA INDUSTRIAL, ESPECIALIDAD TECNOLOGÍAS
ENERGÉTICAS

TUTORA: CAROLINA MARUGAN CRUZ

AUTOR: DANIEL IGLESIAS FERNÁNDEZ





Título: ESTUDIO NUMÉRICO DEL FLUJO DE SALES FUNDIDAS EN UN RECEPTOR CENTRAL DE TORRE MEDIANTE FLUENT

Autor: Daniel Iglesias Fernández

Director: Carolina Marugán Cruz

EL TRIBUNAL

Presidente:

Vocal:

Secretario:

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de:

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE





RESUMEN

Este proyecto presenta información sobre el funcionamiento de un receptor solar, central de tipo cilíndrico y el empleo de “sal solar” como fluido refrigerante. Además se describen algunos de los factores que influyen en su comportamiento.

Utilizando el *Design Modeler* del *workbench* de Ansys, se implementa la geometría de una sección de 1m de longitud, perteneciente a uno de los tubos que forman parte de los paneles de un receptor central, cilíndrico. A continuación se ejecuta el mallado, donde se plantean varias alternativas. Posteriormente se realiza una simulación del desempeño del caso en Fluent, tomando algunas aproximaciones respecto al caso real.

Finalmente se analizan los resultados obtenidos en la simulación y se valoran posibles mejoras.

Palabras clave: Receptor central, solar, simulación, Fluent, Temperatura, Velocidad

ABSTRACT

This Project shows information involving the performance of a cylindrical, solar, central receiver and the use of “solar salt” as coolant fluid. It also includes the description of several factors which influence the performance of the receiver.

Using the Ansys workbench Design Modeler, the geometry of a 1m section, belonging to one of the tubes which form the panels of a central, cylindrical receiver, is implemented. Following this step, the mesh is executed, with several alternatives being offered. After this, a simulation of our case is carried out using Fluent, taking some approximations regarding the real case.

Finally the obtained results are analyzed and some improvement possibilities are considered.

Key words: Central receiver, solar, simulation, Fluent, Temperature, Velocity



ÍNDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN	10
1.1 OBJETIVOS	10
1.2 LA ENERGÍA TERMOSOLAR	10
1.2.1 DE DISCO PARABÓLICO.....	11
1.2.2 DE REFLECTORES FRESNEL	12
1.2.3 DE ESPEJOS CILÍNDRICO-PARABÓLICOS	12
1.2.4 DE RECEPTOR CENTRAL DE TORRE	13
2. PLANTAS TERMOSOLARES DE RECEPTOR CENTRAL DE TORRE	14
2.1 DESCRIPCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE UNA PLANTA DE RECEPTOR CENTRAL.....	14
2.2 EL RECEPTOR CENTRAL.....	16
2.2.1 FUNCIONAMIENTO DEL RECEPTOR.....	17
2.2.2 INFLUENCIA DE FACTORES GEOMÉTRICOS EN EL DESEMPEÑO DEL RECEPTOR.....	20
2.2.3 EL FLUJO DE RADIACIÓN SOLAR AL RECEPTOR	21
2.2.4 BALANCE DE ENERGÍA EN UN RECEPTOR CILÍNDRICO	23
3. LAS SALES FUNDIDAS Y SUS PROPIEDADES	28
3.1 DIAGRAMA DE FASES DE LA MEZCLA NaNO ₃ -KNO ₃	28
3.2 CALOR ESPECÍFICO DE LA SAL SOLAR	29
3.3 DENSIDAD DE LA SAL SOLAR	30
3.4 VISCOSIDAD DE LA SAL SOLAR.....	31
3.4 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LA SAL SOLAR.....	32
4 MARCO TEÓRICO: FLUJO TURBULENTO	33
4.1 INTRODUCCIÓN AL FLUJO TURBULENTO	33
4.2 MODELO ESTÁNDAR k- ϵ	34
4.3 FLUJO TURBULENTO CERCA DE LA PARED	34
5. PROBLEMA DE ESTUDIO	37
5.1 DESCRIPCIÓN DEL CASO	37
5.2 IMPLEMENTACIÓN EN EL <i>WORKBENCH</i> DE ANSYS	38
5.2.1 DISEÑO DE LA MALLA.....	38
6. IMPLEMENTACIÓN EN FLUENT	40
6.1 MODELO	40



6.2 MATERIALES	40
6.3 CONDICIONES DE CONTORNO	41
6.3.1 Condiciones de contorno en los cortes de entrada y salida del tubo	41
6.4 CONVERGENCIA DE LA SOLUCIÓN.....	43
7. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	44
7.1 TEMPERATURA	44
7.1.1 PERFILES DE TEMPERATURA EN LAS PAREDES EXTERIOR E INTERIOR DE TUBO	44
7.1.2 DISTRIBUCIONES DE TEMPERATURA EN EL TUBO.....	47
7.1.3 PERFIL DE TEMPERATURA EN EL CENTRO DEL TUBO (SALES FUNDIDAS)	48
7.2 VELOCIDADES	49
7.2.1 DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDADES A LA ENTRADA DEL TUBO.....	49
7.2.2 PERFIL DE VELOCIDAD A LO LARGO DEL EJE CENTRAL DEL CONDUCTO	49
7.2.3 PERFIL DE VELOCIDADES A LA ENTRADA Y EN UN PUNTO MEDIO DEL TUBO	50
7.2.4 PERFILES DE VELOCIDAD SOBRE DIFERENTES SECCIONES DEL TUBO	51
8. ESTUDIO DE LA MALLA	53
9. CONCLUSIONES	56
Apendice 1.....	57
Apendice 2 (UDF Distribución del calor transmitido en el exterior)	65
Apendice 3 (UDF Temperatura a la entrada)	66
GLOSARIO	67
REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA	68



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-Disco parabólico de concentración con motor de Stirling en las instalaciones de la P.S.A [1].	11
Figura 2-Instalación con reflectores Fresnel lineales en la P.S.A. [1]......	12
Figura 3-Instalación con concentradores cilíndrico parabólicos en la P.S.A. [1]......	13
Figura 4-Planta Solar Tres-Gemasolar, (Sevilla) [2]	13
Figura 5-Esquema de funcionamiento de una planta termosolar con receptor central de ciclo simple	14
Figura 6- de funcionamiento de una planta termosolar con receptor central con 2 circuitos	15
Figura 7-Distintos tipos de receptores centrale[5]	16
Figura 8- Circuito de las sales fundidas en el receptor [9].	18
Figura 9- Diseño de un receptor central [13], (izquierda) y esquema del receptor de Solar One [3]...	19
Figura 10-Rendimiento energético de un sistema termosolar en función de la temperatura de operación, tomando como parámetro la razón de concentración [5]......	20
Figura 11-Relación entre los diámetros de los tubos y variables físicas [7]......	20
Figura 12-Parte trasera de un heliostato de <i>Solar One</i> [3].	22
Figura 13-Distribución del flujo generado en el receptor por un heliostato [3].	22
Figura 14-Distribución de la radiación solar en un receptor cilíndrico según la estrategia de apuntamiento [4].	23
Figura 15-Esquema de pérdidas para un receptor central [7].	25
Figura 16-Diagrama Binario de las sales NaNO ₃ -KNO ₃ [6]. (Se ha marcado en rojo la concentración para la “sal solar”)	28
Figura 17-Nota: El eje de abscisas está representado en escala logarítmica.....	35
Figura 18-Esquema del receptor de la planta Solar Tres-Gemasolar [7].	37
Figura 19--[15]-Esquema de la distribución de radiación en el tubo	37
Figura 20-Esquema del problema de estudio tras aplicar la simetría planar.....	38
Figura 21-Captura de la malla empleada en el estudio.....	39
Figura 22-Composición de la aleación Niquel 625. [7]	40
Figura 23-Anomalía a la entrada para el caso A.	42
Figura 24-Anomalía a la entrada para el caso B.	42
Figura 25-Anomalía a la entrada para el caso C.	43
Figura 26-Captura del proceso de iteración hasta la convergencia de la solución.	43
Figura 27-Captura de la región de salida del tubo	44
Figura 28-Perfil de temperaturas en el plano de simetría del fluido	47
Figura 29-Secciones del tubo	47
Figura 30-Captura de la distribución de velocidades en la región de entrada del tubo. (Notar que el rango de representación va de 0.5m/s a 0.52m/s)	49
Figura 31-Vista frontal de la Malla A	53
Figura 32-Vista frontal de la Malla B	53
Figura 33-Vista frontal de la malla C	54
Figura 34-Captura del Menu en el <i>Workbench</i> de Ansys	57



Figura 35-Eschema de los volúmenes en los que habrá que dividir el modelo para generar la malla adecuadamente.....	58
Figura 36-Captura de un de los sketch necesarios para generar nuestro modelo	58
Figura 37-Captura de todos los sketch realizados sobre el plano XY	59
Figura 38- Captura de uno de los volúmenes generados.....	59
Figura 39-Captura de toda la geometría una vez acabada.....	60
Figura 40-Captura de una malla generada automáticamente	60
Figura 41-Captura frontal de malla no estructurada	61
Figura 42-Opciones de malla estructurada en un círculo	62
Figura 43-Captura de malla A, que finalmente emplearemos en el estudio	63
Figura 44-Captura frontal de la malla A empleada en el estudio.....	64
Figura 45-Captura de un corte tridimensional del interior de la malla A empleada en el estudio.....	64

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1 -Gráfico construido a partir de datos experimentales [9].....	29
Gráfica 2 -Gráfico construido a partir de datos experimentales [9].....	30
Gráfica 3 -Gráfico construido a partir de datos experimentales [9].....	31
Gráfica 4 -Gráfico construido a partir de datos experimentales [9].....	32
Gráfica 5 -Comparación de los perfiles de temperaturas para $\theta=0^{\circ}$, en el exterior e interior del tubo y según la dirección del eje z.....	44
Gráfica 6 -Comparación de los perfiles de temperaturas para $\theta=90^{\circ}$, en el exterior e interior del tubo y según la dirección del eje z.....	45
Gráfica 7 - Comparación de los perfiles de temperaturas para $\theta=180^{\circ}$, en el exterior e interior del tubo y según la dirección del eje z.....	46
Gráfica 8 -Comparación de los perfiles de temperatura exterior e interior del tubo para $\theta=0^{\circ}$, $\theta=90^{\circ}$ y $\theta=180^{\circ}$, según la dirección del eje z.....	46
Gráfica 9 -Perfil de temperatura de las sales fundidas sobre el eje z.....	48
Gráfica 10 -Comparación de las velocidades para un tubo calentado y otro sin calentar a lo largo del eje del tubo.....	49
Gráfica 11 -Comparación de los perfiles de velocidad a la entrada ($z=1m$) y en $z=0.5m$	50
Gráfica 12 -Comparación de los perfiles de velocidad para distintas z.....	51
Gráfica 13 - Perfil de velocidades en $z=0.5m$ para un tubo sin calentamiento	52
Gráfica 14 -Comparación de los perfiles de temperatura en $\theta=0^{\circ}$, en el exterior del tubo, en la dirección z, para las mallas A y B.....	54
Gráfica 15 -Comparación de los perfiles de velocidad en $z=0.5m$ para las mallas A y B.....	55



1. INTRODUCCIÓN

El receptor es común a todas las tecnologías termosolares de generación eléctrica. Su desempeño es crítico para el funcionamiento general de la planta, en especial para las plantas de receptor central de torre, por las altas temperaturas que en estos receptores se alcanzan.

En estas plantas de receptor central, lo que se pretende es aumentar la eficiencia del ciclo de generación eléctrica mediante el aumento de la temperatura del fluido de potencia.

Teniendo en cuenta que a mayor temperatura máxima del ciclo de potencia, obtenemos un mayor rendimiento, cabría pensar que lo que se ha de buscar es alcanzar las mayores temperaturas posibles en el receptor.

Sin embargo, sucede que según aumenta la temperatura exterior de los tubos del receptor, aumentan también las pérdidas por radiación y convección al exterior.

Lo que se debe buscar realmente, es que las sales fundidas que circulan por el interior de los tubos del receptor, alcancen altas temperaturas, sin que por ello la temperatura en el exterior de los tubos sea extremadamente alta. Para mantener la transmisión de calor razonablemente alta sin que el diferencial de temperaturas: exterior del tubo- sal solar, sea excesivamente grande, habrá que operar con materiales con una alta conductividad térmica y lograr que la convección forzada en el interior de los tubos sea alta.

1.1 OBJETIVOS

El objetivo principal de este proyecto es simular, utilizando el programa Fluent, un tramo de tubo de receptor de 1m de longitud. Se pretende así obtener información relevante sobre el flujo en los tubos del receptor. La simulación se simplificará hasta el grado de no tenerse en cuenta las pérdidas de la superficie del receptor al exterior.

Se pretende también recopilar de forma ordenada información relativa al funcionamiento del receptor central de torre.

1.2 LA ENERGÍA TERMOSOLAR

En la última década se ha producido un gran incremento en el desarrollo y la comercialización de las tecnologías que utilizan la radiación solar como fuente de energía para la generación eléctrica. Podemos agrupar estas tecnologías en dos grandes grupos: la fotovoltaica y la termosolar. El primer grupo de tecnologías utiliza el efecto fotoeléctrico para producir directamente corriente eléctrica a partir de la radiación solar. La energía termosolar, sin embargo, emplea la radiación solar como fuente de calor para calentar un fluido refrigerante cuya energía térmica emplearemos. Eventualmente este fluido refrigerante podrá ser utilizado en un ciclo térmico de potencia para generar electricidad.

A la energía solar térmica se le ha dado un uso residual a lo largo de la historia. A pesar de su aparente sencillez teórica. No fue hasta finales de la década de 1970, durante la crisis del petróleo, cuando algunos gobiernos empezaron a mostrar interés en el desarrollo de este tipo de tecnologías para la producción de electricidad. Con este impulso aparecen unas cuantas plantas experimentales para el estudio de la tecnología.

Fue en esta primera época de desarrollo cuando aparecieron múltiples instalaciones de todo tipo y de escasa potencia (del orden de 1 MW).

Lamentablemente, tras lograrse la viabilidad técnica en algunos de los centros de investigación abiertos en aquella época, no se pudo dar el siguiente paso hacia la utilización comercial de las tecnologías. Ha sido necesario que surja la cuestión medioambiental y que el petróleo vuelva a precios altos para que se retome el interés en la energía solar.

Es en los años 2000 cuando se le da un nuevo impulso a esta tecnología, facilitado por las subvenciones estatales.

Es entonces cuando la tecnología termosolar empieza a entrar en fase comercial además de experimental. Se multiplican los distintos tipos de plantas de concentración solar en busca de una mayor rentabilidad económica. Esto se intentará conseguir a través del abaratamiento de costes de producción de los componentes de las plantas de potencia y mediante un mayor rendimiento energético de estas plantas.

Surgen distintos tipos de tecnologías termosolares que buscan alcanzar la rentabilidad. Estas tecnologías se diferencian principalmente por el método que utilizan para concentrar la luz solar. A continuación se describen resumidamente las principales tecnologías:

1.2.1 DE DISCO PARABÓLICO

Utiliza un espejo paraboloide en cuyo foco se coloca un receptor. El seguimiento del sol se realiza sobre 2 ejes. Con esa geometría se logra un alto grado de concentración de la radiación solar, pudiéndose alcanzar de esta forma mayores temperaturas y con ello mayor eficiencia. Existen modelos en los que se emplean pequeños motores a vapor, aunque por lo general se utilizan predominantemente motores de Stirling. La complicada geometría del espejo y la necesidad de un motor por cada espejo, hace difícil la implantación de esta tecnología a gran escala.



Figura 1-Disco parabólico de concentración con motor de Stirling en las instalaciones de la P.S.A [1].

1.2.2 DE REFLECTORES FRESNEL

Esta tecnología emplea espejos planos o ligeramente curvados para así concentrar la radiación solar en un tubo receptor colocado sobre varias hileras de estos espejos. Con esta disposición longitudinal, sólo es necesario habilitar la rotación de los espejos sobre un único eje. Por esta tubería circula el fluido refrigerante. De esta forma se logran ahorrar costes ya que varias hileras de espejos comparten un único tubo receptor y podemos evitar el uso de espejos parabólicos (más caros). A lo largo del tubo focal circula un fluido refrigerante que en caso de ser vapor de agua, se empleará directamente para operar un ciclo Rankine; y en caso de ser aceite o sales fundidas se utilizará un intercambiador para transmitir el calor al ciclo principal de potencia.



Figura 2-Instalación con reflectores Fresnel lineales en la P.S.A. [1].

1.2.3 DE ESPEJOS CILÍNDRICO-PARABÓLICOS

El principio por el que funcionan es similar al de los reflectores Fresnel, sólo que en lugar de servirnos de múltiples espejos planos se utiliza un único espejo curvado parabólicamente que concentran la radiación en el tubo receptor situado a lo largo del foco longitudinal de la parábola. Una vez se ha industrializado la fabricación de grandes espejos cilíndrico-parabólicos, esta tecnología es la que ha acabado alcanzando actualmente una mayor madurez y difusión comercial.

Tras pasar por un proceso de desarrollo en el que se han utilizado como fluidos refrigerantes agua-vapor y aceites minerales, actualmente se empiezan a utilizar mayoritariamente mezclas de sales fundidas que se aprovechan para almacenar el calor y poder emplearlo para generar potencia eléctrica en horas con baja o sin insolación.



Figura 3-Instalación con concentradores cilíndrico parabólicos en la P.S.A. [1].

1.2.4 DE RECEPTOR CENTRAL DE TORRE

La radiación solar reflejada por espejos planos (heliostatos) que siguen al sol, es concentrada en un receptor situado en lo alto de una torre por encima del campo de heliostatos. De esta forma la concentración de la radiación en el receptor dependerá del número de heliostatos utilizados. Esta tecnología, aunque ha sido explorada desde el inicio de la investigación en tecnologías termosolares, no ha logrado alcanzar la madurez por los inconvenientes que presentaba, no ha sido hasta finales de los 2000 cuando se han comenzado a instalar contadas plantas de uso comercial (Tres de ellas en España y una en EEUU). Actualmente hay algunas plantas más en construcción y proyectadas en todo el mundo.



Figura 4-Planta Solar Tres-Gemasolar, (Sevilla) [2]

2. PLANTAS TERMOSOLARES DE RECEPTOR CENTRAL DE TORRE

2.1 DESCRIPCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE UNA PLANTA DE RECEPTOR CENTRAL

El objetivo que busca esta tecnología es lograr una gran concentración de la radiación solar y con ello alcanzar temperaturas mayores de operación que nos llevarán a alcanzar un mayor rendimiento global de la instalación.

Este tipo de plantas sitúan el receptor en lo alto de una torre, de esta forma la radiación recibida dependerá del número de heliostatos que se sitúan en el suelo.

El diseño y distribución del campo de heliostatos alrededor de la torre es un asunto complejo sobre el que no se profundizará en este trabajo.

Con el fin de aprovechar las altas temperaturas que se alcanzan en el receptor gracias a la gran concentración de la radiación, es necesario un fluido refrigerante que trabaje bien a temperaturas altas. En la actualidad predominan distintas mezclas de sales fundidas, aunque es posible utilizar una gran variedad de fluidos aceites, gases, vapor etc.

Dejando de lado las centrales que operan con un ciclo híbrido solar-gas natural, podemos diferenciar entre 2 clases distintas: Aquellas con un único circuito que servirá de refrigeración y de potencia, de primera generación, y aquellas con un circuito primario y otro secundario, ambos relacionados mediante un intercambiador de calor cerrado

Las plantas del primer tipo, con un único circuito por el que circula el fluido refrigerante, operan con vapor para desarrollar un ciclo rankine. El vapor podrá ser según el diseño, saturado o sobrecalentado a la entrada a la turbina.

De forma opcional se puede dotar a la planta con un sistema de almacenamiento de vapor con el objetivo de dirigirlo a la turbina en otro momento. Sin embargo la capacidad de almacenar energía de estos sistemas no es demasiado elevada.

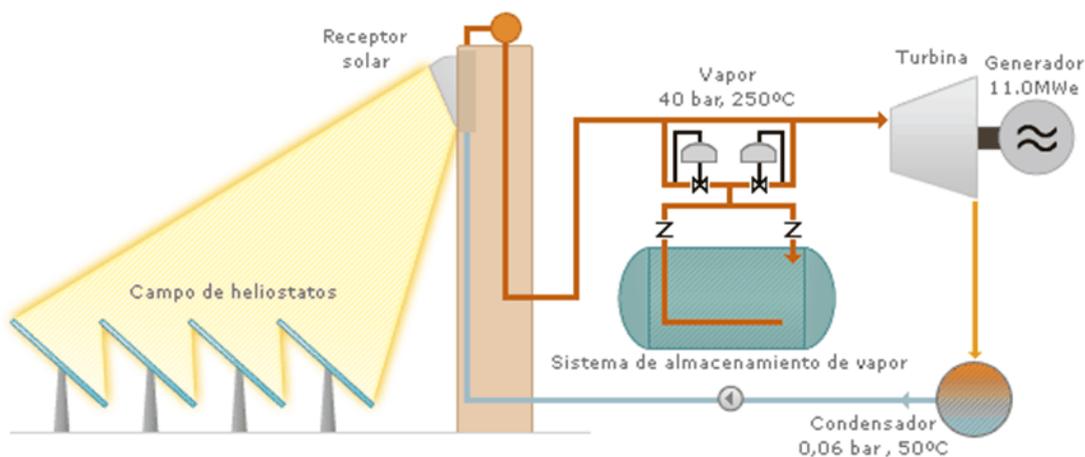


Figura 5-Esquema de funcionamiento de una planta termosolar con receptor central de ciclo simple

Como ejemplo de plantas con circuito único, arriba figura el esquema de funcionamiento de la central con receptor en torre PS10. Esta planta emplea vapor saturado a 40 bares para desarrollar un ciclo rankine simple.

Este tipo de plantas han sido actualmente desplazadas por instalaciones que operan con un fluido refrigerante, normalmente sales fundidas. Este circuito primario, encargado de refrigerar el receptor, lo es también de almacenar energía calorífica para uso posterior y de transmitirla a través de uno o varios intercambiadores de calor al circuito de potencia. Este último, el circuito secundario, estará operado por vapor.

Con esto, logramos aumentar la temperatura de trabajo. Además de mejorar el almacenamiento de energía, también hemos desplazado el calentamiento del vapor desde el receptor solar hasta el suelo. Esta nueva disposición facilita la posibilidad de instalar precalentadores, recalentadores y regeneradores que a su vez aumentarán el rendimiento del ciclo de potencia.

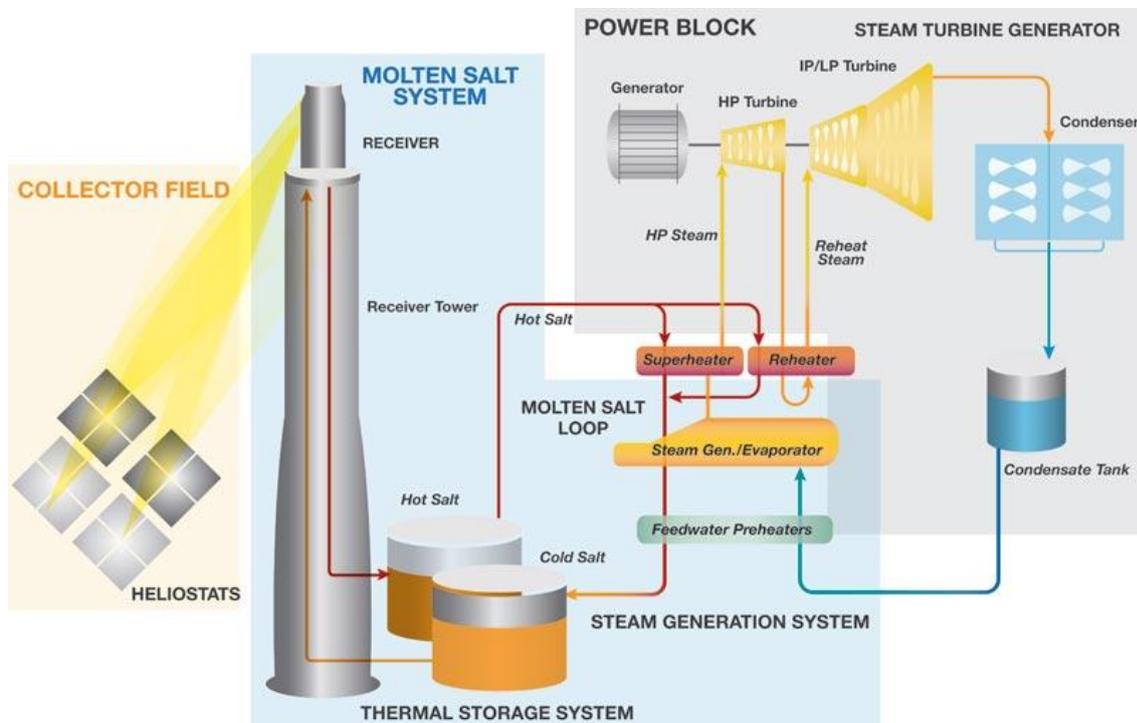


Figura 6- de funcionamiento de una planta termosolar con receptor central con 2 circuitos

Como ejemplo de plantas con 2 circuitos, sirve este esquema de la planta *Crescent Dunes*, actualmente construyéndose en Nevada. Esta planta sirve como exponente de todo el desarrollo llevado a cabo en este tipo de centrales de energía. Desarrollará además 110MW de potencia, superando por mucho al resto de predecesoras.

2.2 EL RECEPTOR CENTRAL.

El receptor es el componente de la instalación donde se produce la transformación de la radiación solar, que pasa a convertirse en calor. La función de esta pieza es clave en el funcionamiento de toda la planta.

El principal objetivo del receptor, es lograr la mayor eficiencia posible en el proceso de transmisión de la energía solar incidente en su superficie, al fluido refrigerante que circula por su interior.

Las altas temperaturas que se alcanzan en el receptor hacen necesario el uso de materiales con propiedades muy exigentes: resistencia a la fatiga térmica, alta conductividad térmica y resistencia a la corrosión frente a sales fundidas (que predominan en la actualidad como fluido refrigerante). Se están utilizando aceros inoxidables y aleaciones de base Níquel [7], aunque este sigue siendo un campo de investigación y está sujeto a la aparición de nuevos desarrollos.

En este tipo de plantas, por necesidad, el receptor tendrá que estar situado en lo alto de una estructura de gran elevación, para así ser visible para todos los heliostatos que proyectan la radiación hacia el mismo. Por tanto se debe contar con un sistema de bombeo que eleve el caudal de sales hasta una altura que para las últimas plantas diseñadas varía entre los 100 y 200 metros, según su potencia nominal. Actualmente existen diseños capaces de recuperar la energía de bombeo del fluido situando una turbina en la bajada [12]. Así se logra solucionar un importante escollo y aumentar significativamente el rendimiento global de la planta.

A lo largo de la historia de esta tecnología se ha desarrollado un buen número de diseños de receptor. Cada uno de ellos con unas características geométricas y operativas distintivas, pero con los mismos principios de funcionamiento. Podemos clasificar los receptores según su geometría, en dos grandes grupos: de cavidad y externos, que a su vez se pueden clasificar en planos, cilíndricos y semicilíndricos [5].



Figura 7-Distintos tipos de receptores centrale[5]



Por ser el tipo de receptor con mayor predominio en las plantas de desarrollo más reciente (Crescent Dunes y Solar Tres-Gemasolar), este proyecto, en el problema a estudiar, se centrará en los receptores de tipo cilíndrico, concretamente aquellos que operan con sales fundidas.

2.2.1 FUNCIONAMIENTO DEL RECEPTOR

El circuito de la sal fundida comienza en el tanque frío, donde está almacenada a unos 290°C. Desde ahí, normalmente una bomba de turbina vertical instalada en lo alto del depósito, impulsa el caudal de sal fundida hacia lo alto de la torre donde se encuentra el receptor.

Al llegar al receptor el flujo se separa en dos circuitos simétricos que entran en el receptor por su orientación norte. Cada una de las dos vertientes que forman el receptor irá describiendo un recorrido ascendente y descendente en forma de serpentín hasta llegar a la orientación sur, por donde ambos flujos saldrán del receptor para dirigirse, ahora calentados hasta 565°C, hacia el tanque de almacenamiento de la sal caliente.

En cada uno de los bucles de los circuitos, cada flujo se separa a su vez en varios tubos que forman un panel del receptor, de forma que tras completar la bajada o subida en un panel, los flujos de cada tubo se reúnen para pasar al siguiente panel.

Cada uno de los paneles suele ser completamente modular para facilitar su reparación o sustitución. Ello incluye cabezales y boquillas de entrada y salida a cada panel, además de la estructura de soporte.

Es necesario contar además con un sistema de drenaje, para así poder vaciar el receptor de sal fundida durante el cierre nocturno de la instalación y evitar su congelación [9].

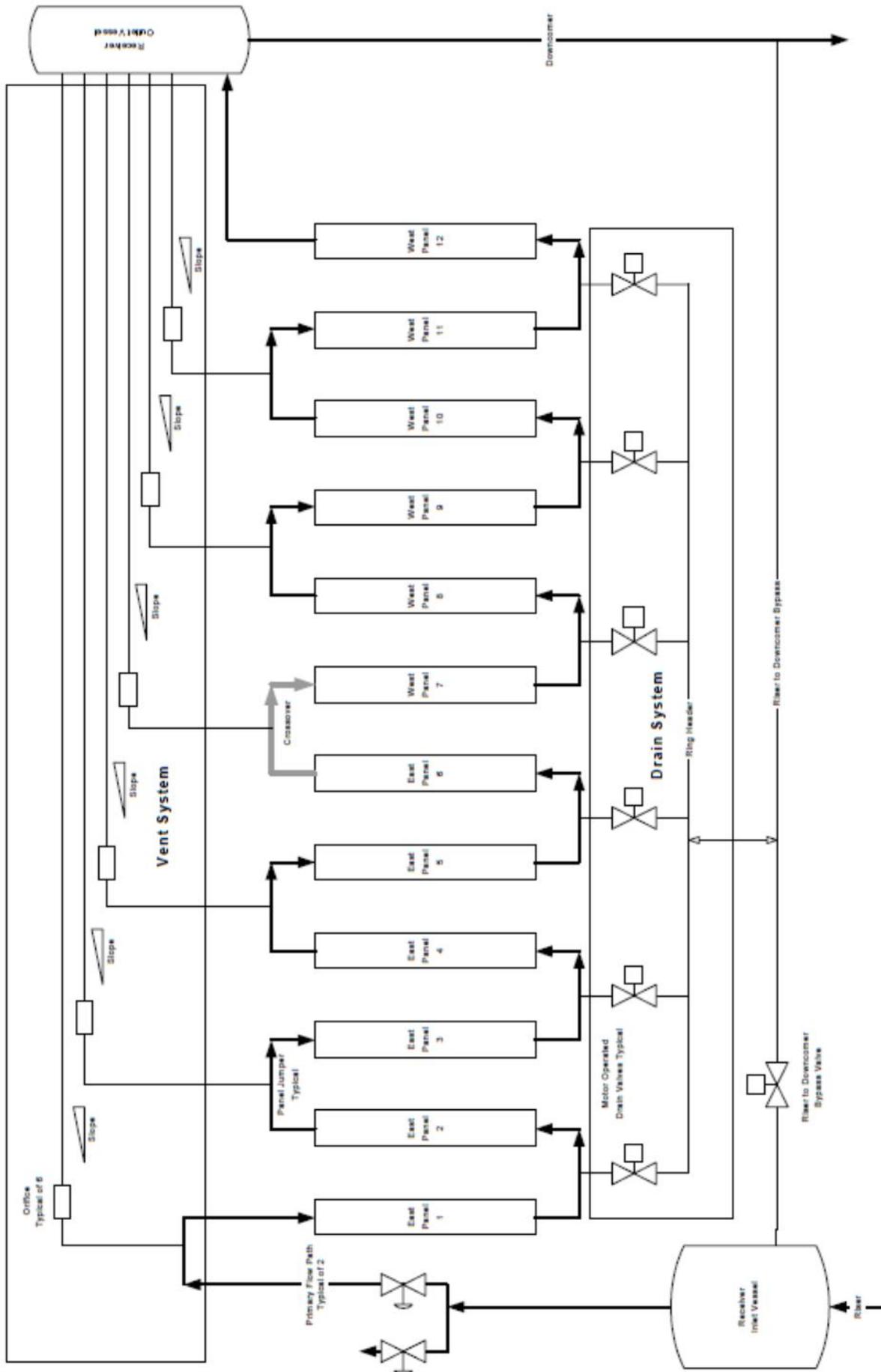


Figura 8- Circuito de las sales fundidas en el receptor [9].

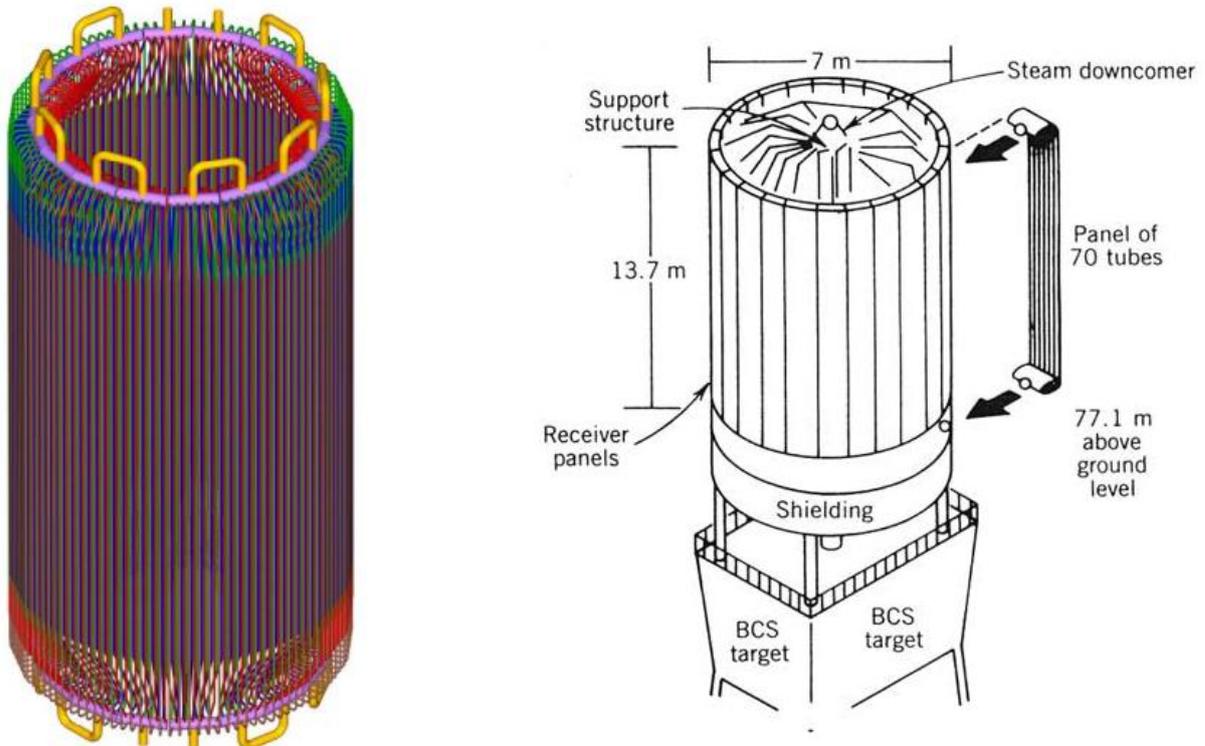


Figura 9- Diseño de un receptor central [13], (izquierda) y esquema del receptor de Solar One [3].

Las superficies interiores del interior de los receptores cilíndricos suelen considerarse adiabáticas ya que no se intercambia radiación con el ambiente y la estructura suele estar lo bastante cerrada como para que se puedan despreciar las pérdidas convectivas en esa región.

Aunque en principio pueda parecer contra-intuitivo, no interesa alcanzar la mayor temperatura posible en el receptor a toda costa. Ya que el receptor tendrá pérdidas por emisión infrarroja al exterior según la ley de Stefan-Boltzman:

$$\dot{Q} = A \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{pe}^4$$

Esto conlleva que las pérdidas por radiación en el receptor aumentan con la cuarta potencia de la temperatura en el mismo. Esto nos lleva a una situación en la que por un lado nos interesa tener bajas temperaturas en el receptor para evitar pérdidas, pero nos interesan altas temperaturas en el ciclo de potencia para aumentar el rendimiento. Es por ello que habrá una temperatura óptima a la cual alcanzaremos la mayor eficiencia en nuestra instalación.

En el siguiente gráfico se muestran los rendimientos globales teóricos posibles para distintos cocientes de concentración solar. Se puede ver cómo el aumento de la concentración solar, aumenta asimismo el rendimiento global. Esto se explica debido a que una mayor concentración solar supone una reducción del área del receptor. Y según la ecuación de Stefan-Boltzman, una reducción de área conlleva una reducción proporcional de las emisiones.

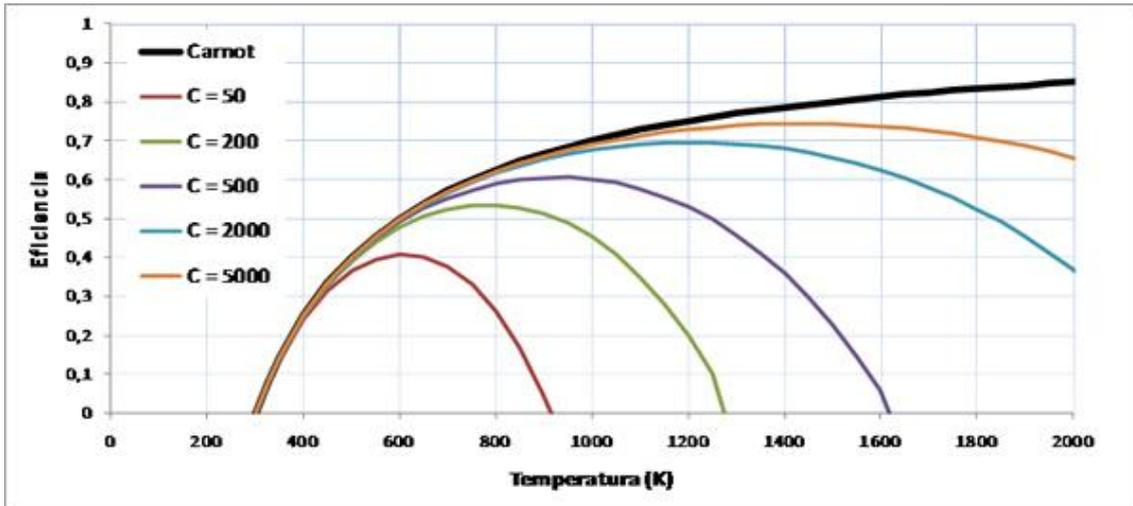


Figura 10-Rendimiento energético de un sistema termosolar en función de la temperatura de operación, tomando como parámetro la razón de concentración [5].

Este gráfico nos muestra claramente el camino que debe seguir el desarrollo de las tecnologías termosolares. Por un lado, aumentar los coeficientes de concentración y por otro el desarrollo de nuevos materiales que puedan operar a las temperaturas óptimas correspondientes.

2.2.2 INFLUENCIA DE FACTORES GEOMÉTRICOS EN EL DESEMPEÑO DEL RECEPTOR

Como se puede ver en la figura 11, la eficiencia térmica del receptor aumenta al reducir el diámetro de los tubos que lo forman. Esto se debe a que la velocidad del fluido está directamente relacionada con la eficiencia térmica. La baja conductividad térmica de las sales fundidas requiere altas velocidades para así aumentar la transferencia de calor por convección entre la pared interior del tubo y las sales.

Además, al mejorar la transferencia de calor del tubo al fluido refrigerante, también estamos disminuyendo la temperatura del tubo. Con ello conseguimos reducir las pérdidas por radiación del receptor y atenuar las tensiones térmicas que se producen en los tubos [7].

Dext. (m)	N_tube	DT liq (K)	Panel F (kg/s)	V_tube (m/s)	Efficiency_Rec.	Tmax_metal (K)	Pres_D (Mpa)	P_conv (MW)	P_rad (MW)
0.02	80	278	146	3.98	0.876	899	1.485	1.65	2.65
0.0234	68	278	145	3.23	0.871	919	0.839	1.64	3.02
0.025	64	278	144.5	2.98	0.868	930	0.652	1.69	3.23
0.03	53	278	142	2.37	0.855	968	0.339	1.84	4.06
0.035	45	278	139	1.95	0.836	1011	0.197	2.03	5.22
0.04	40	278	134.5	1.6	0.81	1061	0.115	2.24	6.86
0.045	35	278	128.5	1.36	0.774	1118	0.074	2.48	9.13

Figura 11-Relación entre los diámetros de los tubos y variables físicas [7].

A pesar de lo anterior, por razones económicas, ha de restringirse el tamaño de los tubos a dimensiones comerciales, por ello en la planta Solar Tres y en nuestro trabajo tomaremos un diámetro exterior del tubo de 20mm.



Al igual que sucede con el diámetro, la reducción del grosor del tubo, también mejora el funcionamiento del receptor, reduciendo las tensiones térmicas y facilitando la conducción de calor al interior del tubo. Sin embargo por las mismas razones económicas se restringe el grosor del tubo a valores comerciales.

La utilización de tubos estrechos en el receptor tiene una contrapartida, al reducir los diámetros estamos aumentando la caída de presión en los conductos, como se puede ver también en la figura 11. Esto nos llevará a requerir una bomba de mayor potencia que reducirá el rendimiento global de la instalación

Las pérdidas de carga en tuberías dependen de la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \frac{L}{D} \cdot f \quad [11]$$

Se observa que las pérdidas son proporcionales al cuadrado de la velocidad y a la longitud del conducto, e inversamente proporcionales al su diámetro.

Por tanto habrá que buscar el equilibrio en el diámetro del tubo, de forma que su estrechez no provoque excesivas pérdidas de carga y que su anchura no dé lugar a una baja eficiencia térmica del receptor.

Las zonas de contacto entre los cabezales de los paneles del receptor y las boquillas de los tubos son las más susceptibles de sufrir tensiones térmicas, producidas por los cambios de temperatura que provocan las nubes al bloquear el sol.

El flujo de radiación incidente en el receptor genera además gradientes térmicos en la pared de los tubos lo suficientemente grandes para que aparezcan deformaciones plásticas. Estas deformaciones prácticas se irán acumulando hasta que eventualmente el tubo falle por fatiga [9].

2.2.3 EL FLUJO DE RADIACIÓN SOLAR AL RECEPTOR

Antes de llegar al receptor, la radiación solar necesita ser concentrada. La mejor solución hallada hasta el momento para concentrar la radiación en lo alto de la torre, consiste en la utilización de espejos independientes llamados heliostatos. Estos espejos están montados sobre una estructura móvil que realiza un seguimiento del sol a lo largo del día; para así reflejar la radiación sobre el receptor.

Los heliostatos suelen estar compuestos de espejos de menor tamaño por razones de fabricación y mantenimiento. Cada uno de estos sub-espejos del heliostato tiene una ligera curvatura de forma que se consigue situar el punto focal en el receptor [3].

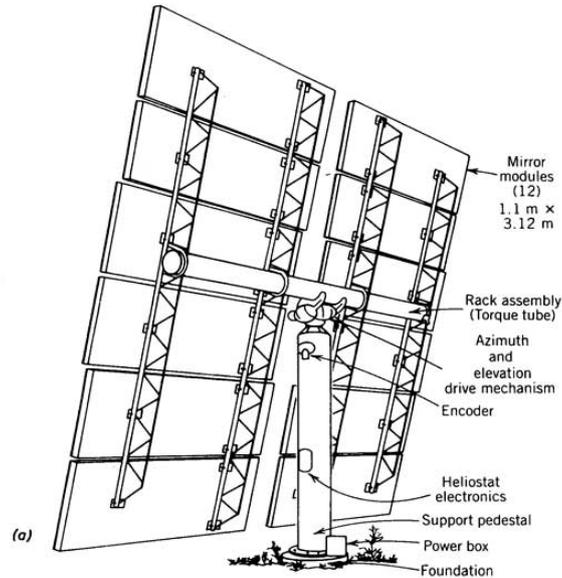


Figura 12-Parte trasera de un heliostato de Solar One [3].

Al hecho de que la radiación solar no sea una fuente puntual hay que añadir otras variables que distorsionan la imagen reflejada por un heliostato sobre el receptor. Las imperfecciones en la curvatura de los segmentos que forman el heliostato. Los errores de apuntamiento también contribuye a la distorsión, además este efecto puede ser agrandado por las diferencias térmicas en la estructura metálica que sirve de soporte a los segmentos del heliostato. Todo ello acaba sumando para acabar formando una distribución del flujo generado por un único heliostato en el receptor, con un aspecto similar al de la siguiente figura. De esta forma el parámetro de referencia para el comportamiento en servicio de un heliostato es el contorno de flujo uniforme que contiene el 90% de la potencia reflejada [3].

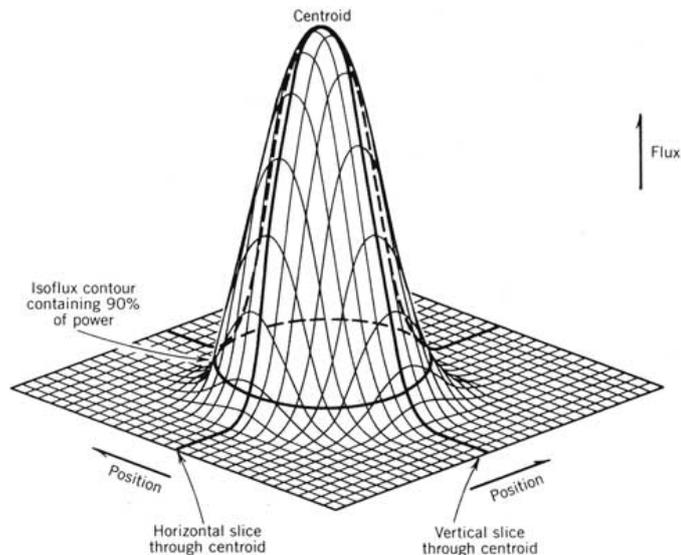


Figura 13-Distribución del flujo generado en el receptor por un heliostato [3].

A continuación veremos cuál será el aspecto de la función de radiación que recibirá un receptor de tipo cilíndrico, como el que trataremos en nuestro problema. Para ello primero analizaremos la función del flujo solar en toda la superficie del receptor. Esta función de radiación dependerá directamente de la estrategia de apuntamiento que se esté utilizando. A continuación se exponen ejemplos de las distintas funciones de radiación en un receptor cilíndrico, para las estrategias de apuntamiento simple, doble y triple.

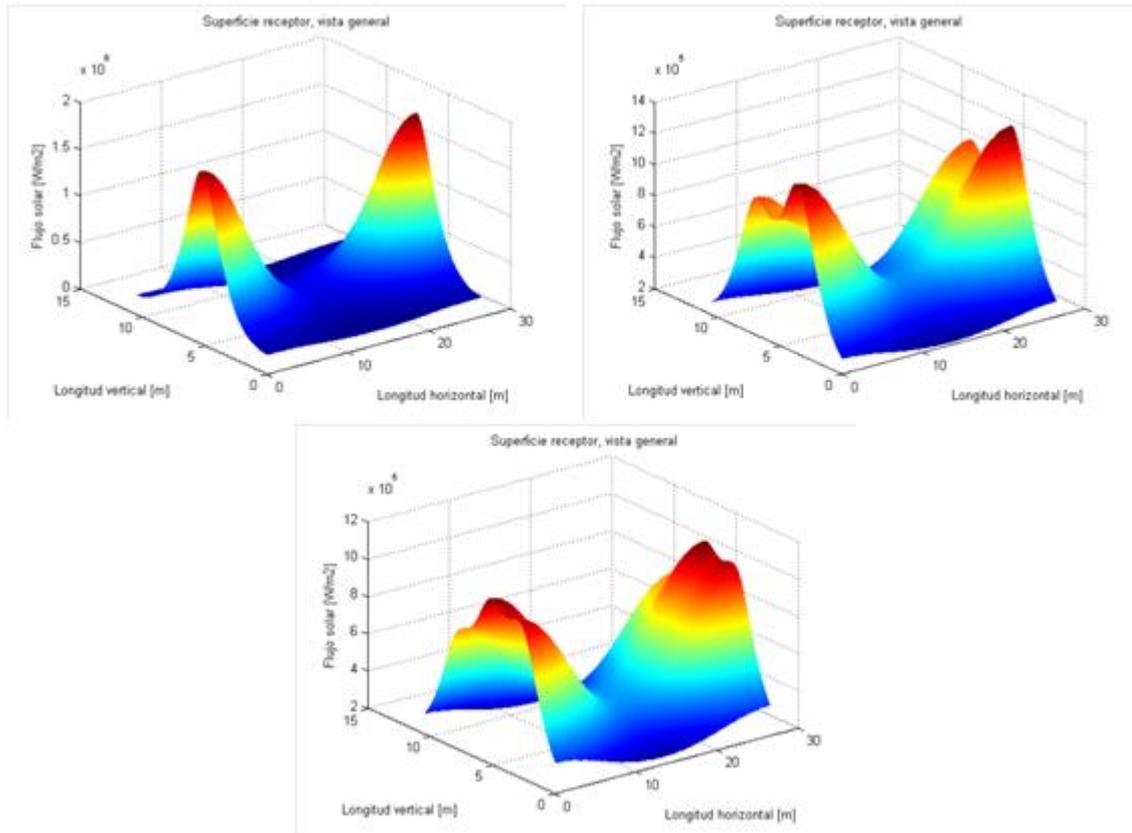


Figura 14-Distribución de la radiación solar en un receptor cilíndrico según la estrategia de apuntamiento [4].

2.2.4 BALANCE DE ENERGÍA EN UN RECEPTOR CILÍNDRICO

Desde que la radiación solar llega a la superficie de la Tierra hasta que logramos transformarla en energía térmica transmitida a las sales fundidas se producen múltiples pérdidas que a continuación analizaremos.

- **Perdidas de reflectividad en heliostatos:** Para empezar debemos considerar que la radiación no llega directamente al receptor si no que es reflejada desde el campo de heliostatos. La reflectividad de estos heliostatos no es perfecta y dependerá del tipo de material utilizado, la degradación del mismo y la suciedad acumulada en su superficie. El valor de la reflectividad de los heliostatos puede variar entre 0.8 y 0.96 dependiendo de las circunstancias.



- **Pérdidas por transmisión atmosférica:** A continuación la radiación recorre la distancia que hay entre los heliostatos y el receptor a través de la atmósfera. Las pérdidas aquí producidas dependen de la concentración de CO₂, vapor de agua (gases absorbentes específicos pero que al hallarse en pequeñas concentraciones no influyen significativamente) y fundamentalmente de la claridad atmosférica (calima o polvo en suspensión). A efectos prácticos, en un día claro podemos despreciar estas pérdidas.
- **Pérdidas por desbordamiento:** Las imprecisiones en el apuntamiento de los heliostatos y otros factores que dispersan la imagen reflejada por los mismos, como se ha explicado en el capítulo anterior, llevan a que parte de la radiación no se dirija al receptor.
- **Pérdidas por reflexión:** Según la radiación alcanza el receptor, parte de ella es directamente reflejada. Esas dependerán de la reflectividad del material del que esté recubierto el receptor.
- **Pérdidas por radiación:** Una vez el receptor es alcanzado por la radiación y es calentado, se producen estas pérdidas, muy importantes en el balance total de la instalación. Si consideramos el receptor un cuerpo gris, las pérdidas dependerán de la emisividad del material y de la cuarta potencia de la temperatura del receptor. Las pérdidas para un tramo de tubo de longitud dz serán:

$$P_r = A \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{pe}^4 - T_{amb}^4)$$

Sin embargo podemos despreciar la radiación recibida del ambiente, al cometerse un error del orden del 0.2% [16], quedando la ecuación:

$$P_r = A \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{pe}^4$$

Como ya se ha explicado antes, las pérdidas por radiación en el área interior de un receptor cilíndrico pueden considerarse nulas.

- **Pérdidas por convección:** Se producen según la siguiente ecuación:

$$P_c = A \cdot h_{cN} \cdot (T_{pe} - T_{amb})$$

El factor h dependerá de la velocidad del viento, pero en condiciones de ausencia de viento (convección natural), el coeficiente convectivo h es dependiente de los números de Grashof y de Prandtl. [16]:

$$h_{cN} = \frac{0.129 \cdot k_{aire} \sqrt[3]{Gr \cdot Pr}}{L}$$

$$Pr = \frac{c_{pfl} \cdot \mu}{k_{fl}} \equiv \text{N}^\circ \text{ de Prandtl}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{pe} - T_{amb}) \cdot L^3}{\nu^2} \equiv \text{N}^\circ \text{ de Grashof}$$

- **Pérdidas por conducción:** Estas pérdidas se producen de los tubos del receptor a los elementos estructurales del receptor que a su vez disiparán ese calor por convección y radiación. Son pérdidas difíciles de prever teóricamente, sin embargo no son significativas en el balance total de pérdidas.

Finalmente la energía absorbida por el fluido refrigerante está determinada por la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{fl} = \dot{Q}_T - P_{refh} - P_{trans} - P_{desb} - P_{ref} - P_r - P_C - P_{cond}$$

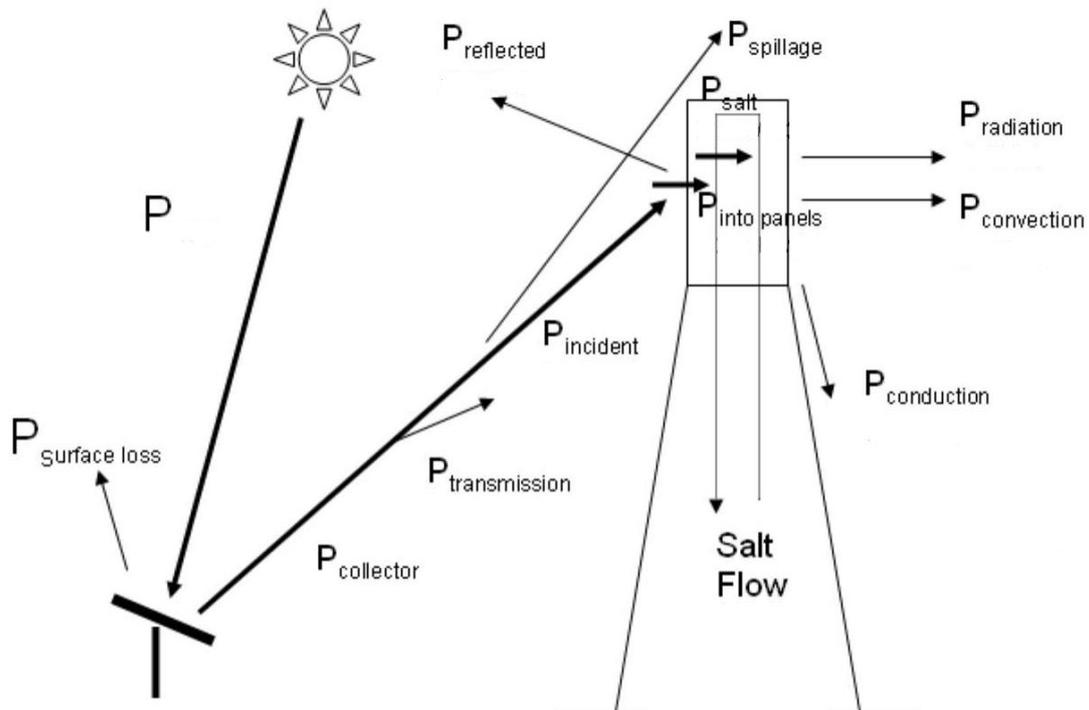
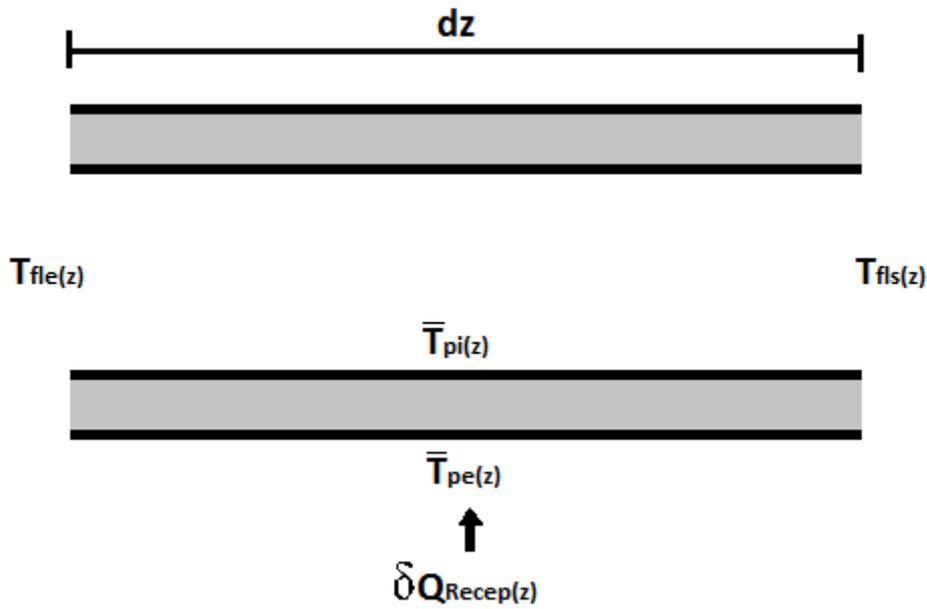


Figura 15-Esquema de pérdidas para un receptor central [7].

Si a la radiación que es absorbida por el receptor la llamamos \dot{Q}_{Recep} y despreciamos las pérdidas por conducción a la estructura del receptor:

Sabiendo que $\dot{Q}_{Recep} = \dot{Q}_T - P_{refh} - P_{trans} - P_{desb} - P_{ref}$

Cabe señalar que puesto que la radiación no es homogénea a lo largo de los tubos del receptor, convendrá hacer un análisis por tramos de tubo lo más pequeños posibles, es por ello que a continuación se detalla el balance energético para un tramo de longitud dz .



Queda:

$$\begin{aligned} \delta \dot{Q}_{fl(z)} &= \delta \dot{Q}_{Recep(z)} - \delta P_r(z) - \delta P_c(z) = \\ &= \delta \dot{Q}_{Recep(z)} - dA \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot \bar{T}_{pe(z)}^4 - dA \cdot h_{cN(z)} \cdot (\bar{T}_{pe(z)} - T_{amb}) \quad (1) \end{aligned}$$

En un modelo sencillo en el que los tubos se calentasen de forma homogénea por todos los lados, y las temperaturas de las paredes exterior e interior fuesen homogéneas, se podrían calcular todas las variables del problema de forma analítica. Para esta hipótesis, calculamos la energía que se transmitirá al fluido refrigerante sabiendo que la energía transmitida al fluido será igual al calor de conducción a través de la pared del conducto:

$$\delta \dot{Q}_{fl(z)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot dz \cdot (\bar{T}_{pe(z)} - \bar{T}_{pi(z)})}{\ln(R_{ext}/R_{int})} \quad (2)$$

Asimismo, esta energía será transmitida de la pared interior al fluido mediante convección forzada:

$$\delta \dot{Q}_{fl(z)} = dA \cdot h_{cF} \cdot (\bar{T}_{pi(z)} - \bar{T}_{fl(z)}) \quad (3)$$

El coeficiente de convección está relacionado con el número de Nusselt:

$$h_{cF(z)} = \frac{Nu_D \cdot k_{fl(z)}}{D_{int}}$$

Que utilizando la correlación de Gnielinski, para convección forzada en conductos y válido para $0.5 < Pr < 2000$ y $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$, está determinado por la siguiente expresión:



$$Nu_D = \frac{(f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{0.5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V \cdot D_{int}}{\mu} \equiv N^\circ \text{ de Reynolds}$$

$$Pr(z) = \frac{c_{fl} \mu}{k_{fl}(z)} \equiv N^\circ \text{ de Prandtl}$$

De las ecuaciones (2) y (3) obtenemos $\delta \dot{Q}_{fl} = dA \cdot U_{(z)} \cdot (\bar{T}_{pe(z)} - \bar{T}_{pi(z)})$

Pero, dado que no conocemos exactamente $T_{pe(z)}$ ni $T_{pi(z)}$, utilizamos la Temperatura media logarítmica (LTMD), que llamaremos ΔT_{lm} para un tramo de longitud dz :

De modo que la ecuación queda:

$$\delta \dot{Q}_{fl} = dA \cdot U_{(z)} \cdot \Delta T_{lm} \quad (4)$$

$$dA = 2 \cdot \pi \cdot R_{int} \cdot dz$$

$$U_{(z)} = \frac{1}{\frac{R_{int}}{k} \ln(R_{ext}/R_{int}) + \frac{1}{h_{cF(z)}}}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{con} \quad \Delta T_1 = \bar{T}_{pe(z)} - T_{fle(z)} \quad \text{y} \quad \Delta T_2 = \bar{T}_{pe(z)} - T_{fls(z)}$$

Sabemos además que para un líquido a presión constante:

$$dh = d\left(u + \frac{P}{\rho}\right) = du + \frac{dP}{\rho} + P \cdot d\left(\frac{1}{\rho}\right) = du + P \cdot d\left(\frac{1}{\rho}\right)$$

$$\delta \dot{Q}_{fl(z)} = \dot{m}_{fl} \cdot dh = \dot{m}_{fl} \cdot c_{fl} \cdot dT + P \cdot d\left(\frac{1}{\rho}\right) \quad (5)$$

Con las ecuaciones (1), (4) y (5) queda cerrado el problema para un tramo de tubo dz .

3. LAS SALES FUNDIDAS Y SUS PROPIEDADES

El uso de las sales fundidas como fluido refrigerante en tecnologías de concentración solar aparece como consecuencia de la necesidad reducir la degradación de las instalaciones y de facilitar el almacenamiento de energía en forma de calor para su posterior utilización.

Las sales fundidas a diferencia del agua pueden operar a presión ambiente a altas temperaturas, siendo así innecesario un sistema de alta presión.

Además generan menos problemas de corrosión haciendo la instalación más duradera.

La densidad de energía almacenada (calor específico por densidad) que pueden acumular las sales fundidas es de unos 2650 KJ/m³.K, un valor alto que facilita el almacenamiento del calor para uso posterior.

Actualmente está extendida la utilización de la mezcla de las sales NaNO₃-KNO₃, que por sus propiedades, disponibilidad, precio y el gran número de estudios llevados a cabo con ella, es la que predomina. La mezcla de estas sales con un 60% en masa de NaNO₃ ha pasado a ser comúnmente conocida como “sal solar” [8]. Sin embargo se siguen llevando a cabo investigaciones sobre nuevos materiales que mejoran estas propiedades y de los que ya hay varios candidatos. Casi todos ellos son mezclas ternarias e incluso cuaternarias de distintas sales.

3.1 DIAGRAMA DE FASES DE LA MEZCLA NaNO₃-KNO₃

Para a tratar en este trabajo supondremos la utilización de “sal solar” (60% de masa de NaNO₃, 66% de NaNO₃ en fracción molar) en el circuito de refrigeración, por ello nos centraremos en las propiedades de este material. A continuación podemos observar las fases que experimenta esta sal en función de la temperatura.

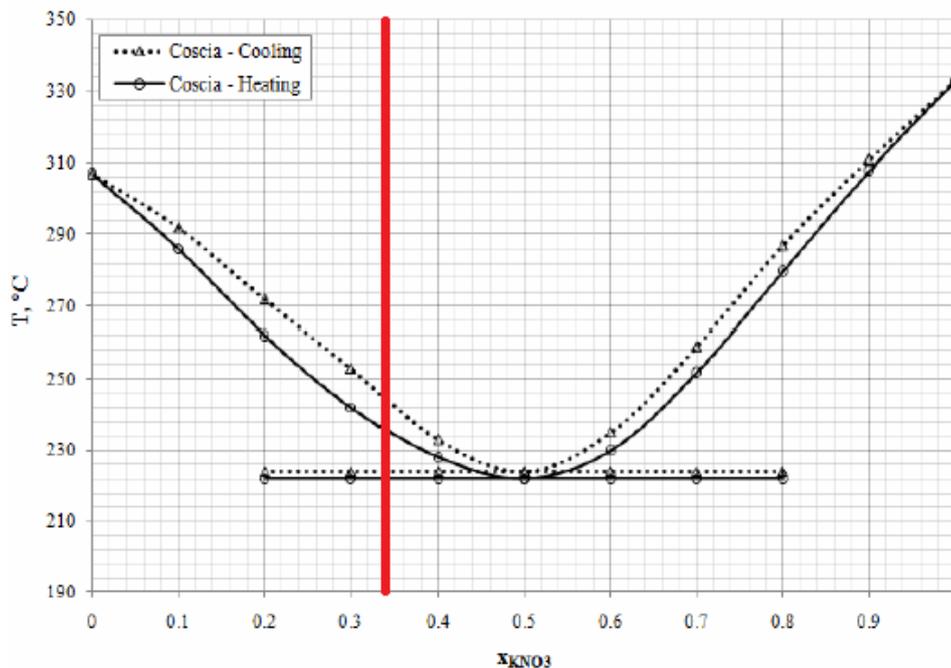


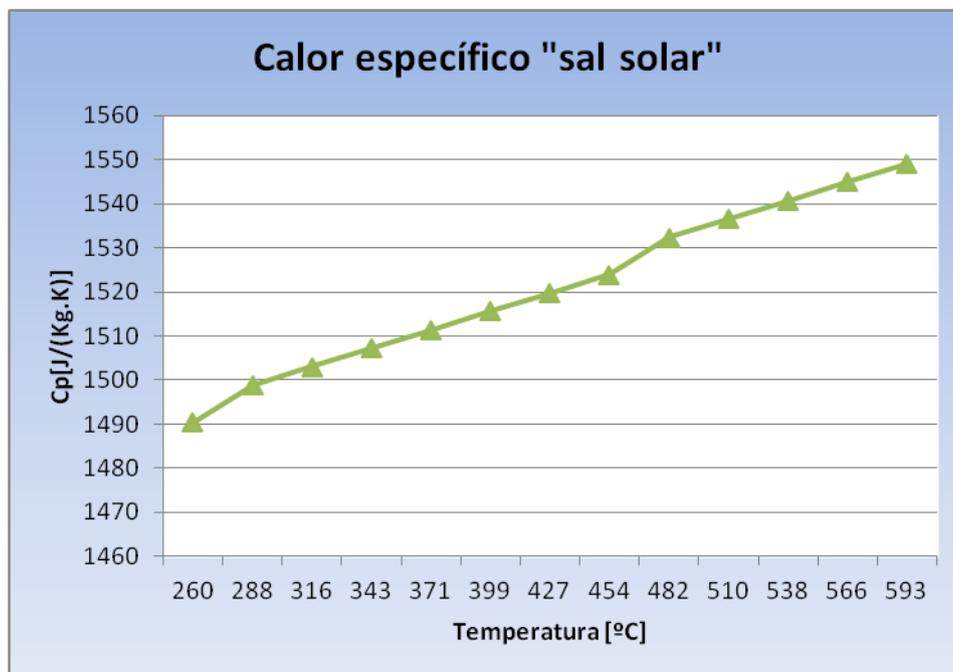
Figura 16-Diagrama Binario de las sales NaNO₃-KNO₃ [6]. (Se ha marcado en rojo la concentración para la “sal solar”)

Como se puede ver en el diagrama anterior, la “sal solar” se solidifica a temperaturas que rondan los 240°C. Esto hace necesario un sistema de drenaje en el receptor que prevenga la solidificación de la sal en los conductos del receptor tras el apagado diario de la instalación.

Además, esta sal comienza a sufrir degradación entorno a los 565°C, por lo que no conviene que el fluido supere este valor. [7]

En este tipo de trabajos con líquidos suelen suponerse valores medios constantes en las propiedades del fluido. Sin embargo en este proyecto, debido al rango de temperaturas que se va a manejar, se tratarán de implementar las funciones obtenidas a partir de datos experimentales para la “sal solar” en el FLUENT.

3.2 CALOR ESPECÍFICO DE LA SAL SOLAR



Gráfica 1-Calor específico de la “sal solar” en función de la temperatura. Gráfico construido a partir de datos experimentales [9].

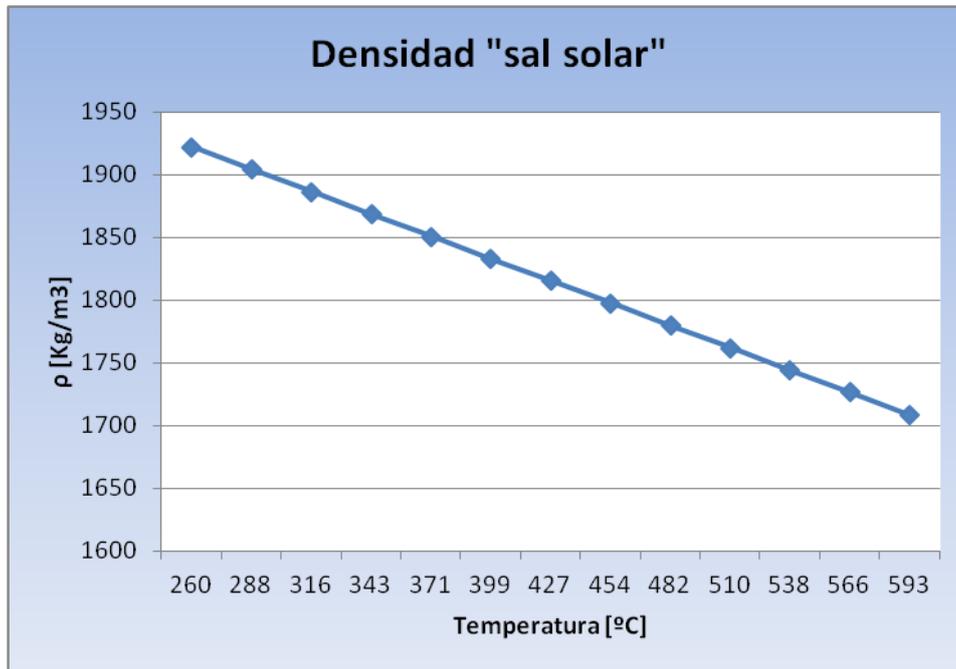
Se obtiene por aproximación, la siguiente función para el calor específico:

$$C(J/kg\ ^\circ C) = 1443 + 0.172 \cdot T_{(^\circ C)} \quad [9]$$

Para implementar la función en FLUENT, la pasamos a grados Kelvin:

$$C(J/kg\ ^\circ K) = 1396 + 0.172 \cdot T_{(^\circ K)}$$

3.3 DENSIDAD DE LA SAL SOLAR



Gráfica 2-Densidad de la "sal solar" en función de la temperatura. Gráfico construido a partir de datos experimentales [9].

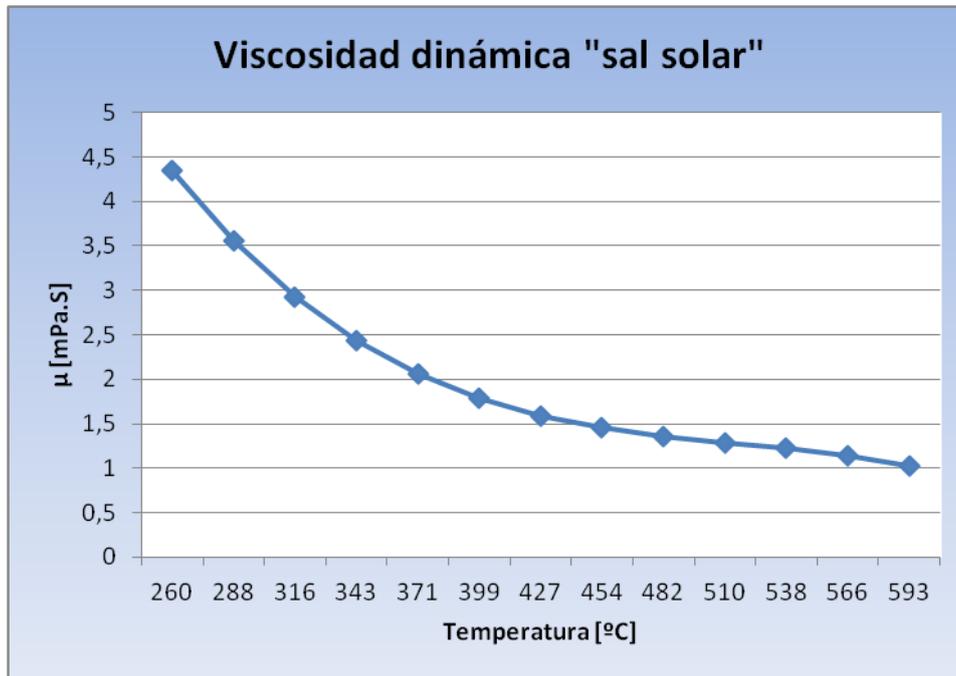
Se obtiene por aproximación, la siguiente función para la densidad:

$$\rho(kg/m^3) = 2090 - 0.636 \cdot T(^{\circ}C) \quad [9]$$

Para implementar la función en FLUENT, la pasamos a grados Kelvin:

$$\rho(kg/m^3) = 2263.6 - 0.636 \cdot T(^{\circ}K)$$

3.4 VISCOSIDAD DE LA SAL SOLAR



Gráfica 3-Viscosidad dinámica de la "sal solar" en función de la temperatura. Gráfico construido a partir de datos experimentales [9].

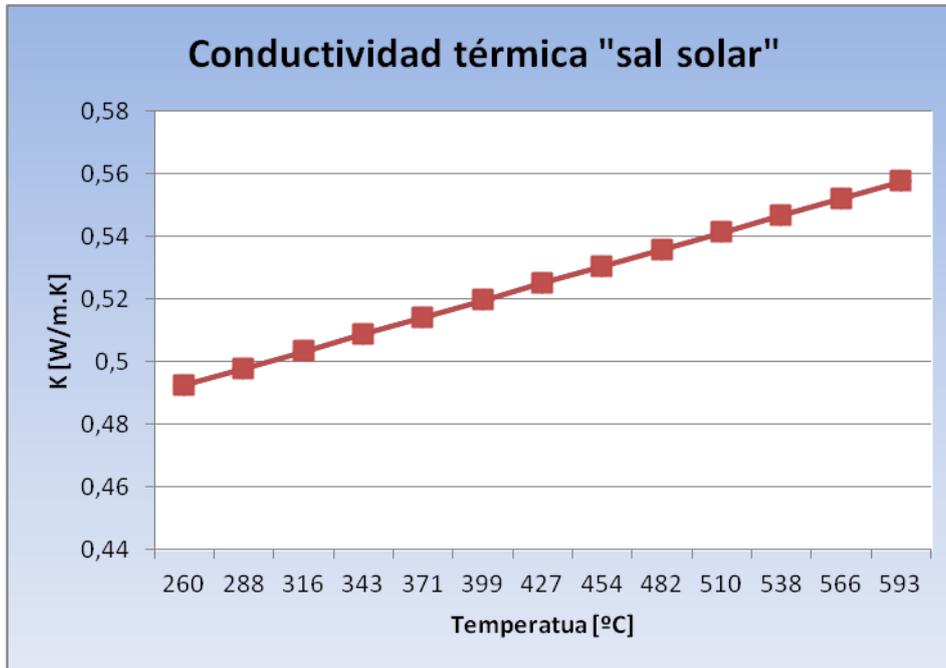
Se obtiene por aproximación, la siguiente función para la viscosidad dinámica:

$$\mu(\text{mPa} \cdot \text{s}) = 22.714 - 0.12 \cdot T_{(^{\circ}\text{C})} + 2.281 \cdot 10^{-4} \cdot T_{(^{\circ}\text{C})}^2 - 1.474 \cdot 10^{-7} \cdot T_{(^{\circ}\text{C})}^3 \quad [9]$$

Para implementar la función en FLUENT la pasamos a Pa y grados Kelvin:

$$\mu(\text{Pa} \cdot \text{s}) = 0.075474 - 2.775 \cdot 10^{-4} \cdot T_{(^{\circ}\text{K})} + 3.488 \cdot 10^{-7} \cdot T_{(^{\circ}\text{K})}^2 - 1.474 \cdot 10^{-10} \cdot T_{(^{\circ}\text{K})}^3$$

3.4 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LA SAL SOLAR



Gráfica 4-Conductividad térmica de la “sal solar” en función de la temperatura. Gráfico construido a partir de datos experimentales [9].

Se obtiene por aproximación, la siguiente función para la conductividad térmica:

$$k_{fl}(W/m \cdot ^\circ C) = 0.443 + 1.9 \cdot 10^{-4} \cdot T_{(^{\circ}C)} \quad [9]$$

Para implementar la función en FLUENT, la pasamos a grados Kelvin:

$$k_{fl}(W/m \cdot ^\circ C) = 0.391 + 1.9 \cdot 10^{-4} \cdot T_{(^{\circ}K)}$$

4 MARCO TEÓRICO: FLUJO TURBULENTO

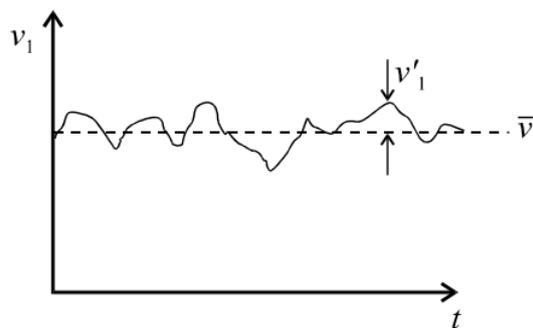
4.1 INTRODUCCIÓN AL FLUJO TURBULENTO

El origen de la turbulencia reside en pequeñas perturbaciones en el flujo; como rugosidades en las paredes, pequeñas variaciones en la densidad del fluido, vibraciones mecánicas, etc. A bajos números de Reynolds esas perturbaciones son amortiguadas por la viscosidad y el flujo permanece laminar. Sin embargo a altos números de Reynolds, cuando las fuerzas convectivas se imponen a las fuerzas viscosas, las perturbaciones se propagan y crecen hasta dar lugar a un fenómeno caótico que reconocemos como turbulencia.

El flujo turbulento es un movimiento no estacionario y no periódico de un flujo en el que todas las componentes de la velocidad, la presión y la temperatura, en caso de no ser uniforme (como es nuestro caso) fluctúan con el tiempo. Por ello conviene descomponer estas variables en 2 componentes, un valor medio y un valor fluctuante [10].

Por ejemplo si medimos una componente de la velocidad en un punto determinado de un flujo turbulento podemos obtener algo así:

$$v_1(t) = \bar{v}_1(t) + v_1'(t)$$



La raya sobre los términos indica que son promedio y un apóstrofe que son términos fluctuantes. Aplicando esta descomposición a las ecuaciones de Navier-Stokes para un flujo estacionario y promediándolas, obtenemos las ecuaciones RANS (Reynolds Average Navier-Stokes equations):

Continuidad: $\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$

Cantidad de movimiento: $u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j}$



En los flujos turbulentos se produce un fenómeno conocido como cascada de energía. En este fenómeno la energía contenida en los vórtices y torbellinos de mayor escala, se disipa en forma de torbellinos de menor escala. Este proceso continúa hasta alcanzar la escala mínima, donde la energía es finalmente disipada a través de la viscosidad, esa escala mínima es conocida como escala de Kolmogorov. La energía se disipa según la siguiente relación.

$$\eta = \left(\frac{\nu^3}{\epsilon}\right)^{1/4} \quad [10]$$

Siendo ν la viscosidad cinemática, η la escala de Kolmogorov y ϵ el ratio de disipación de energía turbulenta.

4.2 MODELO ESTÁNDAR k- ϵ

Para nuestro caso de estudio aplicaremos el modelo k- ϵ con tratamiento de pared mejorado (*Enhanced wall treatment*).

Se basa en el concepto de viscosidad de remolino, y asume que la viscosidad turbulenta está ligada a la energía cinética turbulenta y a la disipación de energía turbulenta mediante la ecuación:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

Ha sido verificado para flujos turbulentos desarrollados, a números de Reynolds altos. Es un modelo robusto, bastante económico y razonablemente aproximado para un gran rango de flujos turbulentos, por ello es muy utilizado en simulaciones de flujos industriales y con transferencia de calor. Es considerado un modelo estándar a nivel industrial.

4.3 FLUJO TURBULENTO CERCA DE LA PARED

La cercanía de una pared repercute necesariamente en un flujo turbulento. En contacto con la pared todas las componentes de la velocidad serán 0. En tanto que a pequeñas distancias de esta, la amortiguación viscosa reduce el promedio y las fluctuaciones de la componente tangencial de la velocidad.

Será útil considerar la zona del flujo donde la presencia de la pared afecta al flujo turbulento, como una región diferenciada. En la zona más externa de esta región la turbulencia aumenta rápidamente según nos alejamos, debido a los altos gradientes en la velocidad promediada.

Según la ley de pared en un tubo de radio R, la velocidad media U variará respecto a la distancia y a la pared según la siguiente expresión:

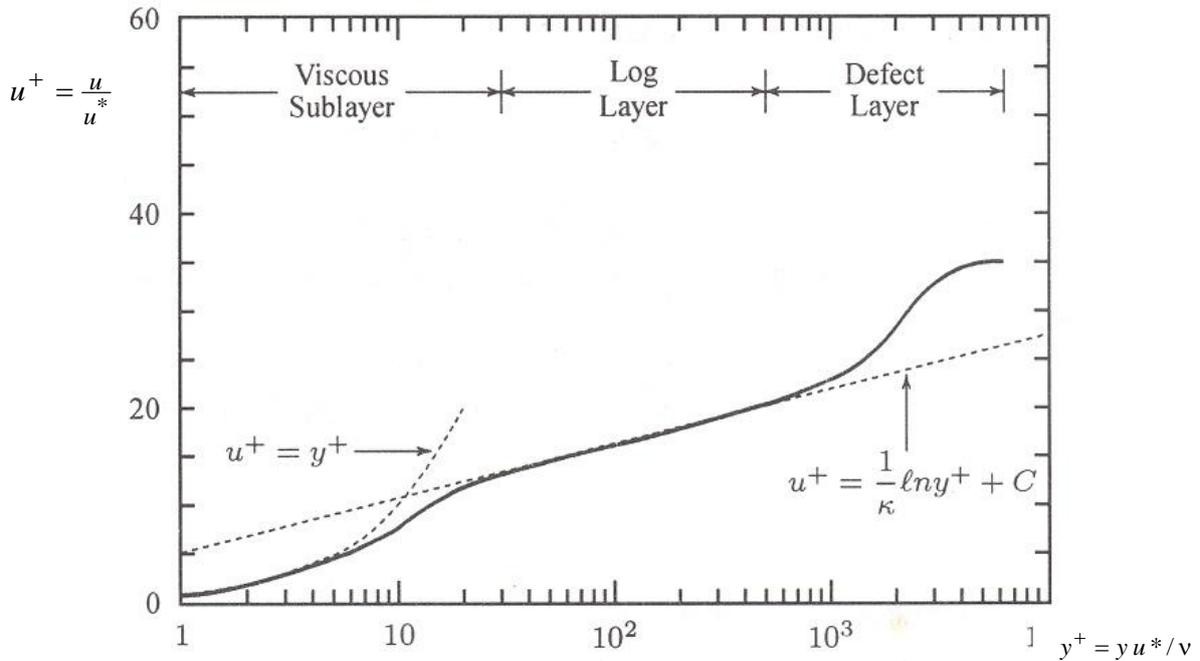
$$\frac{\partial U}{\partial y} = F(y, \delta_v, R, U_\tau)$$

Siendo la velocidad de fricción: $U_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)^{1/2}$ y el espesor de capa límite: $\delta_v = \frac{\nu}{U_\tau}$

Por análisis dimensional tenemos que:

$$\frac{\partial U}{\partial y} = \frac{U_\tau}{y} \phi \left(\frac{y}{\delta_v}, \frac{y}{R} \right)$$

Si $U^+ = U/U_\tau$ y $y^+ = y/\delta_v$, queda el siguiente gráfico donde están representadas las 3 capas.



Como puede verse en la figura 17, se pueden diferenciar varias capas cerca de la pared. Son las siguientes [10]:

- **Capa interna, laminar o viscosa ($y \ll \delta_v$):**

En esta zona muy cercana a la pared podemos despreciar los esfuerzos turbulentos frente a los viscosos.

De la expresión anterior: $\frac{\partial U}{\partial y} = \frac{U_\tau}{y} \phi \left(\frac{y}{\delta_v}, \frac{y}{R} \right)$, tenemos ahora: $\frac{\partial U}{\partial y} = \frac{U_\tau}{y} \phi \left(\frac{y}{\delta_v}, 0 \right)$

Desarrollando por Taylor nos queda: $\frac{\partial U}{\partial y} = \frac{U_\tau}{y} C \frac{y}{\delta_v} = \frac{U_\tau}{\delta_v}$

Si definimos $U^+ = U/U_\tau$ y $y^+ = y/\delta_v$, nos queda:

$$U^+ = y^+$$



- **Capa inercial o logarítmica ($y > \delta_v$):**

En esta región disminuye gradualmente la importancia de los esfuerzos viscosos frente a los turbulentos. Para $y^+ > 30$ se cumple la siguiente ecuación:

$$U^+ = \frac{1}{K} \log y^+ + B$$

Siendo k un valor experimental y B una constante experimental.

- **Capa externa ($y > \delta_v$), ($y \sim R$):**

Aquí ya la velocidad es independiente de la viscosidad y dominan los esfuerzos turbulentos. La velocidad U se rige por la siguiente expresión:

$$\frac{U_{max} - U}{U_\tau} = \frac{1}{K} \log \frac{y}{R}$$

5. PROBLEMA DE ESTUDIO

5.1 DESCRIPCIÓN DEL CASO

El receptor es un componente fundamental en las plantas termosolares de torre.

De las características del flujo en él, depende en gran medida el comportamiento de la instalación global.

El flujo de sales fundidas en los tubos del receptor central, resulta además un caso interesante desde el punto de vista fluido-dinámico.

En nuestro caso tomaremos el ejemplo de un receptor cilíndrico. Estos receptores tienen su origen en la planta *Solar One* y siguen siendo diseñados para las plantas con receptor central proyectadas y construidas en los últimos años. Esta elección no es baladí, como veremos a continuación.

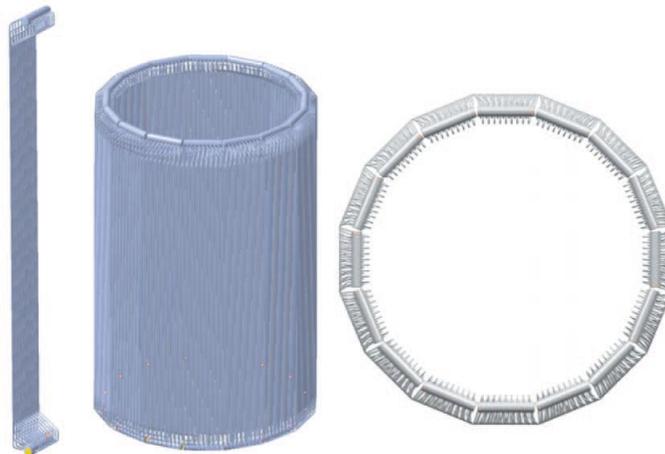


Figura 18-Eschema del receptor de la planta Solar Tres-Gemasolar [7].

El problema puede considerarse estacionario, pues los cambios en la radiación solar son muy graduales (supondremos la ausencia de nubes, que dan lugar a transitorios).

Como el diámetro exterior de los conductos es muy pequeño (20mm), comparado con la superficie total del receptor, podemos despreciar los gradientes en el eje Y (figura 19) de la distribución de radiación que llega al tubo desde los heliostatos y considerarla homogénea (q_{net}), como se aprecia en la figura 19. Por tanto, podemos suponer que la distribución de radiación que recibe la superficie de una sección de nuestro tubo, en función de la coordenada θ será: $q(\theta) = q_{net} \cdot \cos(\theta)$

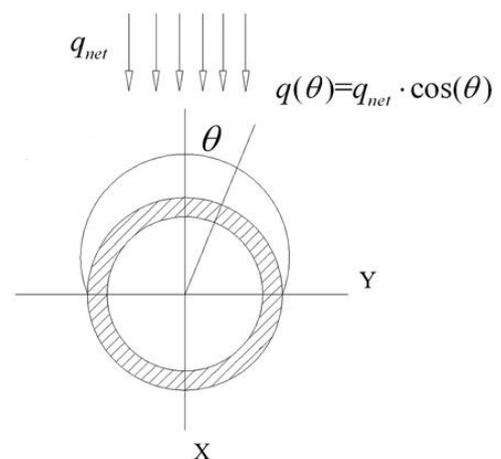


Figura 19--[15]-Esquema de la distribución de radiación en el tubo

Aplicando la simetría planar a la figura: así queda representada una sección de la geometría de nuestro problema:

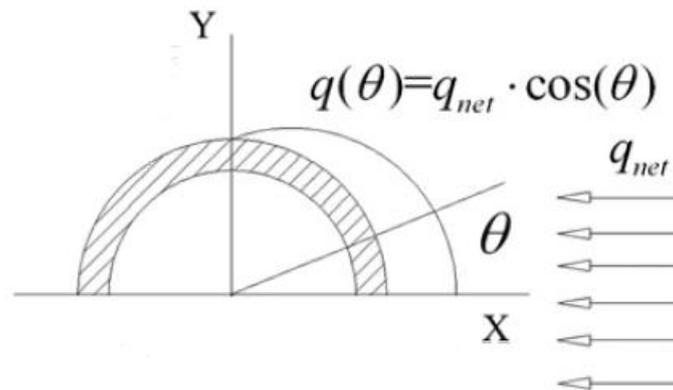


Figura 20-Esquema del problema de estudio tras aplicar la simetría planar

Como se ha explicado en un capítulo anterior sobre el funcionamiento del receptor, podemos considerar que la superficie que no recibe radiación y da al interior de la estructura del receptor (parte negativa del eje X en la figura 20), es adiabática, y así lo reflejaremos a la hora de implementar en FLUENT las condiciones de contorno.

Por tanto, en nuestro problema, media circunferencia del conducto estará sometida a un flujo de calor que varía en la dirección circunferencial además de en la longitudinal, mientras que la otra media circunferencia se considera aislada térmicamente.

El caso que finalmente se estudiará en el Ansys Fluent consistirá en un tramo de semi-tubo de 1m de longitud, con un radio exterior de 1cm y espesor de 2mm. Con las condiciones de contorno antes descritas.

En la entrada del tubo, se supondrá que el fluido tiene una temperatura de 290°C (563°K) y una velocidad de 0.5m/s.

5.2 IMPLEMENTACIÓN EN EL *WORKBENCH* DE ANSYS

5.2.1 DISEÑO DE LA MALLA

Una vez finalizada la geometría y guardado el archivo [Apéndice 1], regresamos al *Project Schematic*. Una vez hemos comprobado que el programa confirma la ausencia de errores en la geometría, abriremos la siguiente pestaña: *Mesh*, que abrirá la aplicación *Meshing* de *Ansys*.

Una vez abierta la aplicación comprobamos que los apartados: *Geometry*, *Coordinate systems* y *connections* han sido validados. Hecho esto para diseñar y generar la malla pasamos al apartado *Mesh* que figura en el *Outline*.

Al diseñar la malla, conviene seleccionar de entre los tipos de malla posibles, aquel que vaya a facilitar el cálculo del problema y tenga una uniformidad tal que el cálculo posterior se lleve a cabo de la forma más homogénea posible.

Tras el análisis de distintas posibilidades [Apendice 1] se obtiene la siguiente malla:

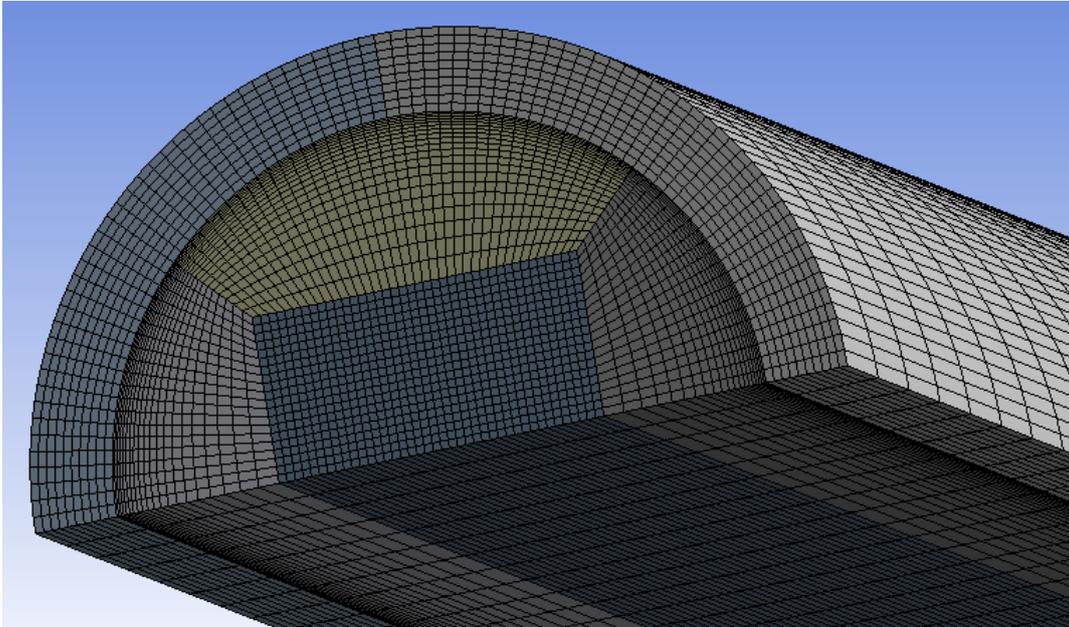


Figura 21-Captura de la malla empleada en el estudio

Antes de guardar y cerrar la aplicación de mallado conviene nombrar las superficies exteriores para facilitarnos luego la labor de establecer las condiciones de contorno. Hacemos esto seleccionándolas y con el botón derecho del ratón creamos una *Named selection* para cada superficie exterior.



6. IMPLEMENTACIÓN EN FLUENT

Comprobamos en el *Project Schematic* del *Workbench* de ANSYS que el programa verifica la ausencia de errores en el mallado.

Pasamos por lo tanto a seleccionar el siguiente apartado, *setup*, con el que abrimos el programa FLUENT.

6.1 MODELO

Comenzamos activando la ecuación de la energía, ya que nuestra simulación involucrará en sus cálculos la temperatura. Esto lo hacemos seleccionando *Problem setup* → *Models* → *Energy On*. También elegimos el modelo k-epsilon, con las opciones *standard* y *Enhanced Wall Treatment*. Dejamos como constantes del modelo las que aparecen por defecto.

6.2 MATERIALES

Para definir el material del fluido crearemos un nuevo material al que llamaremos “Sal solar”. Para establecer sus propiedades FLUENT nos permite introducir las funciones anteriormente presentadas en forma ecuaciones polinómicas en función de la temperatura. Hacemos esto para la densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad dinámica.

$$Cp(J/kg \cdot ^\circ K) = 1396 + 0.172 \cdot T(^{\circ}K)$$

$$\rho(kg/m^3) = 2263.6 - 0.636 \cdot T(^{\circ}K)$$

$$\mu(Pa \cdot s) = 0.075474 - 2.775 \cdot 10^{-4} \cdot T(^{\circ}K) + 3.488 \cdot 10^{-7} \cdot T(^{\circ}K)^2 - 1.474 \cdot 10^{-10} \cdot T(^{\circ}K)^3$$

$$k_{fl}(W/m \cdot ^\circ C) = 0.391 + 1.9 \cdot 10^{-4} \cdot T(^{\circ}K)$$

En cuanto al material que compone la parte sólida, se utilizará la aleación de base Níquel 625, frecuentemente utilizada en receptores y cuya composición en porcentajes es:

	Al	Si	Ti	Cr	Fe	Co	Ni	Nb	Mo
625	<0.4	<0.4	<0.4	21–23	<3	<1.0	Bal.	3.2–3.8	8–10

Figura 22-Composición de la aleación Níquel 625. [7]

Las propiedades físicas que necesitamos para implementarlas en FLUENT son las siguientes:

Densidad=8840kg/m³

Conductividad térmica=16.3W/m.K

Calor específico=505J/Kg.K



En el apartado *Cell zone conditions*, nos aseguraremos de que cada uno de los 6 sub-volúmenes creados está clasificado como fluido o sólido, según le corresponda.

6.3 CONDICIONES DE CONTORNO

Al seleccionar *Boundary Conditions* nos aparece un panel con todas las zonas existentes en nuestro modelo, (conviene haber nombrado todas las superficies en la etapa de mallado para tenerlas bien localizadas).

Marcaremos cada una de las zonas según su tipo correspondiente: Pared, pared de simetría, interior de un volumen, *velocity inlet* etc. Y editaremos cada una de ellas para establecer las condiciones de contorno de nuestro caso.

- **Paredes exteriores del sólido:** Hemos definido 2, la fría y la caliente, con una circunferencia de 90° cada una. Para la fría especificamos en la pestaña *Thermal* un flujo de calor de 0, ya que se puede considerar adiabática como se ha explicado en la descripción del caso. En la pared caliente definimos la distribución del flujo de calor recibido mediante una UDF (*User Defined Function*), [Apendice 2].
- **Volúmenes interiores:** Normalmente aparecerán marcados por defecto como “interiores”, pero conviene asegurarse de ello.
- **Entradas y salidas del fluido:** Marcamos las entradas como *velocity inlet*, especificando la velocidad 0.5 m/s y a una temperatura de 563°K (290°C). Las salidas las marcamos como *pressure outlet*, dejando la *gauge pressure*, con un valor de 0.
- **Simetrías:** Marcamos como simetrías las 5 superficies del fluido y del sólido que marcan el plano de simetría.
- **Paredes Fluido-sólido:** Al haber unificado en una única parte todos los sub-volúmenes cuando se generó la geometría ahora esta interfase nos aparece como una única pared en lugar de cómo dos. Bastará con marcarlas como “pared” y al editarlas marcar la opción *Coupled* en la pestaña *Thermal*.

6.3.1 Condiciones de contorno en los cortes del sólido a la entrada y salida del tubo

En un primer intento, se definieron estas superficies con una aproximación de flujo de calor igual a 0 (Caso A). Más tarde se comprobaría que realizar esta aproximación lleva a la aparición de anomalías cerca de la entrada.

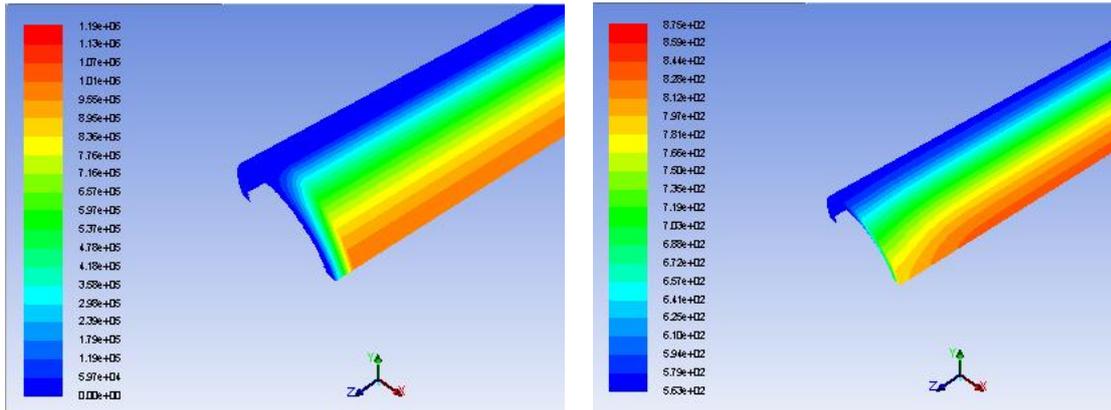


Figura 23-Anomalía a la entrada para el caso A.

La discontinuidad en el flujo de calor (captura izquierda) entre la pared exterior y el corte a la entrada repercute en la distribución de temperatura (captura derecha) del tubo y aparece una anomalía en la distribución de temperatura.

Se probó después con la condición de contorno a la entrada de temperatura constante a 563K (Caso B), (que también es la temperatura de entrada del fluido). Sin embargo, aunque la anomalía en la temperatura cambia, seguirá generando las mismas irregularidades en las mediciones a la entrada.

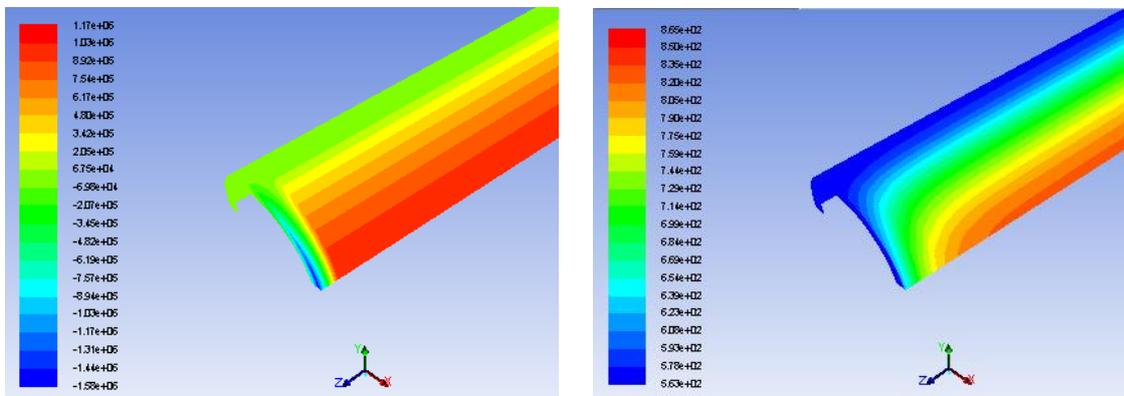


Figura 24-Anomalía a la entrada para el caso B.

Se pasó por tanto a implementar una distribución de temperatura acorde con lo observado en zonas del tubo alejadas de la entrada y la salida (Caso C). Esta distribución de temperatura se ha definido mediante una UDF a la entrada [Apéndice 3].

Comprobamos que tras implementar la UDF sigue habiendo una anomalía en la distribución de calor. Sin embargo, sí que apreciamos una mejora en la distribución de temperatura, gracias a haberla fijado en el corte de entrada.

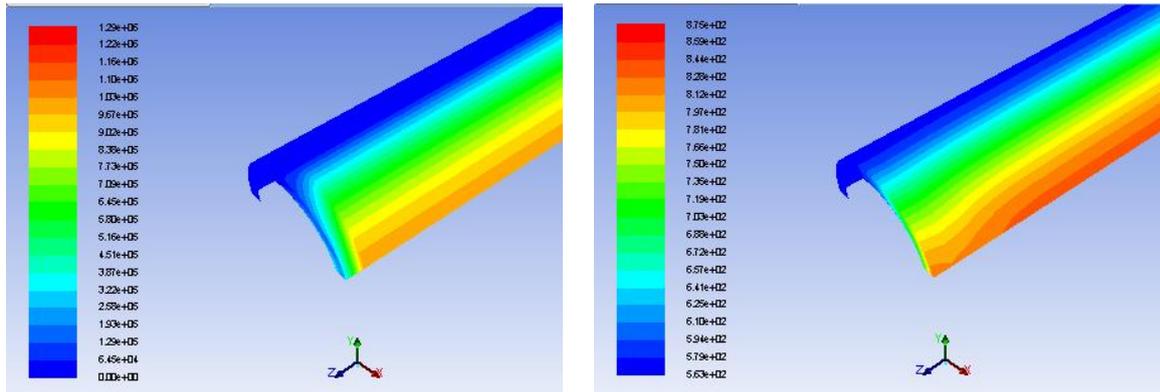


Figura 25-Anomalía a la entrada para el caso C.

Es apreciable que a pesar de que tenemos anomalías en la distribución de calor en todos los casos (al parecer Fluent no trabaja bien con discontinuidades en algunas situaciones), el efecto que tiene esto en la temperatura no se propaga más allá del orden de un diámetro de tubo en la dirección longitudinal z. Por ello en nuestro análisis bastará con evitar los extremos del tubo a la hora de valorar los resultados.

Sea como sea para nuestro análisis utilizaremos la distribución de temperatura en el corte de entrada definida mediante UDF, ya que es la que menos repercute en la temperatura.

Esto no será necesario en el corte de salida, ya que en esta región la anomalía en la temperatura es prácticamente inapreciable. En esta zona simplificaremos la condición de contorno estableciendo un flujo de calor igual a 0.

6.4 CONVERGENCIA DE LA SOLUCIÓN

La solución converge tras 614 iteraciones

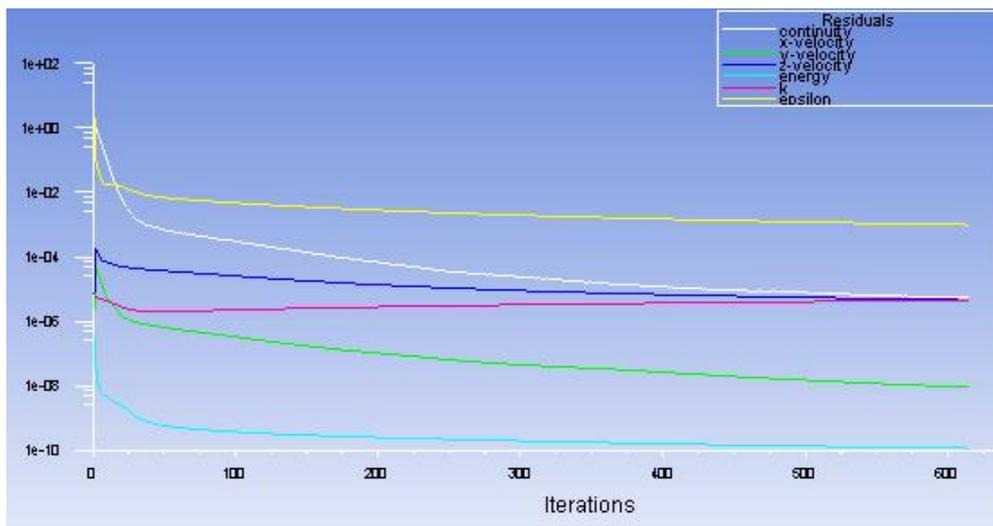


Figura 26-Captura del proceso de iteración hasta la convergencia de la solución.

```
! 614 solution is converged
614 5.5468e-06 9.2727e-09 9.0906e-09 4.6457e-06 1.1624e-10 4.5927e-06 9.9980e-04 1:38:37 352
```

7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

7.1 TEMPERATURA

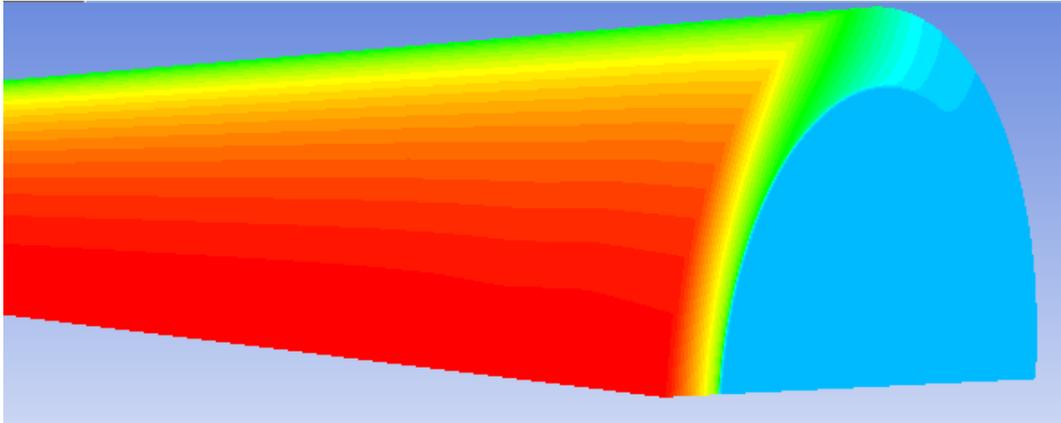


Figura 27-Captura de la región de salida del tubo

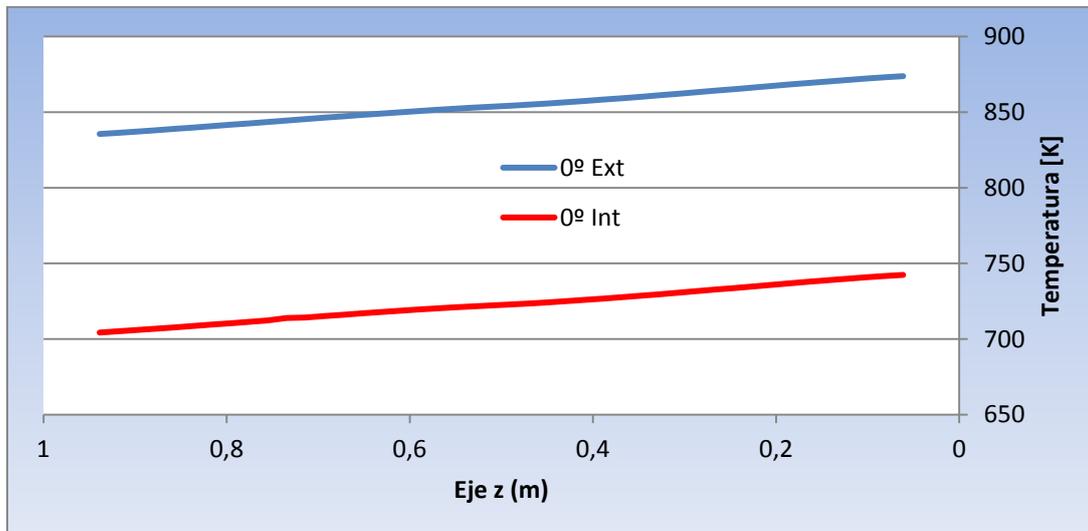
7.1.1 PERFILES DE TEMPERATURA EN LAS PAREDES EXTERIOR E INTERIOR DE TUBO

Se mostrará el perfil de temperaturas en las paredes del tubo para distintos valores de θ .

NOTA I: Como se ha explicado en el apartado 6.3.1, debido a las anomalías conviene excluir del análisis las entradas y salidas del tubo. Por ello en lugar de graficar para $z \in [0,1]$, se hará para $z \in [0.05, 0.95]$.

NOTA II: Conviene señalar que la entrada está en $z=1\text{m}$ y la salida en $z=0\text{m}$.

- $\theta=0^\circ$



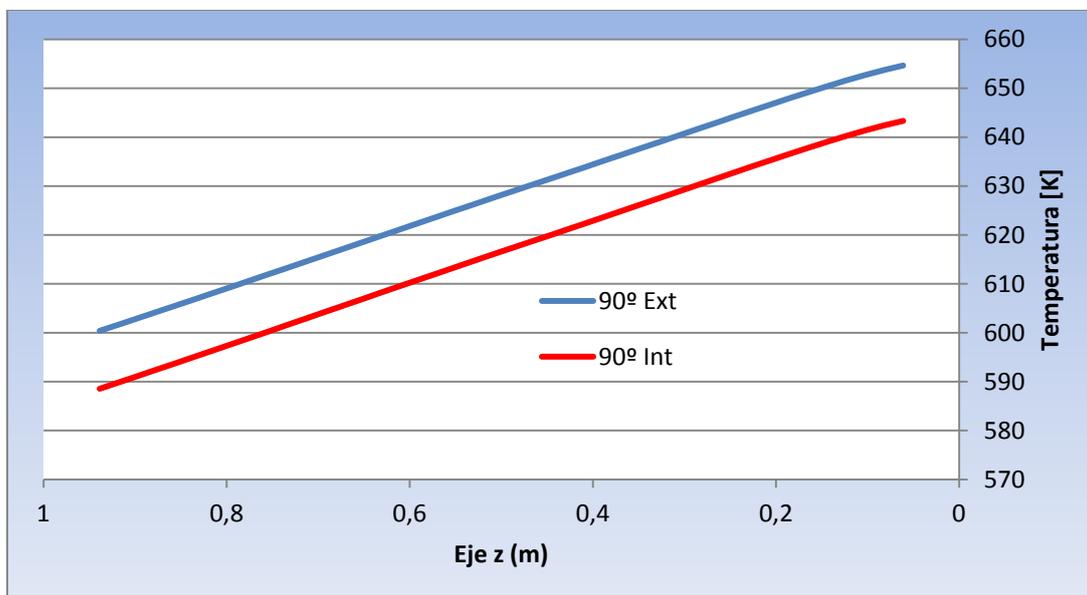
Gráfica 5-Comparación de los perfiles de temperaturas para $\theta=0^\circ$, en el exterior e interior del tubo y según la dirección del eje z.

Se puede observar que la variación de temperaturas es lineal con el eje z. Además, como es lógico, la parte interior del tubo, en contacto con las sales fundidas tiene una temperatura inferior a la de la parte exterior.

Se observa también que la diferencia de temperaturas entre la pared exterior y la pared interior del tubo permanece constante a lo largo de la dirección z, esto por otra parte no es de extrañar, ya que hemos impuesto un flujo de calor constante en la dirección z del tubo, que requerirá de una diferencia de temperaturas constante para ser posible.

Es de esperar que en la realidad, donde intervienen las pérdidas en la pared exterior del tubo, estas diferencias de temperatura entre el exterior y el interior no fuesen constantes, ya que las mayores pérdidas en las regiones más calientes restarían potencia a la transmisión de calor en esas mismas regiones. Esto produciría curvas ligeramente cóncavas en lugar de lineales.

- **$\theta=90^\circ$**

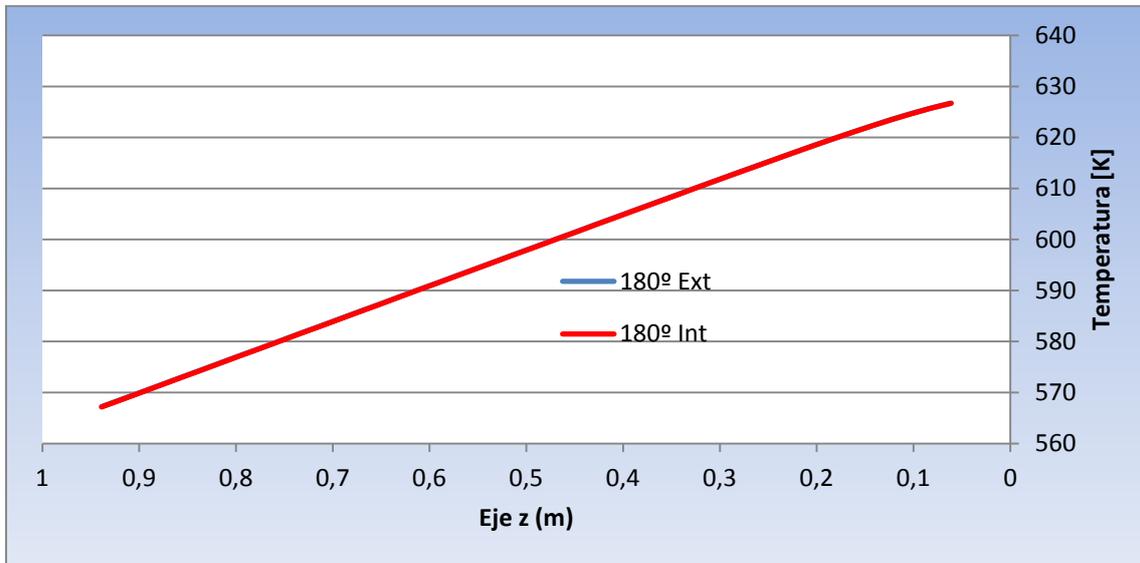


Gráfica 6-Comparación de los perfiles de temperaturas para $\theta=90^\circ$, en el exterior e interior del tubo y según la dirección del eje z.

Al igual que en el apartado anterior las temperaturas son lineales con la dirección z por las mismas razones. Sin embargo se observa una reducción en las diferencias de temperatura entre exterior e interior. Esto es achacable a la menor transmisión de calor que hay en la región $\theta=90^\circ$.

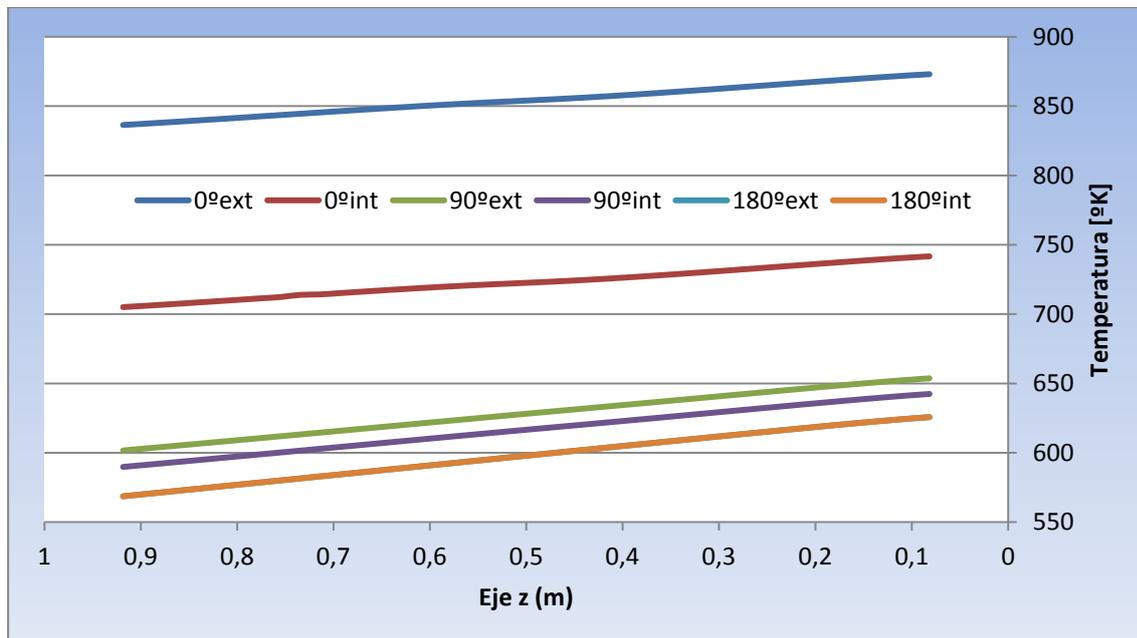


- $\theta=180^\circ$



Gráfica 7- Comparación de los perfiles de temperaturas para $\theta=180^\circ$, en el exterior e interior del tubo y según la dirección del eje z.

En la región $\theta=180^\circ$ se mantiene la linealidad en la temperatura, sin embargo la diferencia de temperaturas entre la pared exterior y la interior se reduce hasta prácticamente desaparecer.



Gráfica 8-Comparación de los perfiles de temperatura exterior e interior del tubo para $\theta=0^\circ$, $\theta=90^\circ$ y $\theta=180^\circ$, según la dirección del eje z.

Como era previsible, observamos que disminuyen las temperaturas según nos alejamos desde $\theta=0^\circ$ hasta $\theta=180^\circ$. Además las diferencias de temperatura entre las paredes interior y exterior también se reducen hasta prácticamente desaparecer en $\theta=180^\circ$, la región diametralmente opuesta a $\theta=0^\circ$, la región que recibe la máxima cantidad de radiación.

7.1.2 DISTRIBUCIONES DE TEMPERATURA EN EL TUBO

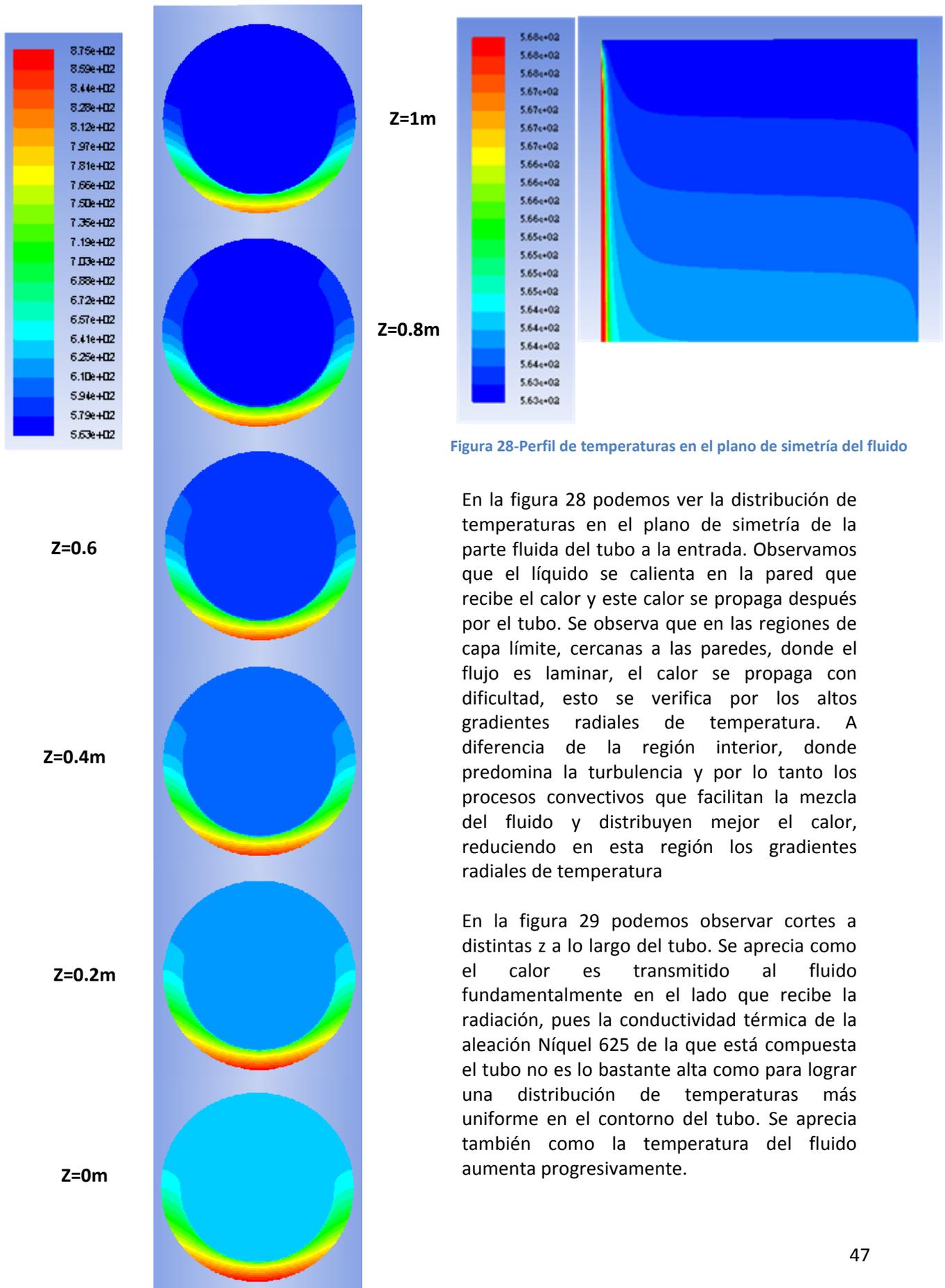


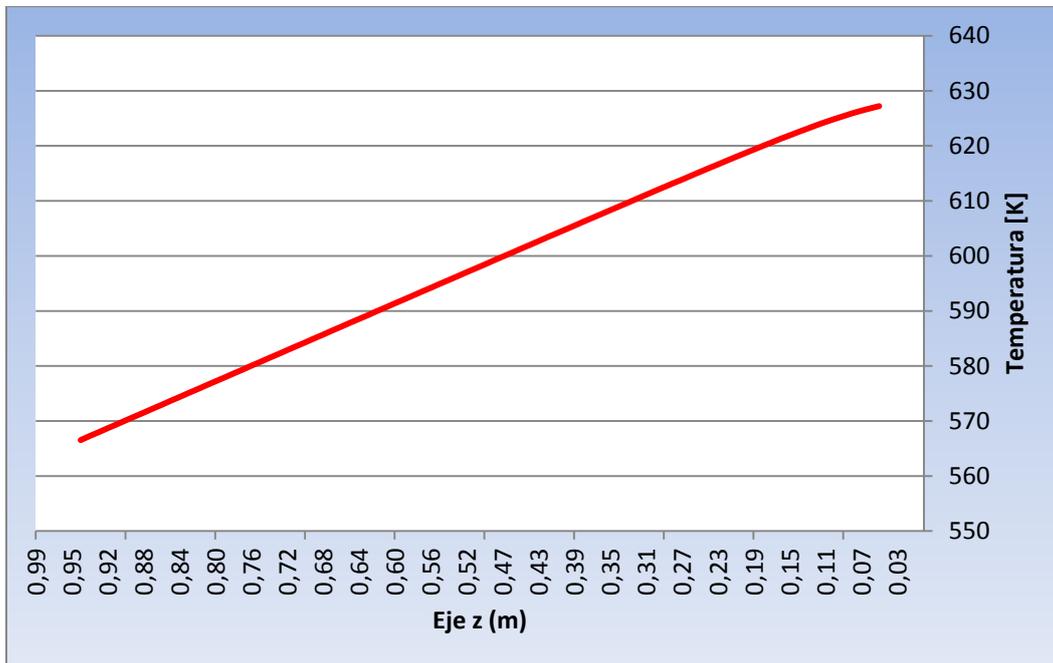
Figura 28-Perfil de temperaturas en el plano de simetría del fluido

En la figura 28 podemos ver la distribución de temperaturas en el plano de simetría de la parte fluida del tubo a la entrada. Observamos que el líquido se calienta en la pared que recibe el calor y este calor se propaga después por el tubo. Se observa que en las regiones de capa límite, cercanas a las paredes, donde el flujo es laminar, el calor se propaga con dificultad, esto se verifica por los altos gradientes radiales de temperatura. A diferencia de la región interior, donde predomina la turbulencia y por lo tanto los procesos convectivos que facilitan la mezcla del fluido y distribuyen mejor el calor, reduciendo en esta región los gradientes radiales de temperatura

En la figura 29 podemos observar cortes a distintas z a lo largo del tubo. Se aprecia como el calor es transmitido al fluido fundamentalmente en el lado que recibe la radiación, pues la conductividad térmica de la aleación Níquel 625 de la que está compuesta el tubo no es lo bastante alta como para lograr una distribución de temperaturas más uniforme en el contorno del tubo. Se aprecia también como la temperatura del fluido aumenta progresivamente.

Figura 29-Secciones del tubo

7.1.3 PERFIL DE TEMPERATURA EN EL CENTRO DEL TUBO (SALES FUNDIDAS)



Gráfica 9-Perfil de temperatura de las sales fundidas sobre el eje z

Al igual que en apartados anteriores se aprecia la linealidad en el aumento de temperatura de las sales fundidas. Es notable la similitud que existe entre la temperatura de las sales fundidas y la temperatura en el extremo $\theta=180^\circ$ del tubo como se aprecia en la gráfica 7, prácticamente igual a esta. En la figura 29 se puede apreciar incluso mejor este efecto que comentamos.

7.2 VELOCIDADES

7.2.1 DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDADES A LA ENTRADA DEL TUBO

En la región de entrada del tubo se produce una transición desde una velocidad constante de 0.5m/s fijada en las condiciones de contorno hasta un perfil de velocidades característico del flujo turbulento en un tubo.

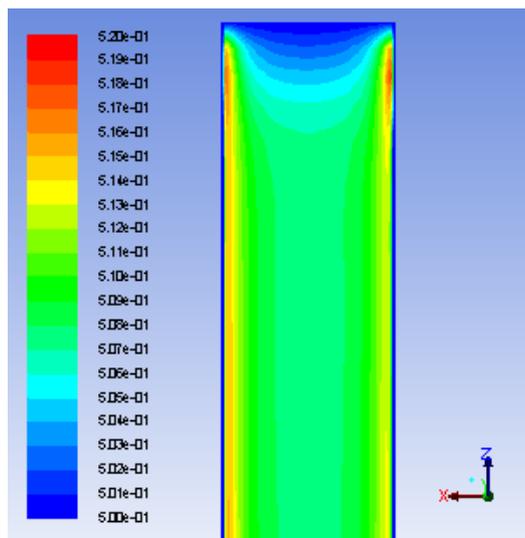
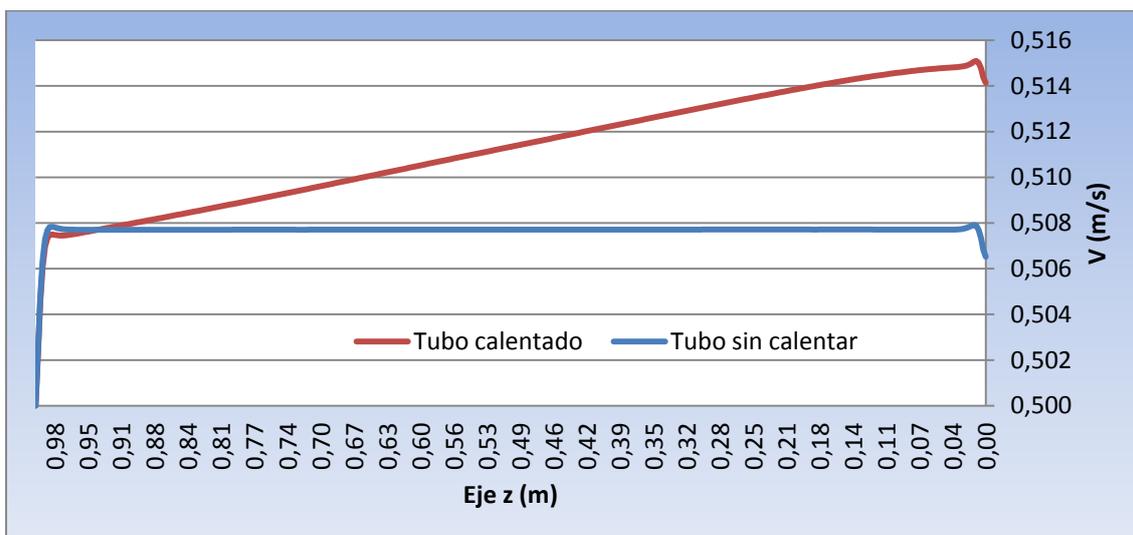


Figura 30-Captura de la distribución de velocidades en la región de entrada del tubo. (Notar que el rango de representación va de 0.5m/s a 0.52m/s)

7.2.2 PERFIL DE VELOCIDAD A LO LARGO DEL EJE CENTRAL DEL CONDUCTO



Gráfica 10-Comparación de las velocidades para un tubo calentado y otro sin calentar a lo largo del eje del tubo.

Como era previsible, debido a la variación de densidad de las sales fundidas con la temperatura y por conservación del gasto másico, se observa que la velocidad del fluido a lo largo del eje central del tubo aumenta progresivamente en nuestro caso, en el que las sales fundidas se calientan de forma lineal, como hemos visto anteriormente.

Aunque el aumento de velocidades debido a la disminución de la densidad, para nuestro caso de un tubo de 1m de longitud, pueda estar cerca de ser insignificante, habrá que tenerlo en cuenta a la hora de realizar cálculos para instalaciones reales como se verá a continuación:

Teniendo en cuenta la ecuación expuesta en el apartado 3.3:

$$\rho(kg/m^3) = 2090 - 0.636 \cdot T_{(c)}$$

En un receptor real las sales entran a 290°C y salen a 565°C, por tanto:

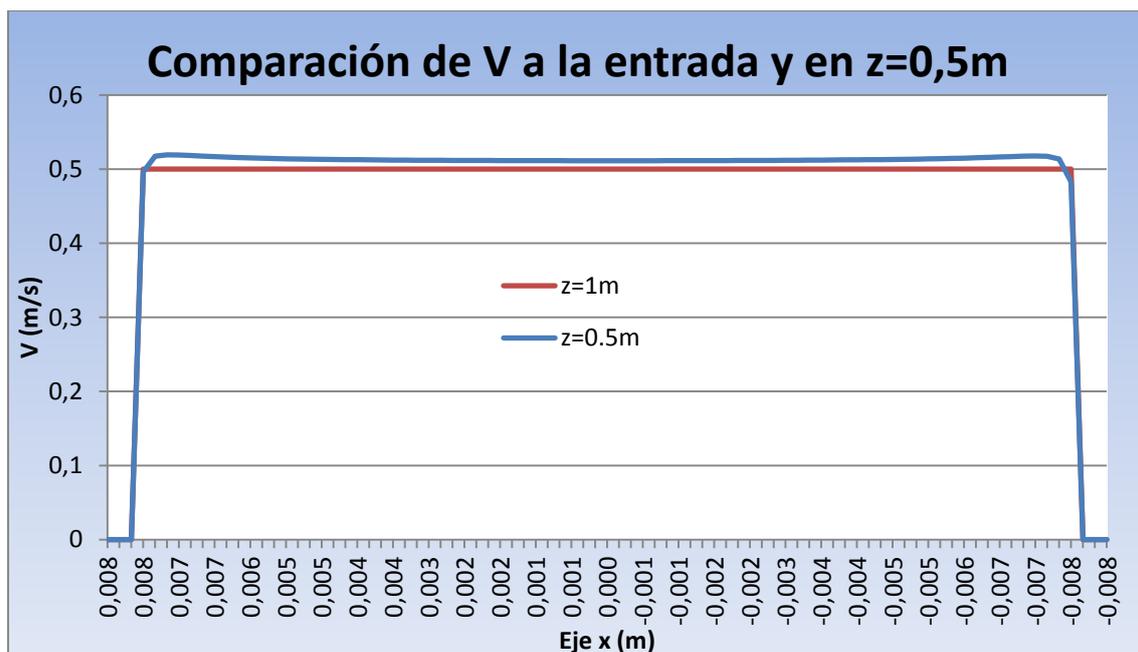
$$\rho_e = 1905.56(kg/m^3) \quad \rho_s = 1730.66(kg/m^3)$$

Y sabiendo por la ecuación de continuidad que: $V_e \cdot \rho_e = V_s \cdot \rho_s \rightarrow V_s = 1.101 \cdot V_e$

El aumento de la velocidad en un receptor central actual rondará el 10%.

7.2.3 PERFIL DE VELOCIDADES A LA ENTRADA Y EN UN PUNTO MEDIO DEL TUBO

A continuación se comparan el perfil de velocidad a la entrada del conducto y en $z=0.5$. Elegimos este plano porque es equidistante a la entrada y a la salida y es donde menos se verá afectada la velocidad por las transiciones a la salida y a la entrada del tubo.

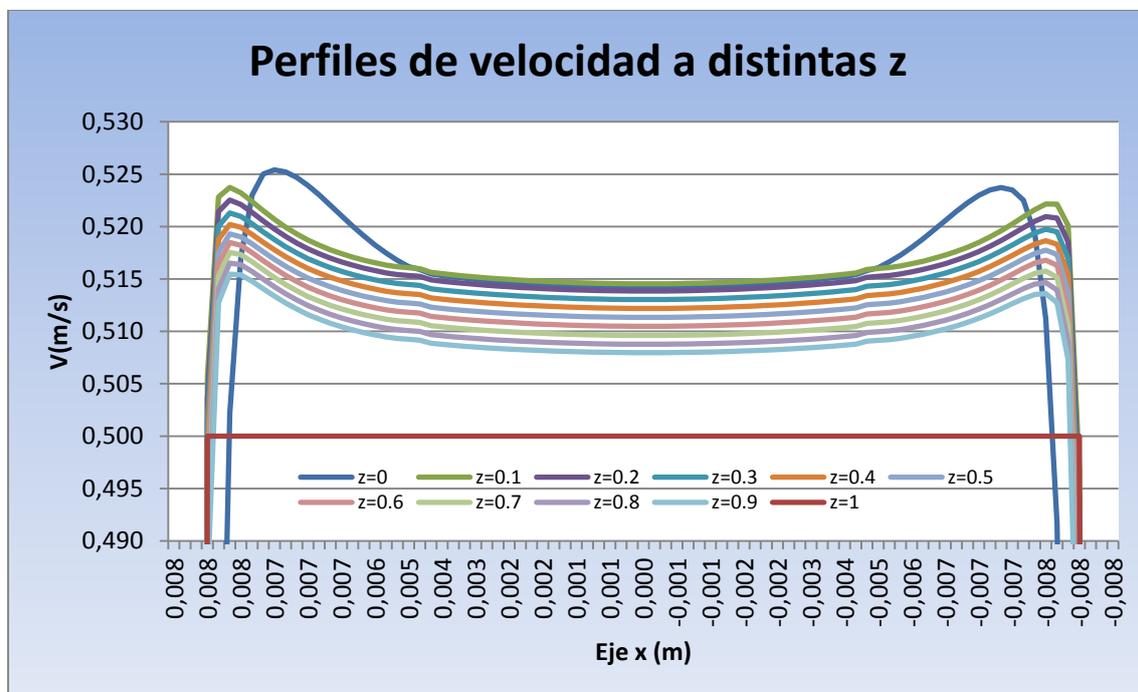


Gráfica 11-Comparación de los perfiles de velocidad a la entrada (z=1m) y en z=0.5m

En la gráfica 11 podemos observar como a la entrada queda reflejada la velocidad constante que hemos impuesto de 0.5m/s. Una vez el flujo se aleja de la entrada (tomamos $z=0.5\text{m}$), al perfil de velocidad le suceden varias cosas: La velocidad en regiones cercanas a la pared tiende a 0m/s mientras que aumenta levemente en la región interior para compensarlo. Además la velocidad habrá aumentado levemente en todo el perfil debido al aumento de temperatura del fluido y consecuente disminución de su densidad, como hemos visto en la gráfica 10.

7.2.4 PERFILES DE VELOCIDAD SOBRE DIFERENTES SECCIONES DEL TUBO

Por lo visto anteriormente, resulta interesante analizar de forma más detallada la evolución de la velocidad a lo largo del tubo y cómo influye el progresivo calentamiento de la sal fundida. Es conveniente volver a recordar que la entrada está situada en $z=1\text{m}$ y la salida en $z=0\text{m}$.

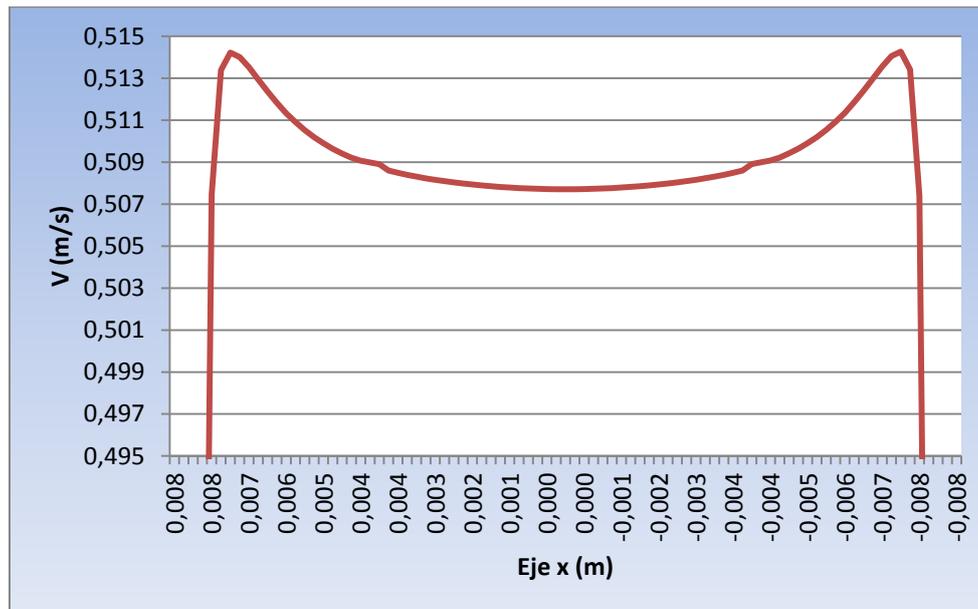


Gráfica 12-Comparación de los perfiles de velocidad para distintas z.

En el anterior gráfico se pueden observar varios comportamientos:

- El primero y más evidente es el aumento progresivo de la velocidad según la sal fundida avanza a lo largo del tubo, como hemos explicado anteriormente.
- El segundo es que los perfiles a la entrada ($z=1\text{m}$) y a la salida ($z=0\text{m}$), están completamente desligados del patrón general del resto del tubo debido a las regiones de transición de entrada y salida.

- El tercero es que se observan velocidades ligeramente superiores en la parte positiva del eje x, que es la que está en contacto con la pared caliente del tubo. Es de suponer que esto es debido al calentamiento mayor de la sal fundida en esa región, viéndose afectada la densidad. Estaríamos por tanto ante un fenómeno análogo al observado en el apartado anterior pero a menor escala. Para reforzar esta hipótesis y asegurarnos de que no se trata de un error en la simulación, comprobamos que en el mismo tubo, sin calentamiento y para un plano $z=0.5$, el perfil de velocidades sería totalmente simétrico, como se observa gráfica 13.



Gráfica 13- Perfil de velocidades en $z=0.5m$ para un tubo sin calentamiento

8. ESTUDIO DE LA MALLA

Con la finalidad de asegurarnos de que el mallado empleado ha dado lugar a unos resultados lo bastante aproximados a la realidad, conviene comparar los resultados para distintas mallas. Las 3 mallas que emplearemos serán las siguientes:

Nota: El número de celdas a lo largo del eje longitudinal es igual en las 3 mallas.

Tenemos la mallA, que hemos usado desde el principio para obtener los resultados del estudio, estructurada de la siguiente forma y con 1.319.691 nodos.

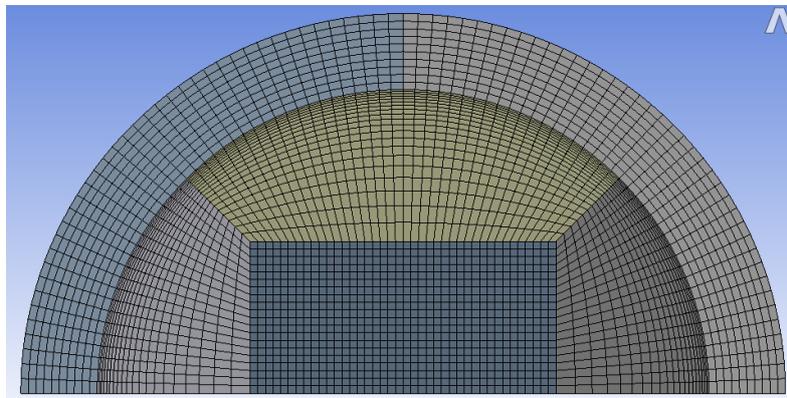


Figura 31-Vista frontal de la Malla A

A continuación probamos con una malla a la que llamaremos mallB, estructurada de igual forma pero con mayor resolución, además se ha incorporado un nuevo refinado en la región interior de la parte sólida del tubo. De este modo la nueva malla contiene 2.354.271 nodos.

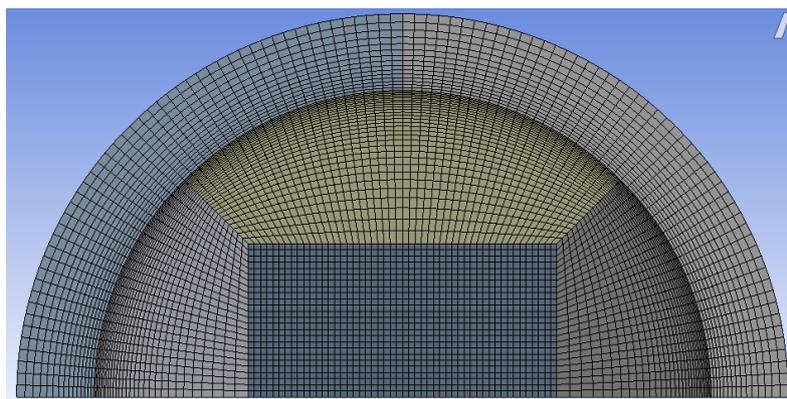


Figura 32-Vista frontal de la Malla B

Esta última malla (mallC) que probaremos no está estructurada en la región del fluido y contiene 676.888 nodos.

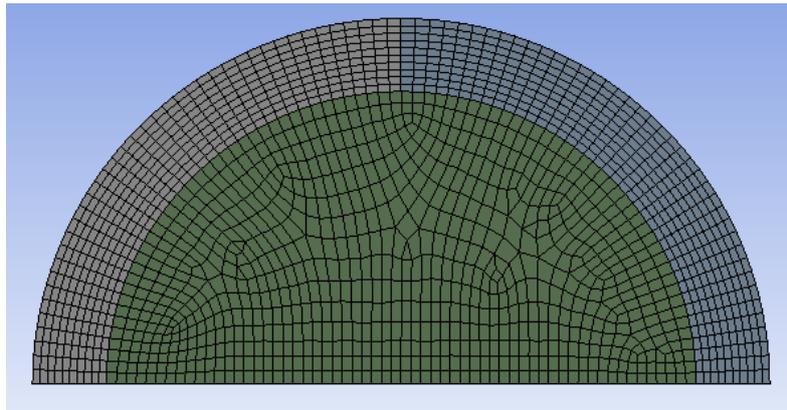
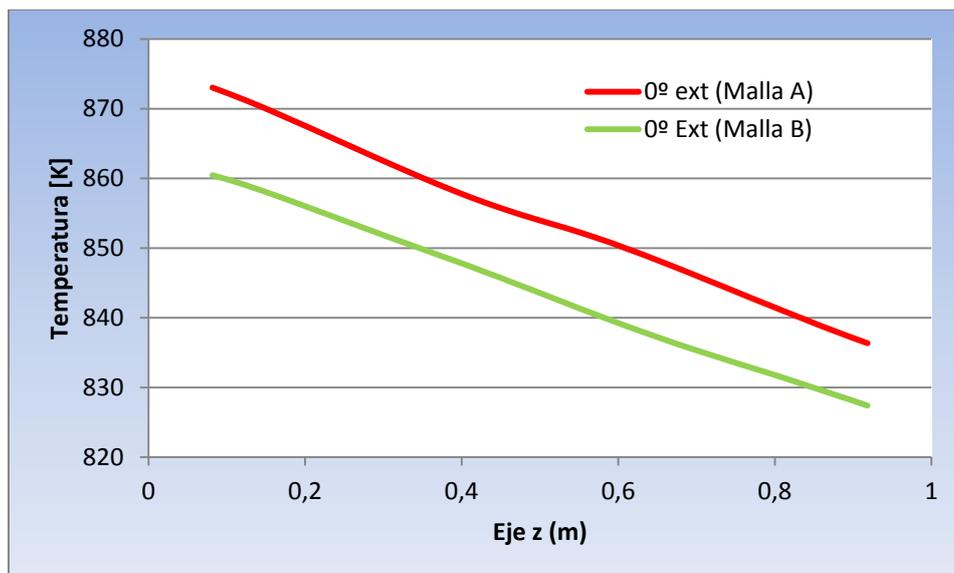


Figura 33-Vista frontal de la malla C

Los residuos de esta última malla no convergen, por lo que no la utilizaremos en el análisis.

A continuación comparamos los perfiles de temperatura para las mallas A y B en la dirección z, en el exterior del tubo para $\theta=0^\circ$.

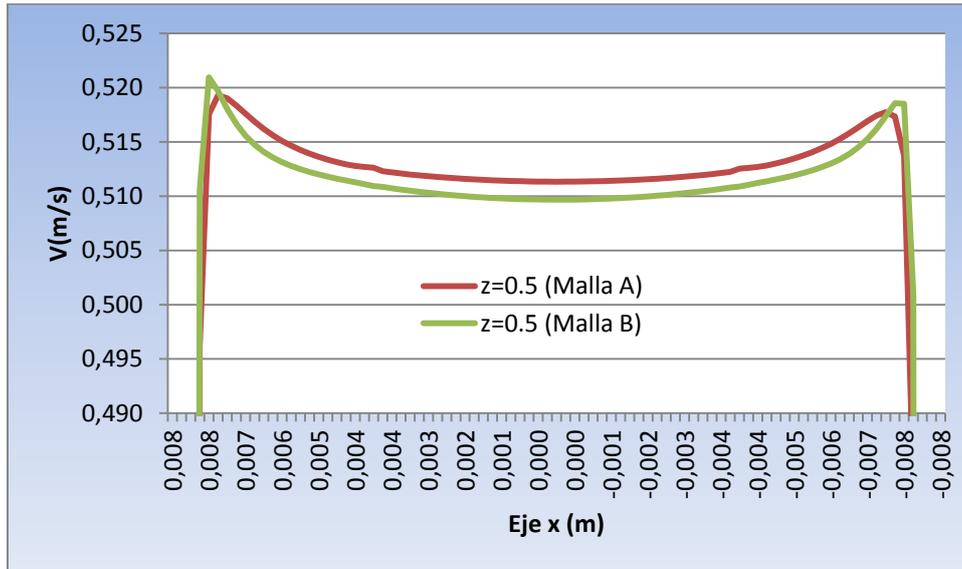


Gráfica 14-Comparación de los perfiles de temperatura en $\theta=0^\circ$, en el exterior del tubo, en la dirección z, para las mallas A y B.

Se observa que las temperaturas máximas alcanzadas en el tubo son inferiores en la malla B, que tiene mayor resolución. Las temperaturas en la malla A son hasta un 1.4% superiores a las obtenidas en la simulación con la malla B. Esto sitúa el error máximo alcanzado en el 1.4%.

Es por tanto razonable que también el perfil de velocidades en esta malla B sea sensiblemente inferior al de la malla A, como muestra la gráfica 15.

Esto se explica como ya hemos visto anteriormente con la disminución de la densidad atribuible al aumento de la temperatura, como se ve en la anterior gráfica 10 para el tubo calentado del estudio.



Gráfica 15-Comparación de los perfiles de velocidad en z=0.5m para las mallas A y B



9. CONCLUSIONES

A la hora de generar una malla tridimensional con millones de nodos, conviene estructurar la malla todo lo posible e intentar que para volúmenes regulares las celdas también se distribuyan de forma regular. El *Design Modeler* y el *Meshing* del *Workbench* de Ansys son herramientas muy adecuadas para realizar esa labor. Durante la realización de este trabajo se ha podido comprobar tras múltiples ensayos que las mallas no estructuradas difícilmente alcanzan a converger y aquellas que aunque estructuradas, no cuenten con un número lo suficiente grande de nodos, darán lugar a errores en los resultados.

Para generar el mallado que requería el caso de estudio, ha sido muy útil la subdivisión de la geometría en volúmenes que podrán ser mallados de forma casi independiente. De esta forma se ha logrado un mallado de gran calidad.

El objetivo principal del problema era estudiar el flujo de sales fundidas en el interior del tubo para ver cómo se comporta bajo las condiciones más duras de radiación existentes en un receptor solar.

Para ello se ha supuesto que la radiación que llegaba hasta el tubo era de $1\text{Mw}/\text{m}^2$.

En este estudio no se han tenido en cuenta las pérdidas (todo la radiación que alcanzaba la superficie del tubo es absorbida) por la dificultad que entraña predecirlas de forma no experimental; sin embargo resultaría interesante que en futuros estudios se realizasen simulaciones teniendo en cuenta las pérdidas, al menos de forma aproximada, y así obtener datos más precisos.

Una novedad que ha introducido este proyecto respecto otros estudios (véase [15]) ha sido la implementación en Fluent de las propiedades físicas de las sales fundidas en función de la temperatura, en lugar de introducirlas como magnitudes constantes. Esto se ha hecho porque se ha considerado que podría resultar significativo en un problema con tan grandes variaciones de temperatura. Como así ha sucedido en el caso de la velocidad.

De entre las complicaciones acaecidas durante la realización del proyecto, además de la de la dificultad para obtener una malla útil, destaca el problema que se planteaba a la hora de establecer unas condiciones de contorno para los cortes de las partes sólidas de la tubería a la entrada y a la salida del fluido. El origen del problema es aparentemente que Fluent no tolera bien las discontinuidades en la distribución del flujo de calor en sus superficies, aunque es posible que haya alguna forma de corregir esto. Se ha tratado de superar este escollo implementando UDF's en estos cortes, sin embargo seguía apareciendo distorsión en la temperatura en la región de entrada principalmente. Finalmente se ha optado por llevar a cabo el análisis de todos los resultados en el rango [0.05, 0.95], para evitar las anomalías en esas regiones. De esta forma se evitaba en parte la región de entrada donde las velocidades pasaban de un flujo constante a uno turbulento.

Cabe destacar de entre los resultados obtenidos la linealidad de los perfiles de temperatura obtenidos respecto del eje longitudinal del tubo, así como el aumento lineal de la velocidad del fluido según se calienta al avanzar por el tubo. Resulta interesante la imagen de la figura 28 donde se aprecia cómo se transmite el calor a todo el fluido del tubo mediante la turbulencia desde la pared caliente. La figura 29 también es destacable porque se aprecia como a diferencia de otras imágenes de los cortes de tubos de receptores centrales de otros estudios (véase [15] y [7]), la temperatura en nuestro caso se mantiene bastante homogénea en toda la región fluida del corte (salvo las zonas de capa límite); a diferencia de estos estudios donde se aprecian diferencias de decenas de grados.

Finalmente resulta significativa la valoración de la gráfica 12, donde se observa que el flujo es ligeramente más rápido cerca de la pared calentada, a causa de las variaciones de la densidad con la temperatura.

Apéndice 1

Para resolver el problema utilizaremos el programa Fluent en el *Workbench* de Ansys, para ello arrastramos el icono correspondiente en *Analysis Systems* hacia el espacio en blanco reservado para el *Project Schematic*. Una vez hecho esto seleccionamos el icono *Geometry* para así abrir el *Design Modeller*.

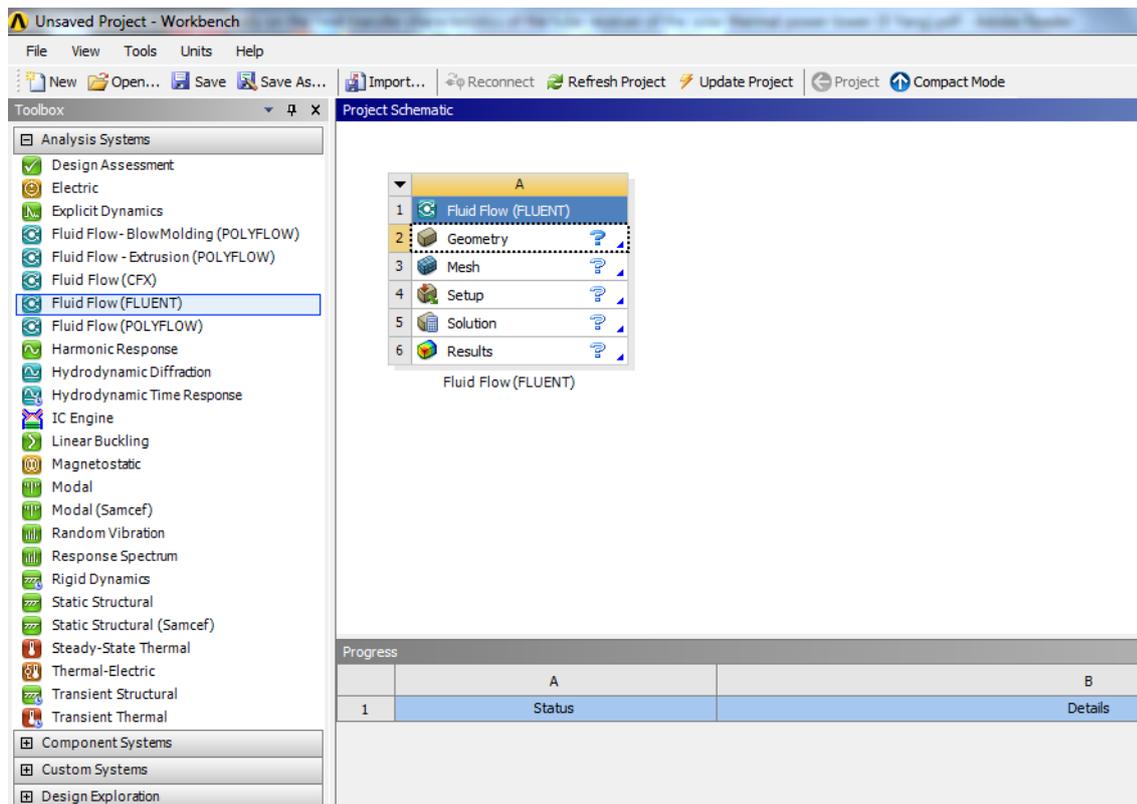


Figura 34-Captura del Menu en el *Workbench* de Ansys

Para empezar a construir la sección seleccionamos uno de los planos en *Tree Outline* y tras ello pulsamos el icono de *sketch* en el menú, creando así un *sketch* de dibujo. A continuación seleccionamos la pestaña *sketching* del *Tree Outline*.

Ahora pasaremos a dibujar la sección de nuestra tubería; sin embargo no sólo crearemos 2 zonas distintivas: pared sólida e interior líquido. Para mejorar la calidad de la malla más adelante y facilitar la definición de las condiciones de contorno, se dividirá la sección en 6 partes. De momento nos servirá con conocer el aspecto que debe tener.

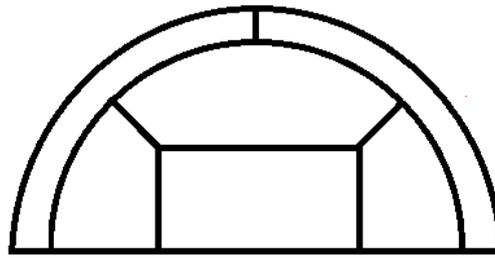


Figura 35-Esquema de los volúmenes en los que habrá que dividir el modelo para generar la malla adecuadamente

La división de la parte sólida de la tubería en 2 partes facilitará nuestra labor a la hora de implementar las condiciones de contorno, ya que sólo un lado de la tubería recibirá radiación. El resto de divisiones en el interior de la parte fluida se explicará más adelante en la parte del mallado. Tendremos en cuenta el radio exterior de la tubería: 20mm, el grosor de la tubería: 2mm y en cuanto a las divisiones internas bastará saber que el lado mayor del cuadrilátero es igual al radio interno de la tubería.

La primera parte que crearemos será una de las 2 partes sólidas de la tubería. Para ello en la pestaña *Draw* del *Sketching toolboxes* seleccionamos la opción *Arc by center*, y pinchando sobre el centro de coordenadas del espacio de dibujo, trazamos un arco de 90°.

Una vez dibujado, le atribuimos la dimensión radial del radio exterior de la tubería. Para ello seleccionamos la pestaña *Dimensions* del *Sketching toolboxes* y tras seleccionar directamente nuestro arco, aparecerá en la ventana *Details View* el apartado *Dimensions*, en él podremos escribir la longitud del radio.

Ya tenemos el arco exterior dibujado. Utilizamos el mismo procedimiento para generar el arco que delimitará el radio interior de la tubería. Finalmente cerramos esta parte con 2 segmentos entre ambos extremos de cada arco.

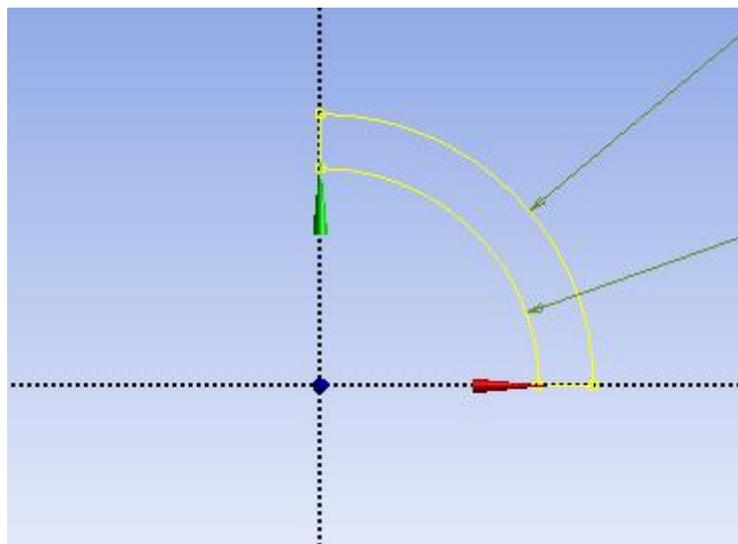


Figura 36-Captura de un de los sketch necesarios para generar nuestro modelo

Para cada una de las partes, completamos la sección, compuesta por 6 *sketchs*, de esta forma:

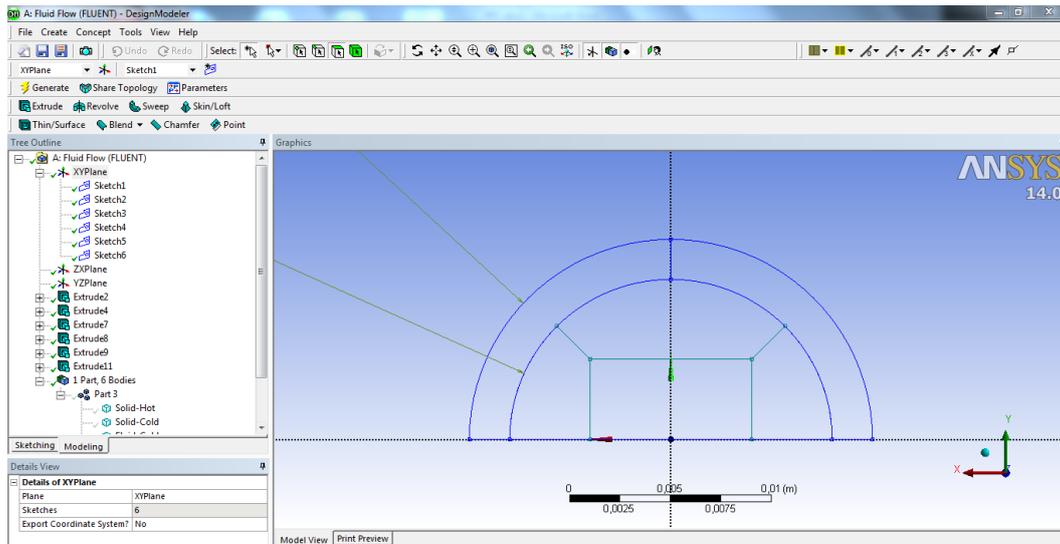


Figura 37-Captura de todos los sketch realizados sobre el plano XY

Es importante tener en cuenta que cada parte debe formar una figura cerrada y cabe señalar que las fronteras entre las partes deberán ser dibujadas una vez por cada parte.

Una vez dibujada la sección, pasaremos a generar un volumen a partir de ésta, proyectándola sobre un eje y así crear definitivamente el volumen de nuestra geometría. Al igual que hemos hecho con la sección, nuestro volumen estará dividido en 6 partes.

Para generar un volumen a partir de un *Sketch*, elegimos la opción del menú: *Extrude*. En la ventana *Details View* aparecerá ahora el apartado *Geometry*, tras pulsarla seleccionamos uno de los *Sketch*, *Sketch1* por ejemplo, y aplicamos el cambio. En el apartado operación seleccionamos *Add Frozen*, así el volumen no se fusionará con otros volúmenes colindantes.

Elegimos también la opción *Directió: Normal* y en *depth* que determinará la longitud del volumen, escribimos 1m. Pulsamos el icono *Generate* y ya tenemos nuestro primer volumen.

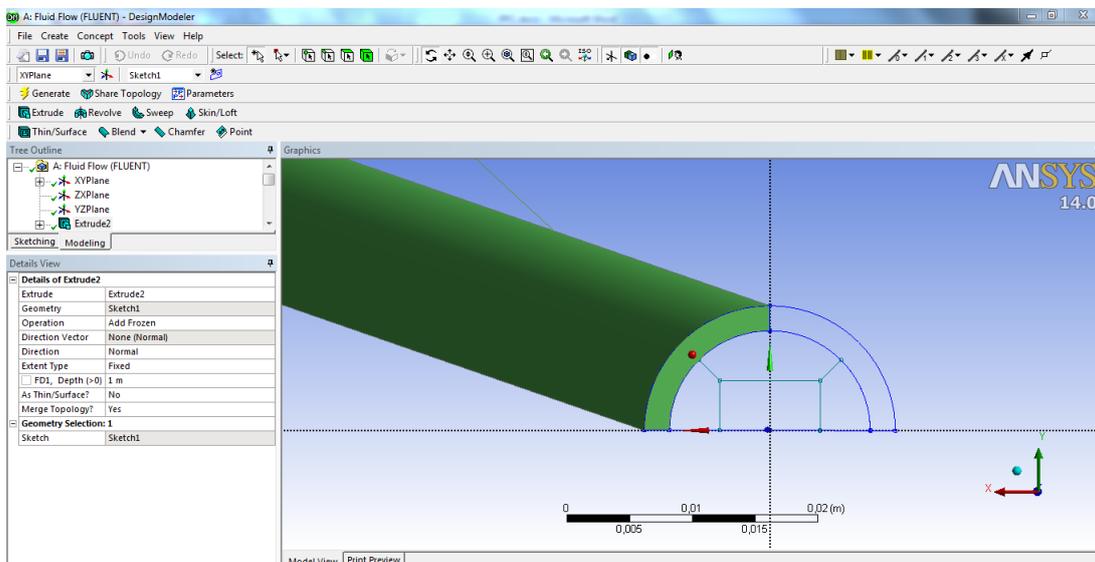


Figura 38- Captura de uno de los volúmenes generados

Utilizamos el mismo procedimiento con cada uno de los 6 Sketch. Este es el resultado:

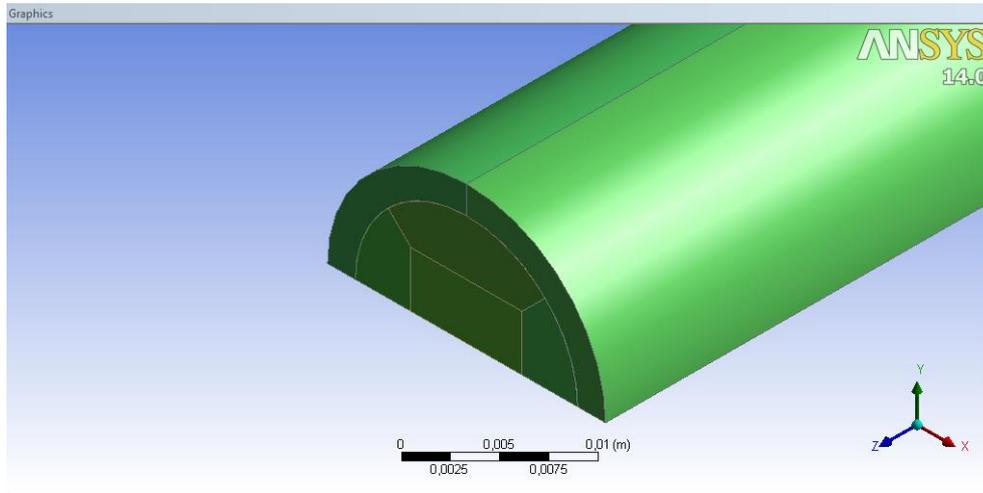


Figura 39-Captura de toda la geometría una vez acabada

Para evitarnos problemas a la hora de generar la malla y en la definición de las condiciones de contorno, debemos unificar los 6 volúmenes en una única parte. Para ello seleccionamos todos los volúmenes en el Tree Outline y tras pulsar el botón derecho del ratón elegimos *Form New Part*. Conviene también renombrar cada uno de los volúmenes para tenerlos bien identificados más tarde. De esta forma queda ya terminada nuestra geometría. [14]

Es una vez llegado este punto cuando comprobaremos la ventaja lograda al dividir el volumen interior de la semi-tubería en varios volúmenes.

Hipotéticamente, de no haberlo hecho podríamos construir la malla sin más complicación: Pulsando con el botón derecho del ratón sobre *mesh*, elegiríamos *Insert* y tras ello *method*. De esta forma aparecería en el *Outline* el sub-apartado *Automatic Method*. Vemos que en la ventana *Details of Automatic Method* figura el apartado *Geometry*. Lo seleccionamos y pasamos a marcar con el cursor los volúmenes que queremos mallar, tras ello pulsamos el icono para generar la malla. Este sería el resultado:

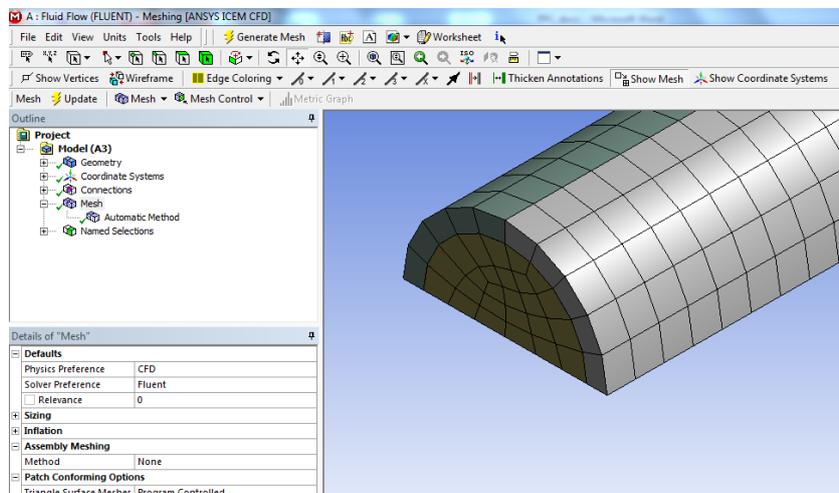


Figura 40-Captura de una malla generada automáticamente

Comprobamos que con este método automático la simetría de la malla y el tamaño de las celdas no son los adecuados. El resultado sería similar si hubiésemos seleccionado el método *Mapped Face Meshing* sin más especificaciones.

Este tipo de mallas generadas por ordenador se conocen como mallas no estructuradas. Su uso es útil para geometrías complejas o irregulares, sin embargo con frecuencia existe un uso indiscriminado de estas opciones.

Si utilizásemos la opción *Sizing*, fijando en las aristas de nuestro sólido el número de celdas, la sección del mallado obtiene un mejor aspecto:

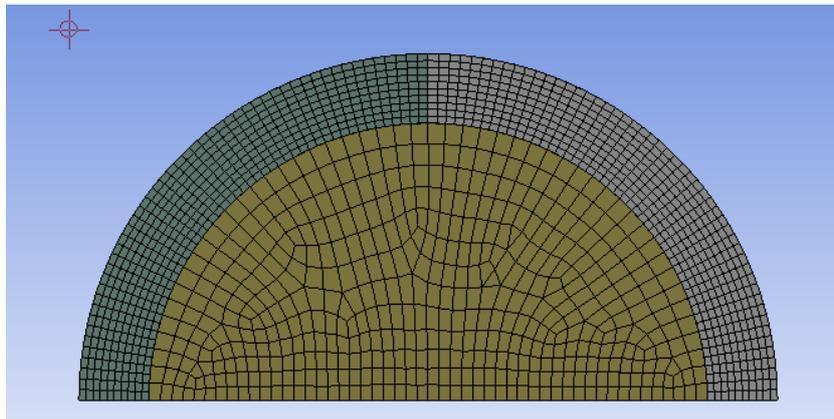


Figura 41-Captura frontal de malla no estructurada

Sin embargo se sigue apreciando la presencia de numerosos ángulos que distan de ser ortogonales, incluso aparecen celdas tetraédricas frente a las hexaédricas que queremos promover.

Tras haber visto el resultado de los anteriores ejemplos, se hace conveniente la opción de diseñar una malla estructurada.

Sin embargo nos hallamos ante una geometría circular y pretendemos usar celdas hexaédricas.

En el trabajo Optimal Mapped Mesh on the Circle del doc. Ing. Jaroslav Štigler de la Universidad Tecnológica de Brno, se presentan 2 opciones para mallar un círculo de forma estructurada mediante celdas hexaédricas, que en nuestro caso extenderemos tridimensionalmente a un cilindro:

- La primera de ellas consiste en dividir la circunferencia en 4 arcos de igual longitud y simplemente atribuir a cada uno de ellos el número de celdas que queremos que limiten con ellos. Esta opción la descartaremos de entrada ya que la calidad del mallado en los vértices es tan mala que el cálculo no llega a arrancar.
- La segunda opción es algo más compleja e implica la división del círculo en 5 áreas; en nuestra representación, por simetría serán 4.

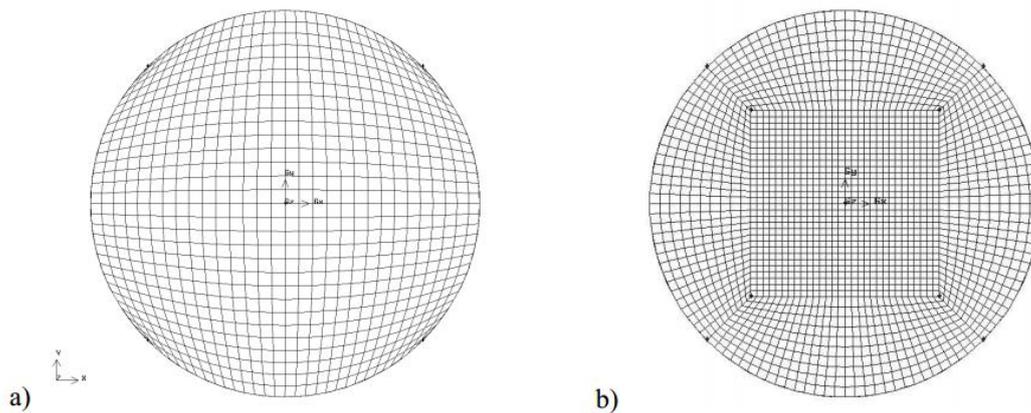


Figura 42-Opciones de malla estructurada en un círculo

Tras quedarnos con la segunda opción, el autor del estudio concluye que la mayor calidad en la malla se alcanza cuando el cociente entre el lado del cuadrado central y el radio del círculo es 0.96462. En nuestro caso hemos redondeado este cociente a 1 a la hora de diseñar la geometría, sin comprometer de forma apreciable la calidad del mallado.

Para diseñar la malla que finalmente utilizaremos sólo será necesario imponer el número de celdas que deseamos en las aristas de cada uno de los 6 sub-volúmenes de nuestra geometría.

Para ello elegimos la opción *Sizing*. De esta forma aparecerá el apartado *Edge Sizing* en el *Outline* y la ventana *Details of Edge Sizing* asociada. En esta ventana aparece el apartado *Geometry*. Lo seleccionamos y tras asegurarnos en el menú de que el cursor del ratón está en el modo de selección *Edge*, pasamos a seleccionar las aristas a las que vamos a atribuir el mismo número de celdas. Hecho esto seleccionamos *Apply*. En el apartado *Type* de la ventana de *Details*, elegimos la opción *Number of Divisions*, dándonos entonces la oportunidad de escribir el número que deseamos. En el apartado *Behaviour* marcamos la opción *Hard*.

Repetimos esta operación de *Sizing* hasta que todas las aristas tengan definido el número de celdas colindantes.

Una vez terminado este proceso bastará con seleccionar el icono *Update* o *Generate Mesh* y se generará automáticamente la malla.

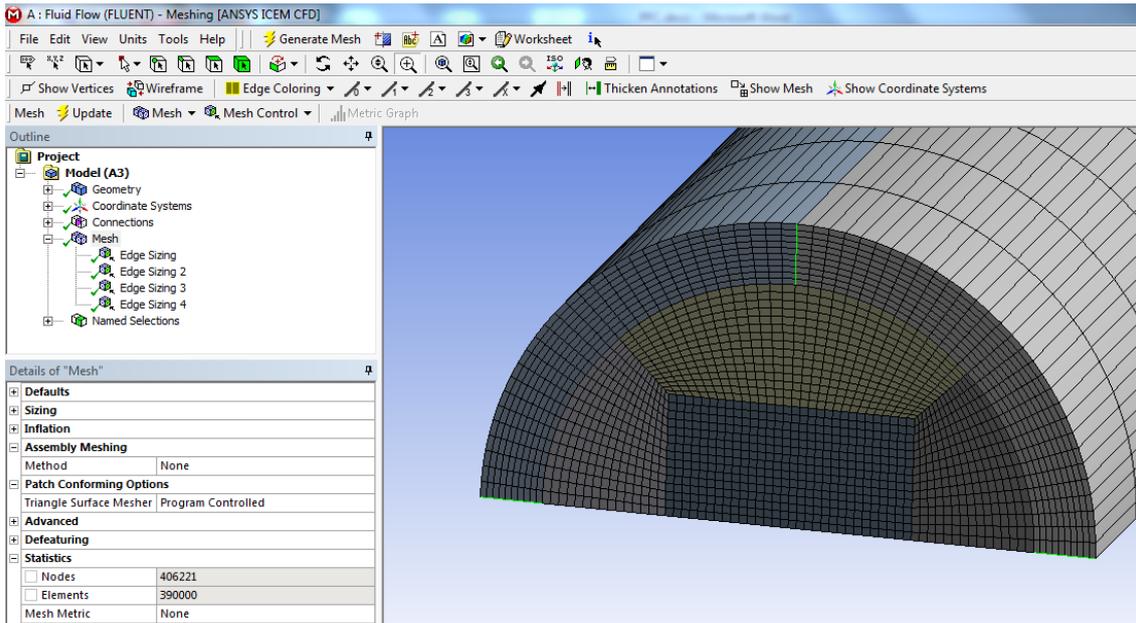


Figura 43-Captura de malla A, que finalmente emplearemos en el estudio

Observamos a simple vista que el mallado es de gran calidad, con las únicas irregularidades en los 2 vértices del cuadrilátero central donde sólo limitan 3 celdas. Conviene a pesar de todo hacer un corte de la figura con la opción que nos ofrece el menú y así verificar que no hay irregularidades en el interior del mallado.

Podemos comprobar de forma objetiva la calidad de la malla en los apartados *Statistics* → *Mesh Metric*, donde tenemos varias opciones. Podemos comprobar también en las estadísticas que el número de nodos/elementos es razonable para el cálculo en un ordenador personal.

Sin embargo, esta malla no será la que finalmente utilizaremos en nuestros cálculos. Para simular correctamente el flujo cerca de la pared, conviene refinar la malla en las regiones del fluido próximas a esta. Para refinar de forma sencilla, lo que haremos será abrir la ventana *details of sizing* de las 4 líneas radiales que van desde el cuadrado central al radio interior del cilindro. Aquí habilitamos la primera de las opciones de *bias* y probamos atribuyéndole un factor de 10. Hecho esto seleccionamos *Generate Mesh*, logrando una sección transversal de la malla con el aspecto que muestra la figura 44.

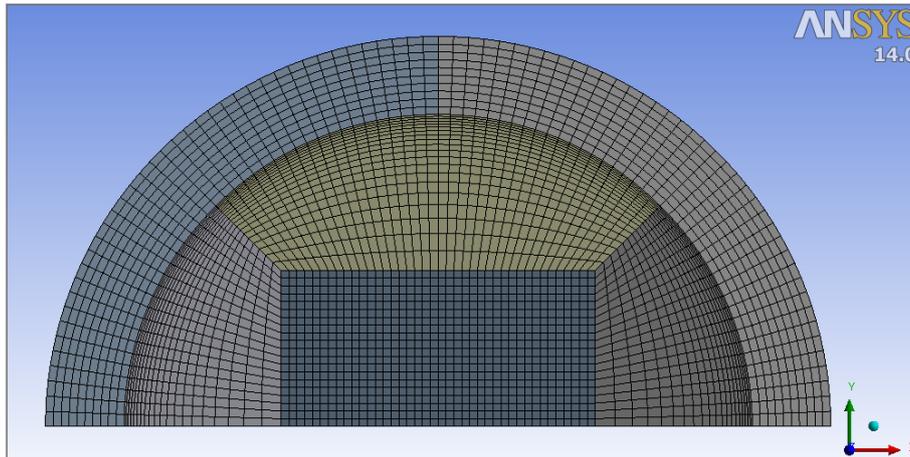


Figura 44-Captura frontal de la malla A empleada en el estudio

Para comprobar la homogeneidad de la malla en el interior del volumen conviene seleccionar el icono *New Section Plane* en el menú superior y realizar cortes con los que ver el interior del mallado.

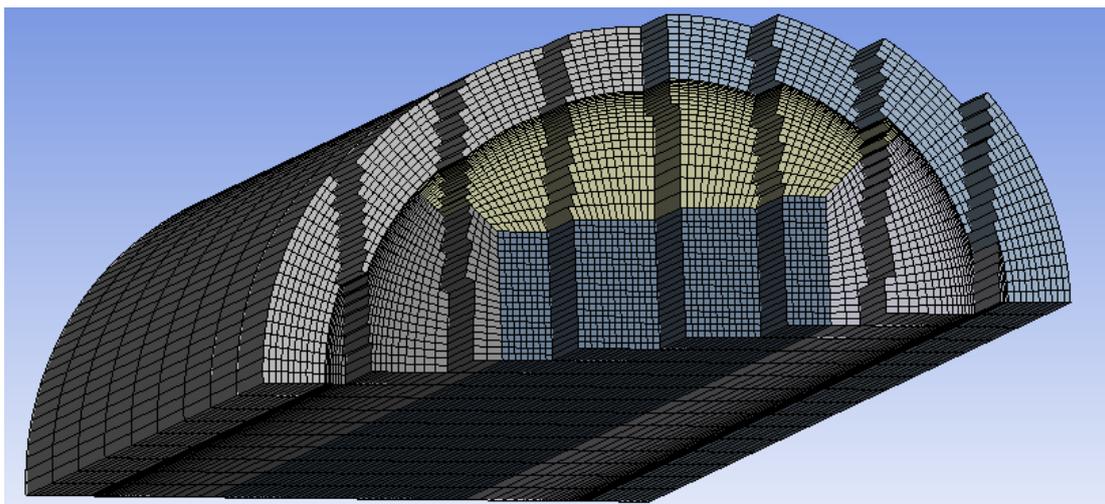


Figura 45-Captura de un corte tridimensional del interior de la malla A empleada en el estudio

Esta malla final tiene, según comprobamos en las estadísticas: 1.280.000 elementos y 1.319.691 nodos.



Apéndice 2 (UDF Distribución del calor transmitido en el exterior)

```
#include "udf.h"
#define RMAX 1000000
#define R 0.01

/* profile for heat flux*/

DEFINE_PROFILE(heatflux_profile, t, i)

{

    /* declaración de variables */

    real x[ND_ND]; /* vector de posición */
    real y;
    face_t f;

    begin_f_loop(f, t)

    {
        F_CENTROID(x, f, t);
        y=x[1];
        F_PROFILE(f,t,i)=RMAX*(sqrt(R*R-y*y))/R;
    }

    end_f_loop(f, t)
}
```



Apéndice 3 (UDF Temperatura a la entrada)

```
#include "udf.h"
#define R 0.01
#define Rint 0.008

/* profile for temperature*/

DEFINE_PROFILE(temperature_profile, t, i)

{

real x, y, To, r, c1, c2, c3, c4, c5, c6, z[ND_ND]; /* Declaración de variables */
face_t f;

begin_f_loop(f, t)
{

F_CENTROID(z, f, t);
x=z[0];
y=z[1];

r=sqrt(x*x+y*y); /* Definición del radio*/

To= 3.7*(pow(10,9))*pow((R*x/r),4)+891087*pow((R*x/r),3)+905021*pow((R*x/r),2)+
+6460.9*(R*x/r)+12; /* Variación de temperatura entre el interior y el exterior del tubo*/

c1=6.12*(pow(10,13))*pow((R*x/r),6);
c2=5.39*(pow(10,10))*pow((R*x/r),5);
c3=1.36*(pow(10,10))*pow((R*x/r),4);
c4=6.39*(1000000)*pow((R*x/r),3);
c5=1.76*(1000000)*pow((R*x/r),2);
c6=1.33*(10000)*(R*x/r);

F_PROFILE(f,t,i)=c1+c2-c3-c4+c5+c6+596.55-To*((R-r)/(R-Rint));

}

end_f_loop(f, t)
}
```

GLOSARIO

\dot{Q}	Potencia calorífica
A	Área
ε	Emisividad
σ	Constante de Stefan-Boltzman
\bar{T}_{pe}	Temperatura media de la pared exterior
\bar{T}_{pi}	Temperatura media de la pared interior
T_{amb}	Temperatura ambiental
\bar{T}_{fl}	Temperatura media del fluido en el tramo
C	Razón de concentración solar
ΔP	Pérdida de carga en un conducto
ρ	Densidad del fluido refrigerante
L	Longitud del conducto
D_{int}	Diámetro interior del tubo
f	Factor de fricción
\dot{Q}_{fl}	Potencia calorífica transmitida al fluido
P_{refh}	Pérdidas debidas a mala reflexión en los helióstatos
P_{trans}	Pérdidas en la transmisión a través de la atmósfera
P_{desb}	Pérdidas por desbordamiento
P_{ref}	Pérdidas por reflexión en el receptor
P_r	Pérdidas por radiación
P_C	Pérdidas convección
P_{cond}	Pérdidas por conducción a la estructura
h_{cN}	Coefficiente de convección natural en el exterior del receptor
C_{fl}	Capacidad calorífica del fluido refrigerante
μ	Viscosidad dinámica
k_{fl}	Coefficiente de conductividad térmica del fluido refrigerante
g	Gravedad
β	Coefficiente de expansión térmica
ν	Viscosidad cinemática
k	Coefficiente de conductividad térmica de las paredes del tubo
R_{ext}	Radio exterior del tubo
R_{int}	Radio interior del tubo
Nu_D	Número de Nusselt
V	Velocidad del fluido
\dot{m}_{fl}	Caudal másico del fluido
LMTD	<i>Log Mean Temperature Difference</i>
η	Escala de Kolmogorov
K	En el capítulo 4, energía cinética turbulenta
ϵ	Disipación de energía cinética turbulenta
μ_t	Viscosidad turbulenta
C_μ	Constante del modelo k-epsilon
U	Velocidad media turbulenta
y	En el capítulo 4 es la distancia radial a la pared interior de la tubería
δ_v	Espesor de capa límite
U_τ	Velocidad de fricción
τ_w	Esfuerzo de cortadura en la pared
U^+	$U^+ = U/U_\tau$



y^+	$y^+ = y/\delta_v$
q_{net}	Potencia radiativa que llega desde los heliostatos
θ	Coordenada angular del tubo, con flujo de calor máximo en $\theta=0^\circ$
$q(\theta)$	Distribución de radiación en función del ángulo θ
UDF	User Defined Function

REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

- [1] Plataforma Solar de Almería. <www.psa.es>
- [2] Torresol Energy Investments, S.A. <<http://www.torresolenergy.com>>
- [3] William B. Stine; Michael Geyer. *Power from the Sun, Chapter 10-Central Receiver Systems*. Free edition, 2001. <<http://www.powerfromthesun.net/book.html>>
- [4] Alfonso Gómez Cristóbal. PFC, *Diseño de Campo de Heliostatos para Torres Solares de Receptor Central*. Universidad Carlos III, 2011.
- [5] Valeriano Ruiz Hernández (Director); Manuel A. Silva Pérez; Isidoro Lillo Bravo. *La electricidad solar térmica, tan lejos, tan cerca*. Fundación Gas Natural, 1ª edición, 2009.
- [6] Coscia, K.; Neti, S.; Oztekin, A.; Nelle, S.; Mohapatra, S.; Elliot, T. *THE THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF THE NaNO₃-KNO₃, LiNO₃-NaNO₃, AND LiNO₃-KNO₃ SYSTEMS*. Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. IMECE2011. November 11-17, Denver, Colorado, USA, 2011.
- [7] Jesús M. Lata; Manuel Rodríguez; Mónica Álvarez de Lara. *High Flux Central Receivers of Molten Salts for the New Generation of Commercial Stand-Alone Solar Power Plants*. Journal of Solar Energy Engineering Copyright © 2008 by ASME.
- [8] D. Kearney; U. Herrmann; P. Nava; B. Kelly; R. Mahoney; J. Pacheco; R. Cable; N. Potrovitza; D. Blake; H. Price. *ASSESSMENT OF A MOLTEN SALT HEAT TRANSFER FLUID IN A PARABOLIC TROUGH SOLAR FIELD*. ASME, April, 2002.
- [9] Alexis B. Zavoico. *Solar Power Tower, Design Basis Document*. Sandia National Laboratories. SAND2001-2100, Unlimited Release. Printed July 2001.
- [10] Javier Rodríguez. Apuntes de Instalaciones Fluidotérmicas, 2011.
- [11] Javier Rodríguez . Apuntes de Mecánica de Fluidos, 2009.
- [12] Sun to Market solutions <http://www.s2msolutions.com>.
- [13] Energy Systems Engineering Research Group <http://ise.uc3m.es/>.
- [14] Introduction to Ansys Design Modeller. Lecture 5, 3D Modelling. © 2010 ANSYS, Inc.



[15] Xiaoping Yang; Xiaoxi Yang; Jing Ding; Youyuan Shao; Hongbo Fan. *Numerical simulation study on the heat transfer characteristics of the tube receiver of the solar thermal power tower*. Applied Energy. 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

[16] Pedro Fernández Díez. XIII.- DISEÑO DE UN RECEPTOR DE ENERGÍA SOLAR DE 200 MW. Disponible gratis en internet. <http://es.libros.redsauce.net/>.

[17] *FLUENT 6.3 User's Guide*.

[18] *ANSYS FLUENT UDF Manual*. Release 14, November 2011.