

UNIVERSIDAD DE EXTREMADURA
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

**SIMULACIÓN DE ESCUDO TÉRMICO PARA
REENTRADA ATMOSFÉRICA**

TRABAJO PRESENTADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

POR

JESÚS GONZÁLEZ NAJARRO

BADAJOS, JULIO DE 2024

TRABAJO FIN DE GRADO/ TRABAJO FIN DE MÁSTER/ PROYECTO FIN DE CARRERA

Autor:

JESÚS GONZÁLEZ NAJARRO

Directores:

JOSE MARÍA MONTANERO FERNÁNDEZ

RAFAEL AGUJETAS ORTIZ

Tribunal de evaluación:

PEDRO MIRANDA GONZÁLEZ

MARIA GUADALUPE CABEZAS MARTÍN

EMILIO JOSÉ VEGA RODRÍGUEZ

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	2
1.1	Introducción y antecedentes	2
1.2	Fases del estudio.....	3
1.3	Objetivos	3
2	DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD).....	4
2.1	Geometría del problema.....	5
2.1	Mallado de la pieza.	8
2.2	Configuración de Fluent	11
2.2.1	Parámetros generales de simulación	12
2.2.2	Modelos de simulación	12
2.2.3	Materiales usados.....	13
2.4	Resolución y cálculo	18
2.4.1	Métodos de resolución	18
2.4.1	Monitores, inicialización e iteraciones.....	19
3	ANÁLISIS DE RESULTADOS	22
3.1	Comparativa entre configuraciones geométricas.....	22
3.2	Análisis del material en función de la temperatura. Uso de UDF.....	22
3.3	Comparativa entre las nuevas geometrías en relación con la geometría anterior. Número de Mach y rango de presiones.....	23
4	CONCLUSIONES	31
4.1	Propuestas de mejora y consideraciones para futuros estudios	31
5	BIBLIOGRAFIA	32

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Introducción y antecedentes

Los antecedentes de este estudio es el trabajo de fin de grado de Antonio Bernabé. En el anterior trabajo mencionado se realizó un estudio de la figura 1.1, siendo el principal motivo de este el estudio del comportamiento de la pieza con diferentes temperaturas y presiones, además se estudio el comportamiento de dos fluidos para intercambiar calor siendo estos el aire y el vapor de agua llegando a la conclusión de que el vapor de agua se comporta mejor que el aire, para finalizar se estudió la viabilidad del diboruro de circonio (ZrB_2) como material del escudo térmico, concluyendo el estudio con un informe positivo sobre su uso.

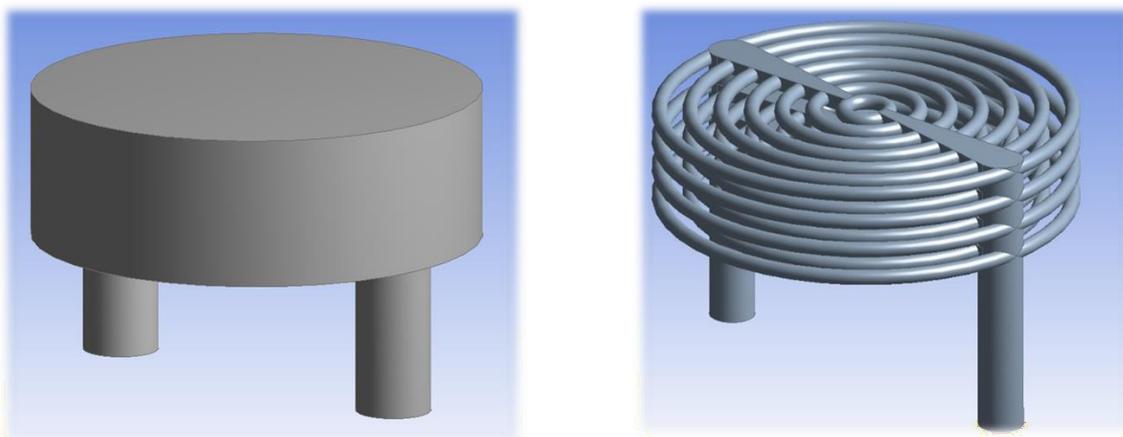


Figura 1.1. Visualización 3D de la pieza del anterior estudio, vista exterior y circuitos internos.

Tras esta contextualización el trabajo será una continuación del anterior, en la que se usará los datos ya obtenidos como la mejoría del vapor del agua frente al aire, así como la viabilidad del material, además este proyecto contará del estudio de dos nuevas geometrías, una similar y más simple a la anterior mostrada y otra que simula un medio poroso en su interior, así como su viabilidad en múltiples rangos de presiones y temperatura, para finalizar se realiza un comparación de estas nuevas geometrías frente a la antigua.

A continuación, se muestra en la Figura 1.2 una representación gráfica del modelo que se va a estudiar, en el cual se ha considerado que el intercambio de calor solo tendrá lugar en el frontal de la pieza. Los datos de entrada del fluido refrigerante se irán modificando, estando así este proyecto centrado en el estudio exhaustivo de los efectos de las variaciones de presión y temperatura iniciales del mismo.

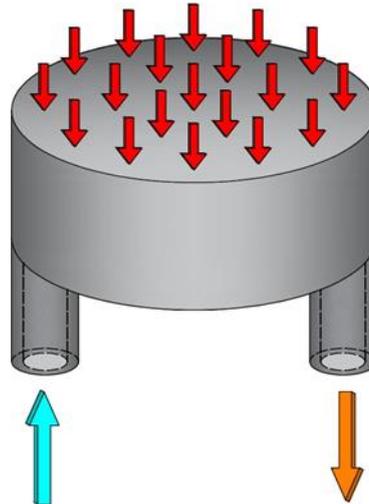


Figura 1.2. Representación gráfica del caso a resolver

1.2 Fases del estudio

Antes de iniciar la descripción del proceso de simulación cabe destacar que, al ser un proyecto experimental, en el cual no se puede establecer una correlación con datos experimentales, se ha llevado a cabo un proceso continuo de mejora y variaciones en el modelo de simulación con el objetivo de que este fuese lo más representativo posible.

Estas evoluciones en el modelo son: creación de modelos de materiales en los cuales las propiedades dependen de la temperatura, refinado del mallado, estudio de la correlación flujo masico refrigeración, etc. Es por este motivo por el cual a la hora de analizar los resultados se estructurarán las conclusiones en varias fases, las cuales se definen a continuación.

- 1 Comparaciones de resultados entre la geometría del estudio anterior con las dos nuevas geometrías.
- 2 Análisis de la influencia de la temperatura en el material de la pieza.
- 3 Comparativa entre las nuevas mínimas presiones en las nuevas geometrías en relación con la geometría anterior. Número de Mach y rango de presiones.
- 4 Flujo másico óptimo en función de la temperatura límite del material.
- 5 Comparativas de las máximas temperatura alcanzada entre las geometrías y presiones de trabajo.
- 6 Estudio en régimen transitorio.

1.3 Objetivos

Dentro de los principales objetivos que se plantearon y motivaron el desarrollo de este trabajo de fin de grado, destacamos:

- Continuar el estudio anterior modificando el diseño original ultimo del escudo para mejorar su comportamiento a la hora de repartir el calor, cambiando la geometría interior del mismo, una simulando un intercambiador de calor mientras que la última un material

poroso.

- Proporcionar un modelo 3D y unas dimensiones establecidas para la pieza.
- Plantear un modelo de simulación para el proceso de refrigeración que se aproxime lo más posible a la realidad aplicando UDF (*user defined functions*).
- Examinar las diferencias entre los resultados de ambos trabajos.
- Estudiar las consecuencias de la variación de presión de entrada del fluido de trabajo.
- Llevar a cabo un aprendizaje estándar de varias herramientas de cálculo numérico y dinámica de fluidos computacional (CFD). Siendo en este caso ANSYS FLUENT® el software elegido.

2 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

¿Qué es la dinámica de fluidos computacional?

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es la ciencia que utiliza los ordenadores para predecir flujos de líquidos y gases basándose en las ecuaciones rectoras de conservación de masa, momento y energía. A través de CFD, podemos analizar, comprender y predecir los fluidos que componen casi todas las partes de nuestro mundo.

Ecuaciones en las que se basa:

Conservation of Mass: Continuity Equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$$

Conservation of Momentum: Newton's Second Law

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{f}_b$$

Conservation of Energy: First Law of Thermodynamics

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{u} \cdot \boldsymbol{\tau}) + S_E$$

Las principales ventajas del CFD residen en su bajo coste en comparación con las pruebas mediante modelos reales, la posibilidad de estudiar entornos a priori hostiles (temperaturas muy elevadas, altas presiones y velocidades) sin necesidad de contar con un prototipo previo, además la potencia de cálculo solo viene representada por el hardware que se utiliza.

Para llevar a cabo el estudio de fluidos, los softwares CFD parten de unos datos de entrada proporcionados por el usuario, tales como una geometría, una serie de condiciones de contorno, presión, flujo de calor, etc. A través del método de los volúmenes finitos, el software resuelve, de forma aproximada y mediante un proceso iterativo, las ecuaciones diferenciales que gobiernan las diferentes particiones. Finalmente, el programa proporcionará una serie de resultados, los cuales deberán ser interpretados por el usuario para poder obtener una resolución del problema planteado.

A continuación, se expone la metodología que se ha seguido para las diferentes simulaciones que se han llevado a cabo durante la fase de investigación:

- 1 Definición de la geometría del problema.
- 2 Planteamiento de mallado.
- 3 Especificación de modelos de simulación para el cálculo del problema.
- 4 Definición de material, fluido de trabajo y propiedades (conductividad térmica, densidad, capacidad calorífica, etc.).
- 5 Imposición de las condiciones de contorno (zonas de entrada y salida de flujo y transferencia de calor).
- 6 Proceso de cálculo, monitorización de magnitudes de interés y análisis de posibles anomalías.
- 7 Análisis de resultados, comprobando su potencial correspondencia con la realidad a falta de resultados experimentales.

Tras mencionar las diferentes etapas se procederá a explicar con detalle cada una de ellas. Dado que, como se ha mencionado anteriormente, se ha llevado a cabo un proceso de mejora continua en el proceso de simulación, se comentarán los aspectos fundamentales de cada una de ellas que han permitido llegar a los resultados finales.

2.1 Geometría del problema

El punto de partida será una pieza de diboruro de circonio (ZrB_2) conformada por una estructura cilíndrica que presenta otras dos extensiones de menor tamaño, las cuales cuentan con un conducto en su interior que permite la entrada y salida del fluido de trabajo como se puede ver en la figura 2.1. Dentro de la estructura principal se encuentra dos geometrías definidas en las figuras 2.2 y 2.3. Las medidas quedan especificadas en la Tabla 2.1.

Originalmente, se había planteado una solución mediante dos circuitos de refrigeración siendo este un modelo simplificado de la figura de Antonio Bernabé, tras los malos resultados se optó por cambiar totalmente de diseño, este nuevo diseño trata de imitar un medio poroso en sus circuitos internos.

Para el modelado de la pieza se recurrió a el programa Solid Works.

Tabla 2.1. Parámetros y definición geométrica de la pieza.

Parámetros comunes	Valor
Diámetro exterior la pieza (mm)	30
Diámetro de los cilindros de entrada y salida (mm)	8
Altura del cilindro principal (mm)	10
Altura de los cilindros de entrada y salida (mm)	10
Diámetro de conducción de entrada y salida (mm)	3
Parámetro Geometría 1	Valor
Diámetro de las conducciones internas 1 (mm)	1
Diámetro de las conducciones internas 2 (mm)	1,5
Diámetro menor de conducción (mm)	3
Diámetro mayor de conducción (mm)	25
Número de conductos concéntricos por circuito	7
Distancia vertical entre circuitos (entre ejes) (mm)	2,5
Parámetro Geometría 2	Valor
Distancia vertical entre celdas (mm)	0,2
Distancia horizontal entre celdas (mm)	0,41
Lado menor celda (mm)	0,2
Lado mayor celda (mm)	0,61

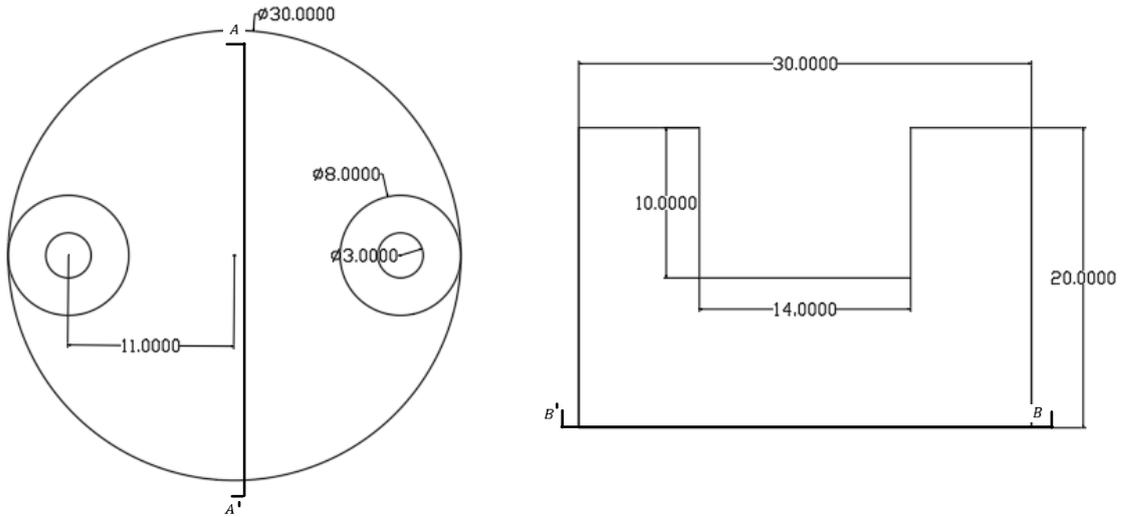


Figura 2.1. Representación gráfica del exterior de la pieza (en mm).

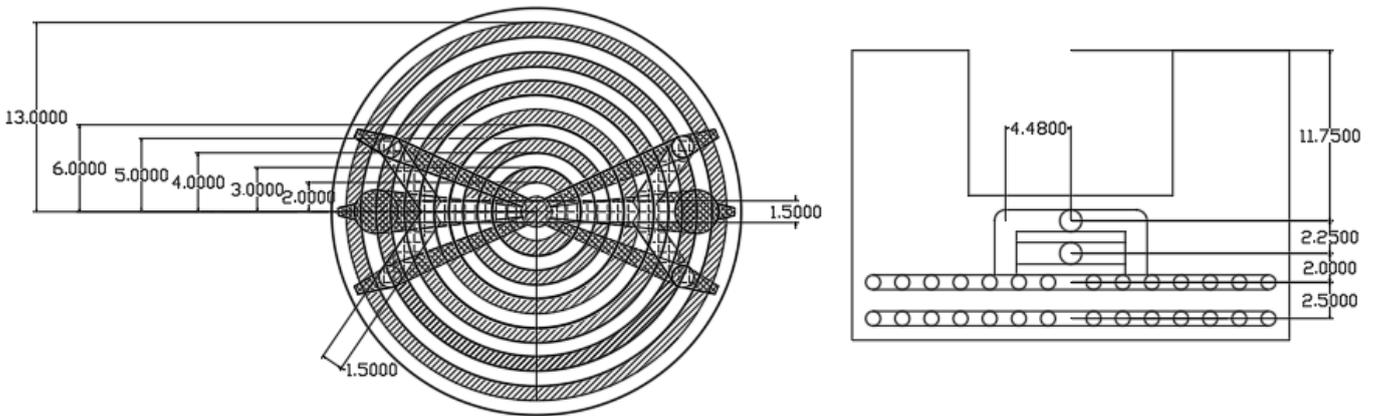


Figura 2.2. Secciones B-B y A-A respectivamente (en mm)(Geometría 1)

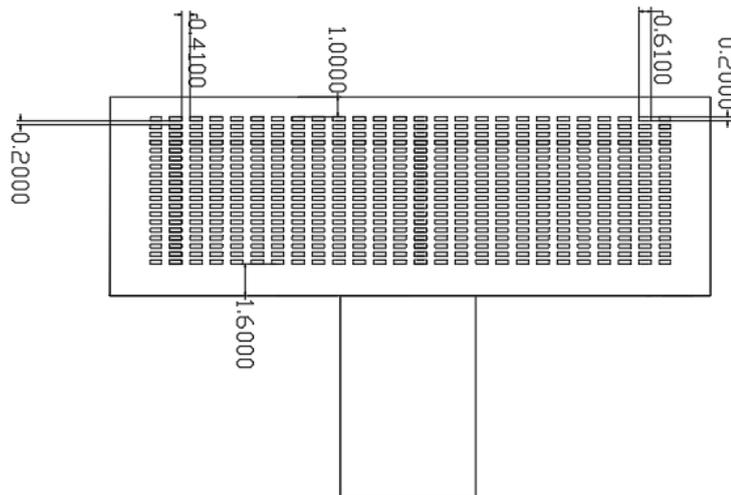


Figura 2.3. A-A respectivamente (en mm)(Geometría 2)

La geometría 2 tendrá los mismos cortes den direcciones perpendiculares 19x26

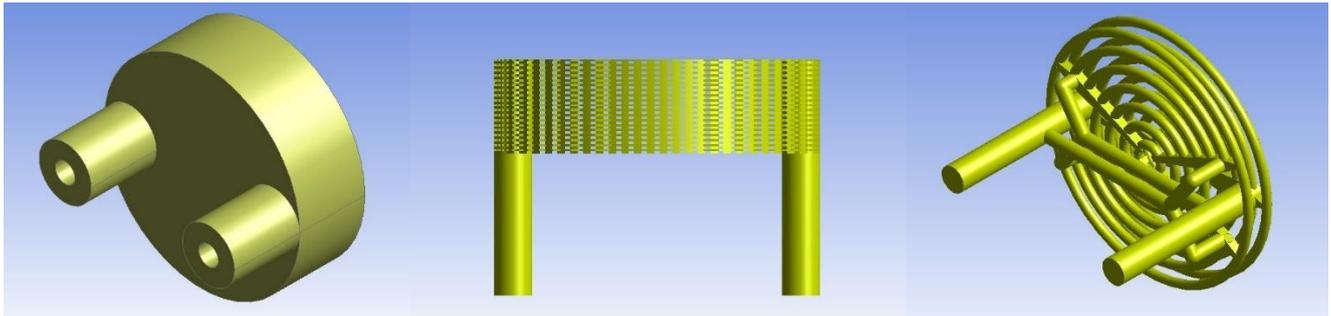


Figura 2.4. Visualización 3D de la pieza definitiva, vista exterior y circuitos internos.

2.1 Mallado de la pieza.

El mallado es un elemento fundamental para la obtención de valores representativos y próximos a la realidad en el proceso de simulación. A continuación, se muestran en la Tabla 2.2 y Tabla 2.3 los diferentes mallados que se han planteado para las dos geometrías.

Aunque han sido las simulaciones posteriores las que han permitido la selección del mallado, dado que ha sido un proceso iterativo y que no deja de ser uno de los puntos de partida del problema, se ha considerado apropiada su explicación en este apartado.

Tabla 2.2. Mallados planteados Gem 1.

Mallado	Nodos	Elementos	Conclusiones
1A	7.428.938	5.148.279	Errores en valores de temperatura.
1B	8.648.604	5.945.021	Malla utilizada para el cálculo de la mayoría de las presiones.
1C	8.923.378	6.188.803	Modelo usado únicamente para el cálculo del transitorio.
1D	12.530.132	8.884.956	Modelo descartado debido a su alto consumo de cálculo.

Tabla 2.3. Mallados planteados Gem 2.

Mallado	Nodos	Elementos	Conclusiones
2A	17.789.743	11.673.985	Errores en valores de temperatura.
2B	19.298.464	12.689.381	Malla usada para el cálculo de todas las presiones
2C	26.719.173	17.302.879	Modelo descartado debido a su alto consumo de cálculo, además de múltiples fallos.

Las mallas presentadas en este apartado no son las únicas que se han empleado para las pruebas de las geometrías, no obstante, son las más destacadas

Cabe destacar que se ha planteado un modelo de malla tetraédrica no estructurada, lo cual quiere decir que se trata de una malla que presenta variabilidad de dimensiones entre las diferentes particiones, las cuales tienen forma de tetraedro, el modo de mallado usado será **FDX**, además se modificaron parámetros como el orden de elementos (cuadratic), el spam angle, el tamaño mínimo de elementos...

El mallado será más refinado en las zonas por donde pasan los fluidos, es decir, los circuitos internos, siendo estas zonas donde se encuentra la mayor dificultad a la hora de mallar la pieza. El resto de la pieza se trata de igual manera debido a su poca incidencia en el cálculo de la pieza. Esta forma de mallado se lleva a cabo en las dos geometrías de forma similar.

Fiabilidad de la malla

La fiabilidad de la malla ha sido un proceso iterativo en el que se aumentaba el número de elemento con el fin de conseguir mayor precisión, además este proceso tendrá en cuenta el parámetro skewness, el cual intentaremos dejar siempre con valores máximos por debajo de 0,95 y un valor promedio inferior a 0,33, no obstante, debido a la dificultad del mallado de la geometría 2 esta malla presenta valores más alto de 0,95, es decir puede haber errores en los resultados.

Debido a estos datos los resultados de la geometría 2 se consideran experimentales y no se asegura de ninguna manera que se puedan correlacionar con la realidad, aun así, se ha seguido las simulaciones de la geometría.

Antes de dar por finalizada esta etapa, se han de crear una serie de superficies definidas, las cuales permitirán establecer adecuadamente las condiciones de contorno en la simulación. De esta forma se considerarán las superficies *inlet* (entrada), *outlet* (salida), *heated wall* (cubierta expuesta al flujo de calor) y *wall* (resto de superficie exterior de la pieza).

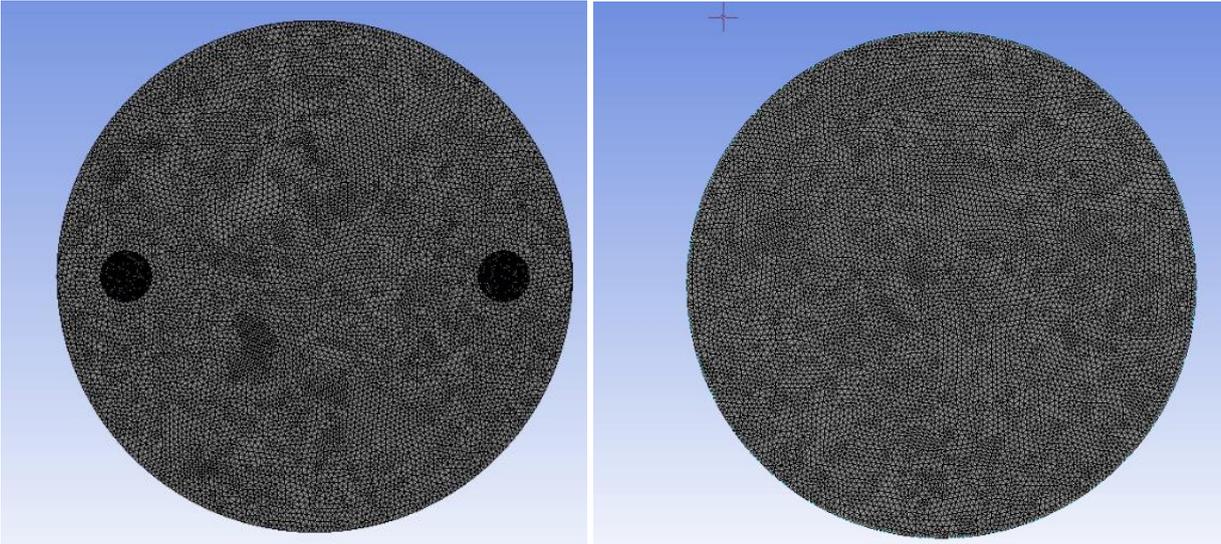


Figura 2.5. Visualización del mallado 1C.

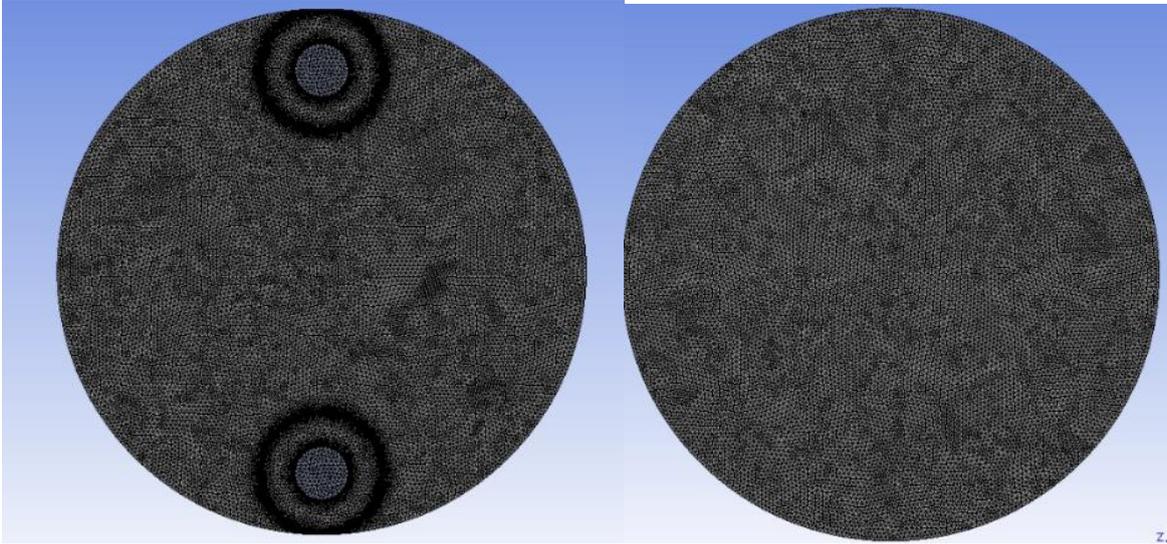


Figura 2.6. Visualización del mallado 2B.

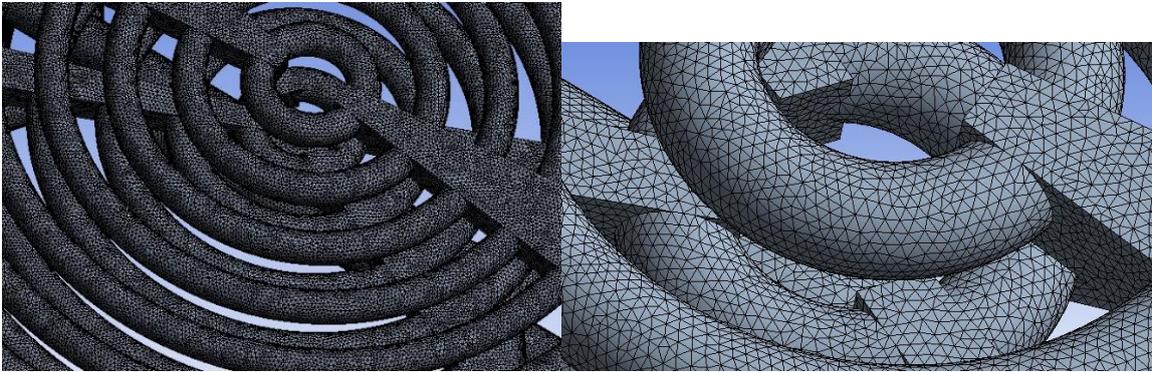


Figura 2.7. Detalle del mallado 1C en la zona delimitada para el fluido.

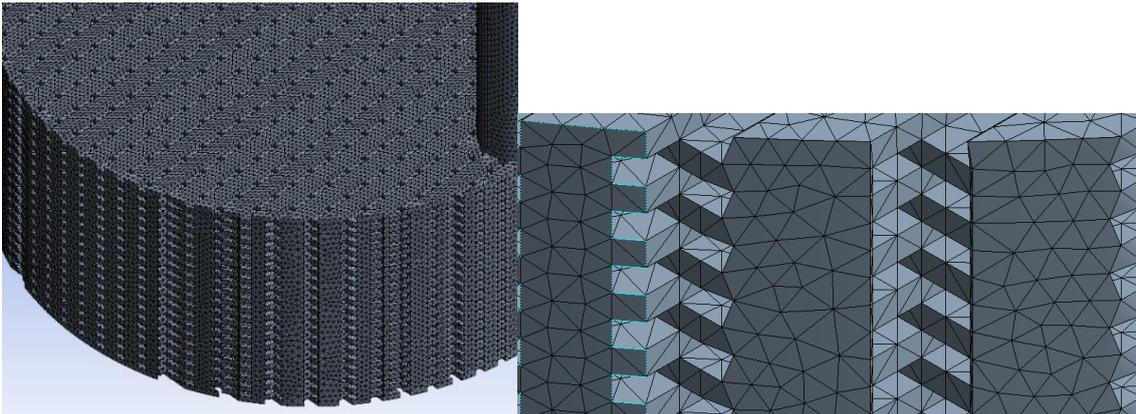


Figura 2.8. Detalle del mallado 2B en la zona delimitada para el fluido.

2.2 Configuración de Fluent

Una vez finalizado el análisis de mallado de la pieza es necesario llevar a cabo una serie de ajustes en la configuración. Se ha seleccionado el parámetro *Double Precision* para incrementar la precisión de los resultados. En este caso concreto, se ha optado por un procesamiento en paralelo, teniendo en cuenta los procesadores disponibles del ordenador que llevará a cabo la simulación.

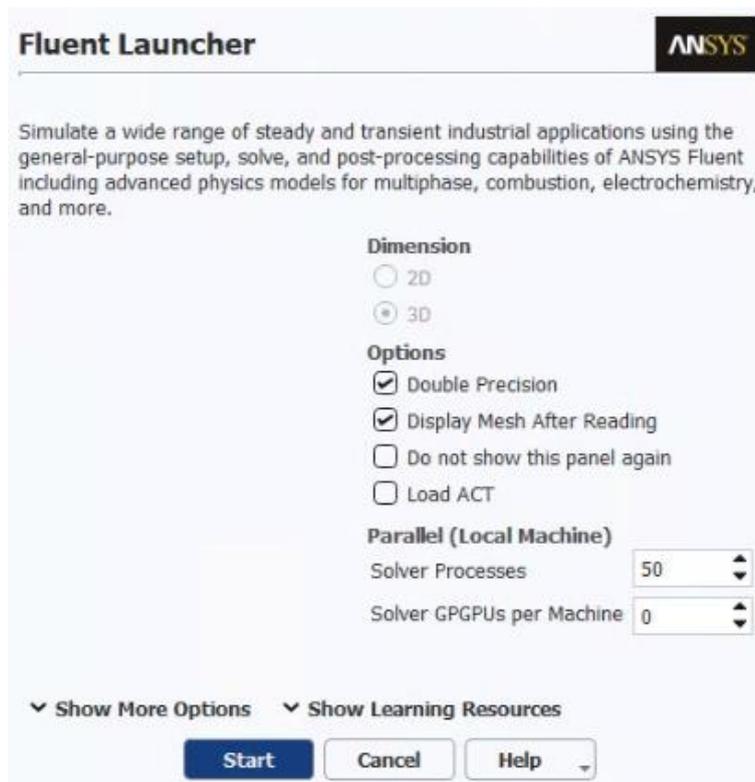


Figura 2.9. Configuración del setup.

2.2.1 Parámetros generales de simulación

En primer lugar, es necesario definir una serie de parámetros, los cuales determinan los datos de entrada y los resultados finales. Estos deben ir acorde a la situación y a los objetivos planteados, por ello, se ha hecho uso de la guía de usuario de Fluent [2].

- Para el algoritmo de resolución (*Type*) cabe destacar que, a pesar de que tradicionalmente el modelo *pressure-based* ha sido usado para flujos incompresibles o levemente compresibles y el modelo *density-based* para compresibles, ambos modelos han evolucionado para poder abarcar todos los casos. Dada que el segundo modelo está especialmente pensado para la obtención del campo de densidad y las ecuaciones de estado, se usará el modelo *pressure-based*.
- Dependencia de la solución respecto del tiempo (*Time*). Dado que se ha supuesto que el flujo de calor y el caudal del fluido de trabajo serán constantes a lo largo del tiempo, el planteamiento del problema se llevará a cabo desde un punto de vista estacionario (*Steady*). Sin embargo, durante la parte final del estudio, se modificará a (*Transient*) para estudiar el tiempo que requiere el sistema para alcanzar el régimen estacionario.
- Para el sistema de referencia del campo de velocidades (*Velocity Formulation*) se ha optado por *Absolute*, ya que este es el modelo recomendado cuando la mayor parte del dominio no se encuentra en movimiento. Para nuestro caso, es evidente que la pieza no realiza ningún tipo de movimiento relativo que pueda afectar al fluido de trabajo. Este planteamiento nos permite además proporcionar la presión y la dirección del flujo en términos absolutos, lo cual ofrece una configuración más intuitiva de los parámetros de entrada.
- Finalmente, cabe destacar que la gravedad no será un factor a tener en cuenta en este problema, dado que su funcionamiento real no estará condicionado por ésta.



Figura 2.10. Parámetros generales

2.2.2 Modelos de simulación

A continuación, es necesario llevar a cabo una definición de los modelos que rigen el comportamiento del flujo. Puesto que se trabajará únicamente con un fluido, no es necesario

plantear un modelo de varias fases (*Multiphase - Off*). A su vez, partiendo de la base de que el intercambio de energía en forma de calor es la principal motivación de la simulación, será considerada la ecuación de la energía del fluido en los cálculos (*Energy - On*). Finalmente, se ha de configurar un modelo estándar de turbulencia (*k-epsilon*), el cual proporcionará un resultado que ofrece un buen equilibrio entre el tiempo de computación y comportamiento aproximado del flujo los demás parámetros de la simulación permanecerán apagados.

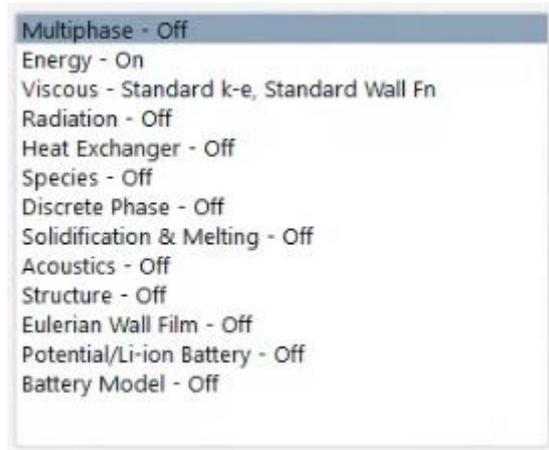


Figura 2.11. Modelos de simulación

2.2.3 Materiales usados

2.3.3.1 Vapor de agua

Tras el estudio realizado por Antonio Bernabé el vapor de agua será el refrigerante de todo este proyecto. Se considerará que todo el flujo se encuentra en estado gaseoso por lo que la temperatura de entrada será superior a la temperatura de saturación (en torno a 20K) correspondiente a cada uno de los valores de presión. Se ha escogido un modelo de densidad variable, el cual será controlado por la ecuación de Redlich-Kwong proporcionada por FLUENT. Esta expresión permite relacionar presión, temperatura y densidad y es la recomendada por la guía de usuario de FLUENT para este tipo de casos, además se ha comprobado su correlación con los valores de densidad indicados en las tablas de vapor [4].

Tabla 2.4. Propiedades del aire (gas ideal).

Propiedad	Valor
Densidad	Ecuación de Redlich-Kwong (2.1)
Conductividad térmica (W/m·K)	Función estimada según tablas de vapor (Figura 2.13)
Capacidad calorífica (J/kg·K)	Polinomio de c_p de la base de datos de Fluent (2.2)
Viscosidad (kg/m·s)	Función estimada según tablas de vapor (Figura 2.14)

Peso molecular (kg/kg·mol)

18.01534

Las expresiones mencionadas anteriormente, que vienen incluidas dentro de los recursos disponibles de Fluent son las siguientes.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \left(\frac{\alpha_0}{V(V+b)T^{0.5}} \right) \quad (2.1)$$

- R = constante universal de los gases (R) dividida entre el peso molecular
- P = Presión absoluta
- V = Volumen específico (m³/kg)
- T = Temperatura en Kelvin
- T_r = Temperatura reducida (T/T_c)
- α₀ y b son constantes relacionadas con la temperatura y la presión crítica del fluido.

Para relacionar la temperatura del vapor de agua con su capacidad térmica se utilizará el siguiente polinomio de grado 4.

$$c_p = 1563,077 + 1,604 \cdot T - 2,293 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 3,216 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 - 1,157 \cdot 10^{-9} \cdot T^4$$

Dado que los valores de viscosidad y temperatura se han obtenido de las tablas que relacionan la temperatura y la presión del vapor, los valores pueden presentar un pequeño error, sin embargo, es un error despreciable en el problema que se está estudiando. Igualmente, se ha podido comprobar que las pequeñas variaciones de presión son irrelevantes en este caso y no implican variaciones en los valores de conductividad térmica y viscosidad. A continuación, se muestra mediante gráficas, en las figuras 2.13 y 2.14, la evolución de ambas magnitudes en función de la temperatura del fluido.

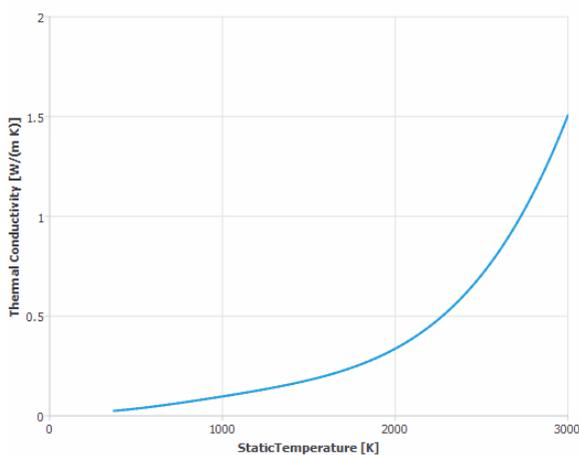


Figura 2.12. Conductividad térmica del vapor

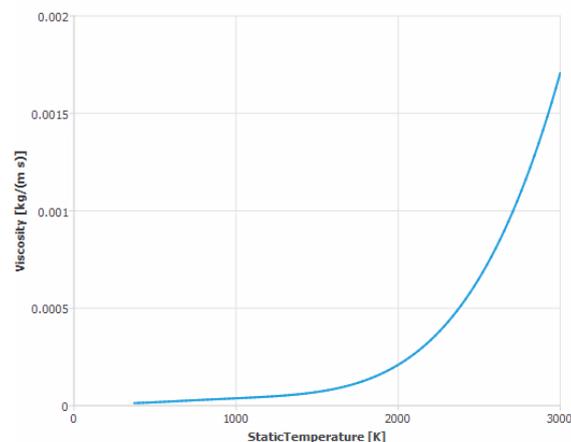


Figura 2.13. Viscosidad del vapor

2.3.3.2 Diboruro de circonio

Por otro lado, la pieza estará conformada fundamentalmente por diboruro de circonio (ZrB_2), el cual es un compuesto cerámico refractario con un punto de oxidación cercano a los $1400^\circ C$. Su uso en la industria aeroespacial no es ninguna novedad, ya que ha sido empleado con anterioridad en sistemas de propulsión de cohetes. Su densidad relativamente baja y su resistencia a altas temperaturas hacen que este material sea idóneo para la resolución del problema planteado.

Tabla 2.5. Propiedades del diboruro de circonio.

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m ³)	6270
Capacidad calorífica (J/kg·K)	(Ecuación 2.3)
Conductividad térmica (W/m·K)	<ul style="list-style-type: none"> • Si $T \leq 300$ K, $cp = 56$ • Si 300 K < $T < 1675$ K, (2.4) • Si $T \geq 1675$ K, $cp = 67$

A través de un artículo publicado por Journal of the American Ceramic Society [1] se ha concluido que el modelo más cercano al comportamiento real del material viene dado por valores de capacidad calorífica y conductividad térmica dependientes de la temperatura (2.4 y 2.5)

A continuación, se muestran las dos expresiones, a partir de las cuales se pueden obtener los valores de las magnitudes mencionadas anteriormente.

$$c_p = \frac{66,9624 + 5,6650 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right) + 1,4339 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^2 - 0,1517 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^3 - 1,8360 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^{-1}}{0,112846}$$

$$\text{Thermal conductivity} = 0,0073 \cdot T + 54,818$$

(2.3 y 2.4)

2.3.4 Condiciones de contorno

Para poder resolver el problema son necesarias unas condiciones de contorno, las cuales permitirán establecer las zonas de entrada y salida del flujo de refrigerante, así como el flujo de calor que se transmite a partir de la superficie frontal.

El rango de presiones de entrada considerados abarca desde los 0,15 bar hasta un máximo de 1,75 bar, éste será un valor que depende de la presión (la temperatura será sobre dimensionada con respecto al punto de vapor sobrecalentado para evitar condensaciones) según lo indicado en la tabla 2.5.

Tabla 2.6. Temperaturas de entrada del vapor de agua en función de la presión.

P_{entrada} (bar)	T_{entrada} (K)
----------------------------	--------------------------

0,15	376,7
0,2	377,9
0,25	379,0
0,5	384,5
0,75	389,2
1	393,4
1,5	400,6
1,75	403,7

Posteriormente se configura la salida, en la cual no es necesario aportar un valor de presión, ya que tanto este valor como el de temperatura de salida del fluido será proporcionado por la propia simulación una vez concluida. De esta forma la región de entrada, salida y circulación del aire queda definida tal y como se muestra en la figura 2.14.

El frontal de la pieza (*heated wall*) será sometida a un flujo de calor de 1.000.000 de W/m² tal y como se muestra en la figura 2.15, lo que supone un intercambio total de energía de 706,86 W. El resto de superficie exterior de la pieza (*wall*) no contará con ningún tipo de flujo de calor, siendo esta condición de contorno una simplificación aceptable en el modelo planteado.

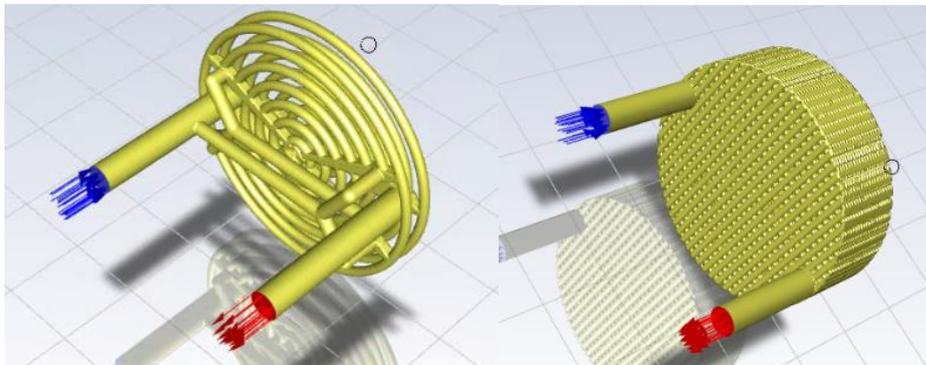


Figura 2.14. Visualización 3D del modelo en Fluent

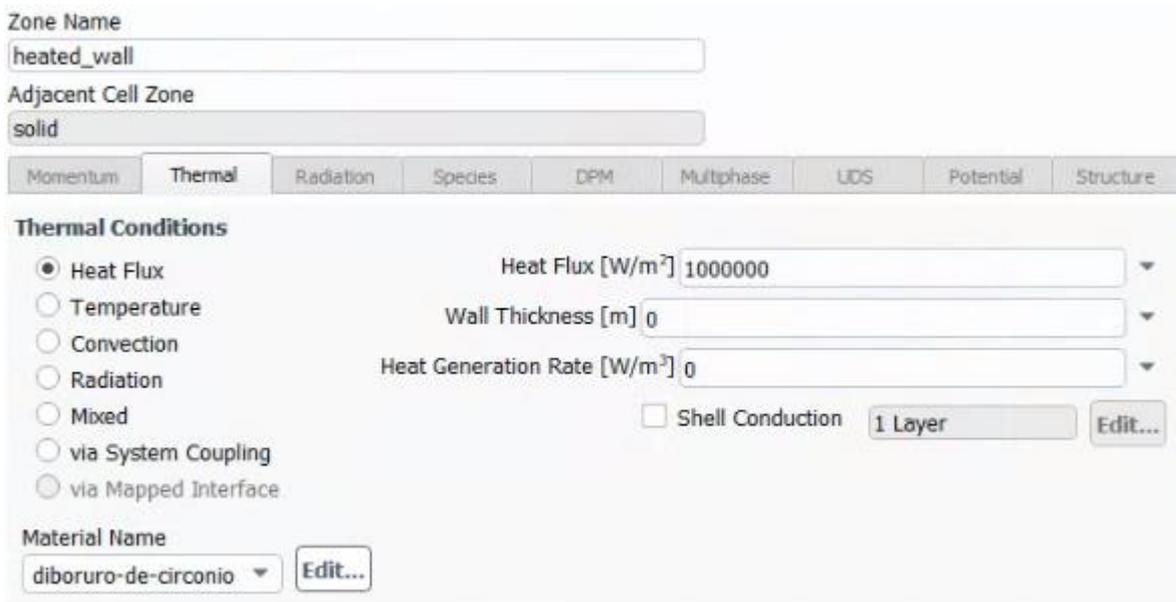


Figura 2.15. Configuración de frontal expuesto al intercambio de calor (*heated wall*).

2.3.5 Valores de referencia

Este paso previo al inicio de la simulación consiste en establecer los valores de entrada del problema, por lo que, dado que se conocen la presión, temperatura y caudal a la entrada, la opción lógica es tomar la sección denominada como *inlet* para iniciar el proceso de cálculo. A partir de estos valores se calcularán el resto de las magnitudes tales como la temperatura de salida, la presión y velocidad alcanzadas en el interior del circuito, la temperatura máxima alcanzada por el sólido y el fluido, etc. En el régimen transitorio, es necesario utilizar la función *Patch* para definir la temperatura inicial de la pieza tal y como se muestra en la figura 2.16, considerando así un valor de 274 K en $t = 0$ s.

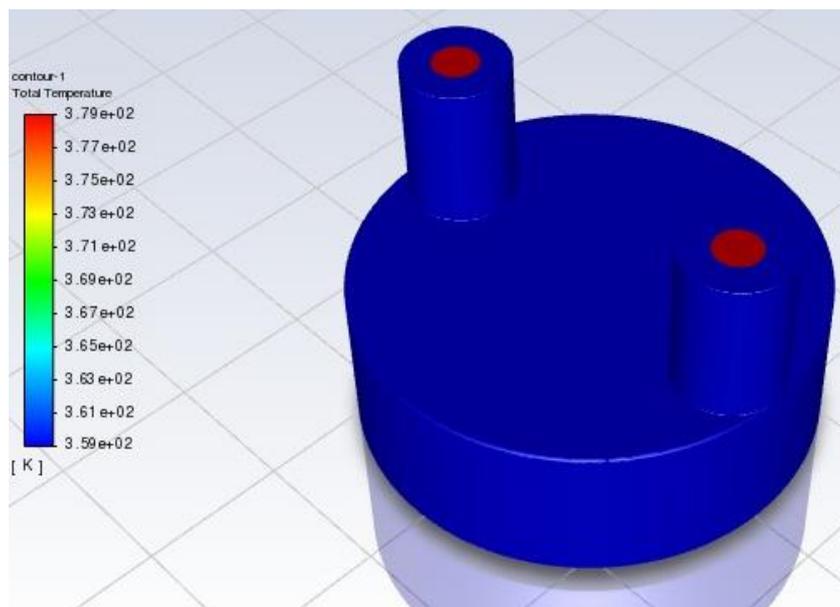


Figura 2.16. Temperaturas iniciales para cálculo transitorio ($P_{ent} = 0.2$ Bar).

2.4 Resolución y cálculo

2.4.1 Métodos de resolución

A la hora de plantear los métodos de resolución se han tenido en cuenta varios aspectos de la simulación que se explicarán a continuación, dependiendo de la geometría usada los métodos serán diferentes, aunque los primeros pasos serán los mismos.

En primer lugar, es necesario determinar el algoritmo de resolución. Dado que las simulaciones que se van a llevar a cabo pueden dar lugar a flujos compresibles y velocidades elevadas, todo parece indicar que la opción más adecuada será el algoritmo *COUPLED*. Quedan descartados los denominados *SIMPLE* y *SIMPLEC*, ya que estos modelos no son los óptimos para este tipo de problemas, siendo el segundo de ellos recomendable únicamente para cálculos en flujo laminar.

Cabe destacar que para favorecer la convergencia de los cálculos y la estabilidad de los resultados se usará la opción *pseudo-transient*, la cual ofrecerá unos resultados igualmente precisos en un menor periodo tiempo.

El parámetro *Gradient* permite seleccionar el tipo de cálculo de gradiente que será usado en la simulación. Al tratarse de una malla no estructurada, las opciones preferibles son *Least-Squares Method* y *Node-Based Gradient*, sin embargo, dado que la precisión en los resultados no sufre variaciones relevantes y que el tiempo de computación es considerablemente mayor, se usará el primer modelo.

En la mayoría de los casos se usará el esquema de cálculo que viene seleccionado por defecto en Fluent, siendo éste *Second Order Upwind*,, nos obstante en la segunda geometría el método de cálculo de la energía será el de *Third Order*, mientras que en la primera será la densidad y energía, el cual permitirá obtener una mayor precisión que en los otros modelos disponibles.

Cabe destacar que el principal fruto de divergencia de las simulaciones preliminares se encontraba en las componentes de turbulencia *k* y *epsilon*. Es por eso por lo que son los dos únicos parámetros que serán resueltos mediante la discretización de primer orden (*First Order Upwind*).

A continuación, quedan reflejado en la Tabla 2.6. para la primera geometría y en la tabla 2.7. para la segunda todos los parámetros usados en las diferentes simulaciones.

Tabla 2.6. Métodos de resolución.

Parámetro	Estudio con aire
Algoritmo	<i>COUPLED</i>
Gradient	<i>Least Squares Cell Based</i>
Pressure	<i>2 Order Upwind</i>
Density	<i>3 Order Upwind</i>
Momentum	<i>2 Order Upwind</i>

Turbulent K.E.	<i>1 Order Upwind</i>
Turbulent D.R.	<i>1 Order Upwind</i>
Energy	<i>3 Order Upwind</i>

Tabla 2.7. Métodos de resolución.

Parámetro	Estudio con aire
Algoritmo	<i>COUPLED</i>
Gradient	<i>Least Squares Cell Based</i>
Pressure	<i>2 Order Upwind</i>
Density	<i>2 Order Upwind</i>
Momentum	<i>2 Order Upwind</i>
Turbulent K.E.	<i>1 Order Upwind</i>
Turbulent D.R.	<i>1 Order Upwind</i>
Energy	<i>3 Order Upwind</i>

El uso de mayor orden permite una mayor precisión en el cálculo, no obstante, requeriré mayor uso de recursos

2.4.1 Monitores, inicialización e iteraciones

El criterio de convergencia se establecerá con los residuos (figura 2.17 y 2.18), aunque no se alcanzan los valores establecidos ($e-06$) los resultados son válidos, también se estudiarán las temperaturas promedio alcanzadas en el sólido y el fluido, en la salida y en la entrada (figura 2.18), así como los valores de c_p y de conductividad térmica (figura 2.19).

A la mayoría de las simulaciones en ambos casos se llevarán a un máximo de 1000 interacciones ya que se considera un resultado convergente en todos los sentidos.

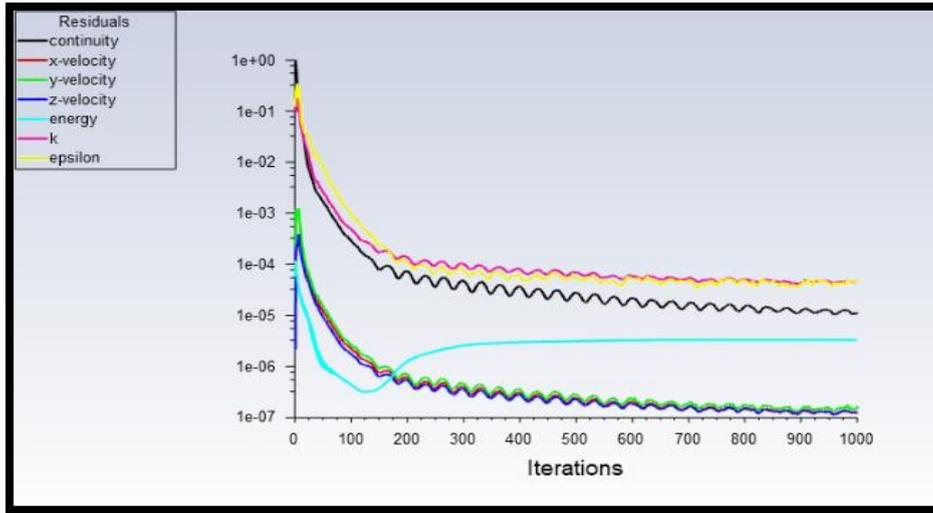


Figura 2.17. Residuos en caso de P=1 Bar.

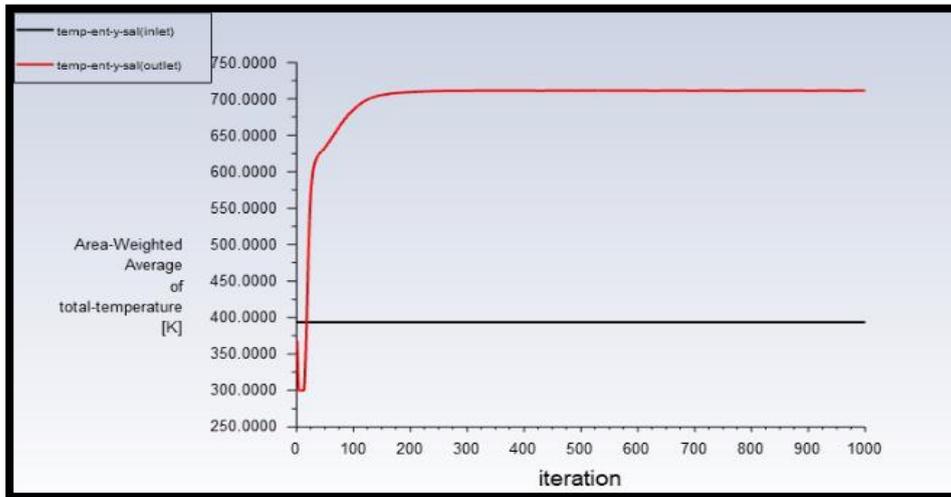


Figura 2.18. Temperatura media de entrada y salida en caso de P=1 Bar.

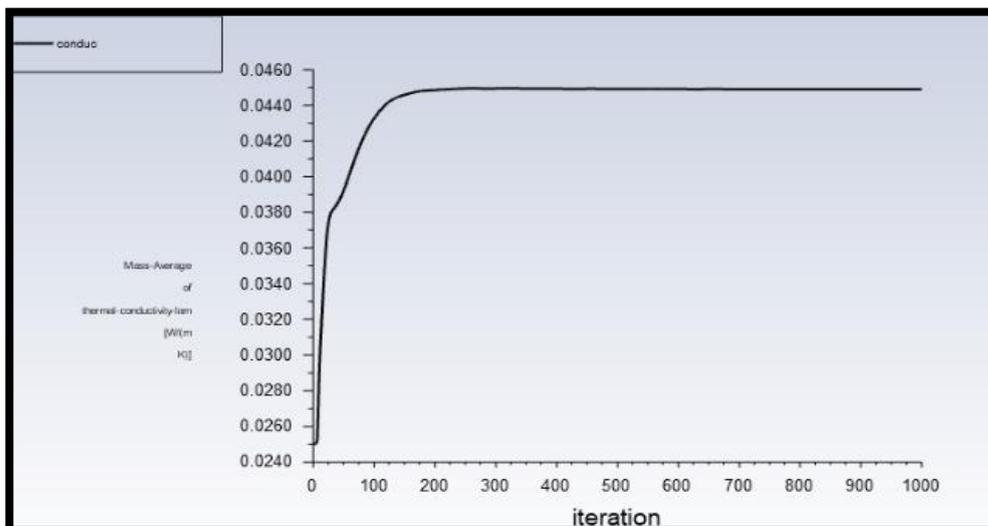


Figura 2.19. Conductividad térmica (UDF) en caso de P=1 Bar

Para llevar a cabo la inicialización de la simulación, se ha optado por la opción *Standard Initialization*, la cual basa sus cálculos en la información facilitada por el usuario, siendo en este caso, los valores previamente definidos en la sección de entrada (*inlet*).

A pesar de no ser estrictamente necesarias, las aproximadamente 1000 iteraciones del régimen estacionario se han hecho con el fin de estabilizar lo máximo posible los resultados, todo ello pensando en los objetivos del estudio, entre los cuales está establecer una comparativa entre las pequeñas diferencias entre simulaciones con y sin UDF.

Finalmente, se pueden observar en la figura 2.20. valores muy representativos del cálculo en el régimen transitorio, ya que al alcanzar una temperatura constante y semejante a la obtenida en el modelo estacionario se puede hacer una estimación de tiempos, la cual proporciona información muy útil y que ayuda a entender el comportamiento de la pieza cuando ésta es sometida a elevadas temperaturas.

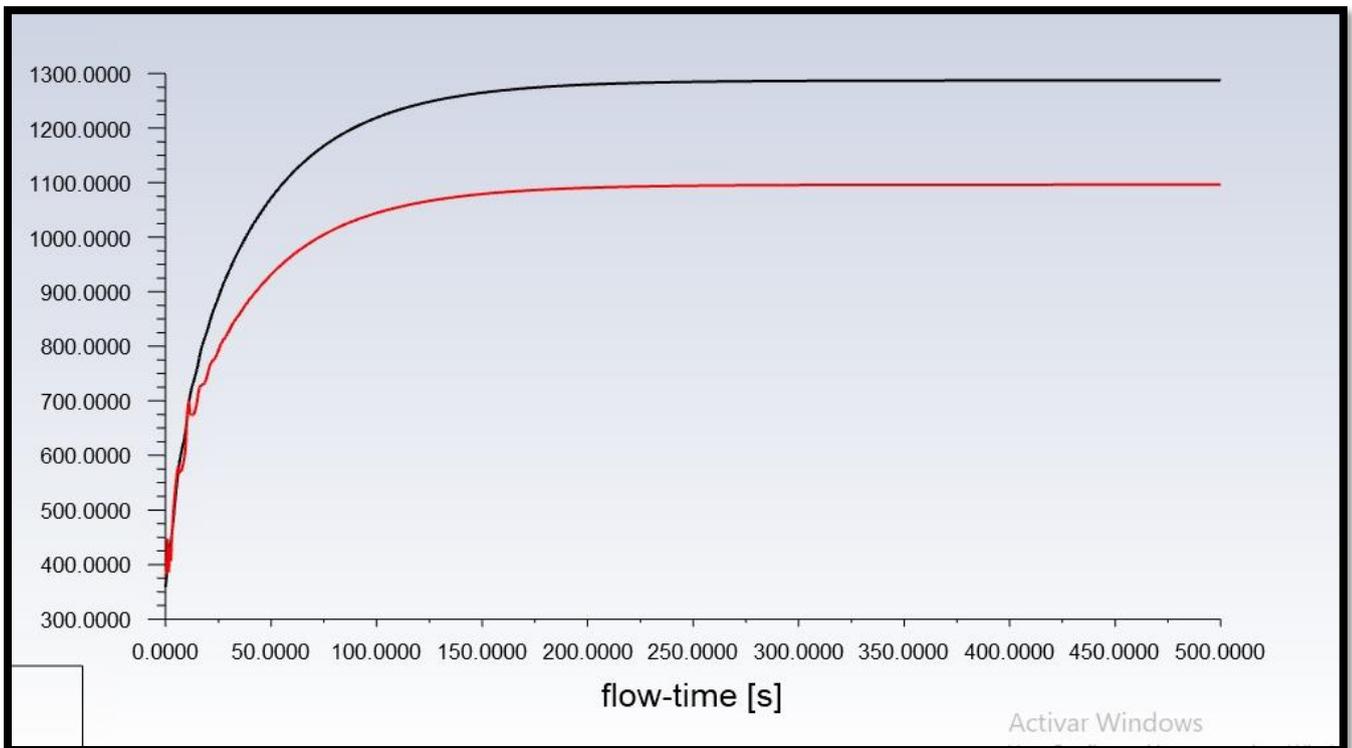


Figura 2.20. Evolución de temperatura del sólido (rojo) y del refrigerante (negro) de P = 0,23 Bar

3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Como se ha mencionado anteriormente, se dividirá esta sección en varios apartados, en los cuales se analizarán los resultados de cada una de las etapas. Cabe destacar que las fases siguen un orden cronológico enmarcado dentro del proyecto, por lo que serán los diversos análisis de resultados los que permitan avanzar entre fase y fase.

3.1 Comparativa entre configuraciones geométricas

Las geometrías planteadas son: una geometría más simplificada a la del estudio anterior, en la cual solo se contaba con dos circuitos de refrigeración y uno de recirculación. Sin embargo, las temperaturas alcanzadas superaban en todos los ámbitos a la geometría anterior, por lo que se optó por un modelo más complejo, el cual simularía un medio poroso en los circuitos de refrigeración en el interior de la pieza, ambos pueden observarse en la figura 3.1. Se puede observar fácilmente que la temperatura cae drásticamente con la nueva geometría en las presiones menores según lo indicado en la figura 3.2., por lo que se decide continuar con la segunda opción...

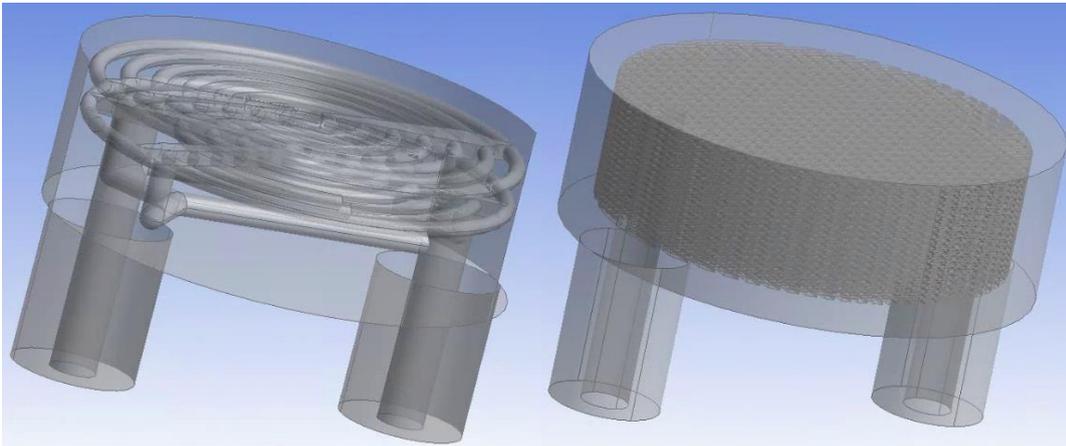


Figura 3.1. Comparativa entre la geometría inicialmente planteada y la modificada.

3.2 Análisis del material en función de la temperatura. Uso de UDF

En este punto se realiza un análisis de del comportamiento de pieza en función de la temperatura y las definiciones aportadas por el usuario, se ha llevado a cabo un estudio comparativo para analizar el comportamiento del material en función de la temperatura. Para ello, se han usado diferentes UDF(*user defined functions*), las cuales han sido explicadas con anterioridad y están definidas para la capacidad y la conductividad térmica del material. A continuación, en la Tabla 3.1. se pueden observar variaciones de estas propiedades en función de la temperatura de la pieza.

Tabla 3.1. Variaciones de las propiedades dependientes de la temperatura.

P_{Entrada} (bar)	c_p (UDF) (J/Kg·K)	Conductividad térmica (UDF) (J/Kg·K)
0,15	749,61	67
0,20	709,10	67

0,25	687,97	66,28
0,5	650,61	63,12
0,75	639,13	62,15
1,0	633,03	61,65
1,5	623,35	60,87
1,75	622,89	60,83

Observando estas diferencias, y se puede concluir que el procedimiento correcto es considerar un modelo con UDF en función de la temperatura, ya que el rango de presiones en el que estado de la pieza es considerado útil (Se define posteriormente) no sufre significativos cambios de c_p y conductividad térmica.

3.3 Comparativa entre las nuevas geometrías en relación con la geometría anterior. Número de Mach y rango de presiones.

En este punto consiste en una comparativa de las geometrías estudiadas y además de la geometría estudiada en el anterior estudio se compara datos tales como el número de March en función de la presión, caudales masicos y máximas temperaturas alcanzadas por la pieza.

Como comienzo de esta comparación tenemos esta grafica que representa las máximas temperaturas alcanzadas por las distintas geometrías:

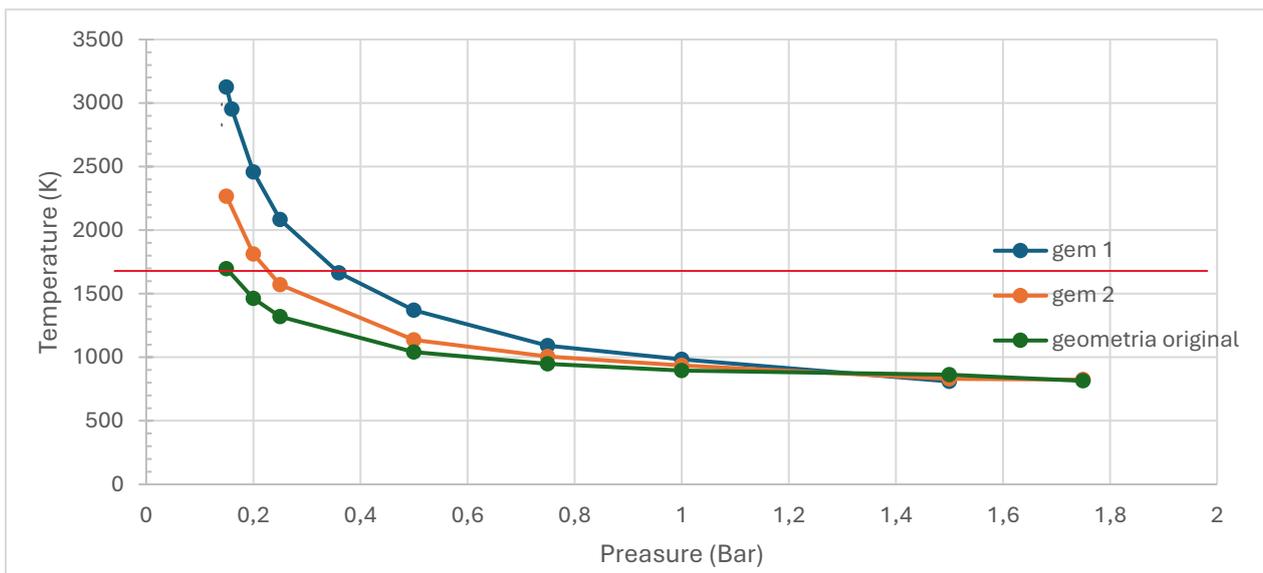


Figura 3.2. Temperatura máxima que alcanza la pieza refrigerándose con la primera geometría (azul), con la segunda geometría vapor (naranja) y la geometría original (color).

Como podemos observar las temperaturas alcanzadas en la geometría 1 son sustancialmente mayor que la geometría 2 y original es por ello por lo que se descarta su uso y estudio, centrándonos así en la geometría 2 y original.

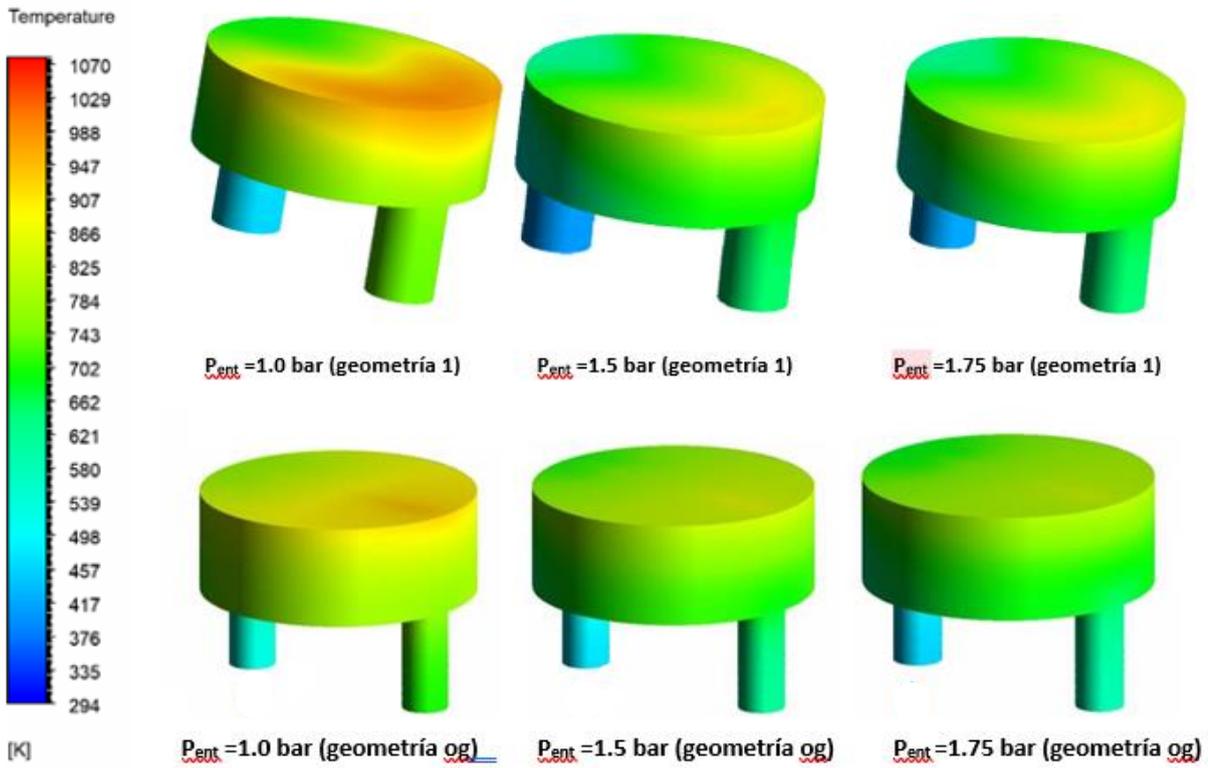


Figura 3.3. Comparativa de temperatura externa del sólido.

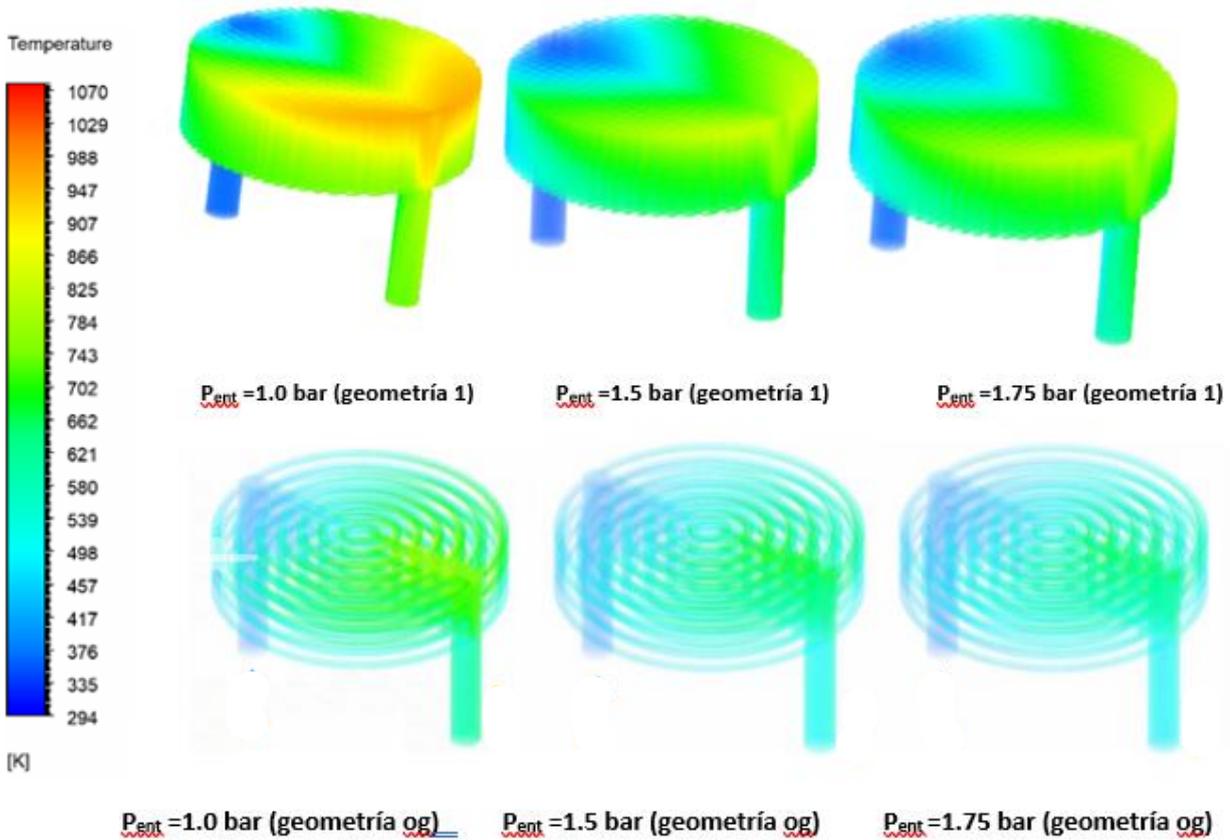


Figura 3.4. Comparativa de temperatura interna de fluido, usando aire (superior) y vapor (inferior).

Como se observa en la figura 3.3 y 3.4 mostradas las temperaturas alcanzadas en presiones altas son mayor en la geometría 2 que la geometría original, siendo la original la mejor de todas en cuanto a resultados se refiere.

Como se puede observaren la figura 3.4. las temperaturas más altas se generan en la superficie frontal de la pieza, ya que es la zona donde tiene lugar el intercambio de calor. Sin embargo, se puede apreciar que en el conducto de salida y en la pared cercana a la pieza la temperatura de estos es bastante cercana al de la pared superior. Este fenómeno se debe fundamentalmente a la transmisión de calor al paso del fluido a altas temperaturas por las conducciones internas cercanas a esa zona de la pieza, además como ultima observación las diferencias de temperaturas es excesivamente altas esto es provocado a un mal reparto de calor como se observa en la figura 3.x.

En la tabla 3.3 es interesante destacar como, a menor presión y disminuye el flujo másico, provocando una mayor temperatura en el fluido y su vez en la pieza debido a un menor intercambio de calor. Debido a esto es necesario que necesario tratar de intentar que la presión de trabajo se encuentre en rangos de temperaturas en las que el flujo másico no supere la reserva mínima de refrigerante y la pieza no sufra daños debido al calor.

La relación que nos ayudara a comprobar el flujo masico que teóricamente debería de tener la pieza es la ecuación de balance de energía, en la cual se considera un flujo de calor y una superficie constante, siendo la siguiente expresión

$$1.000.000 = \frac{J}{m^2 \cdot s} \cdot \pi \cdot \frac{0.03^2}{4} \cdot m^2 = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{salida} - T_{entrada})$$

(3.1)

- $T_{entrada}$ = Temperatura de entrada del fluido en la pieza.
- T_{salida} = Temperatura de salida del fluido en la pieza.

Una vez calculado teóricamente los flujos masicos utilizaremos los datos de fluent para comprobar su veracidad.

Con esta comprobación los datos obtenidos en Fluent obtenemos los siguientes flujos masicos:

Tabla 3.3. Variaciones de las propiedades dependientes de la temperatura.

P_{entrada} (bar)	geometría 1 (kg/s)	geometría 2 (kg/s)	geometría original (kg/s)
0,15	1,2017*10 ⁻⁴	1,7671*10 ⁻⁴	2,6861*10 ⁻⁴
0,20	1,6258*10 ⁻⁴	2,5348*10 ⁻⁴	3,5084*10 ⁻⁴
0,25	2,0499*10 ⁻⁴	3,2515*10 ⁻⁴	4,3118*10 ⁻⁴
0,5	3,8877*10 ⁻⁴	6,4324*10 ⁻⁴	7,4927*10 ⁻⁴
0,75	6,2204*10 ⁻⁴	8,9531*10 ⁻⁴	1,01081*10 ⁻³

1,0	$8,1996 \cdot 10^{-4}$	$1,11563 \cdot 10^{-3}$	$1,25114 \cdot 10^{-3}$
1,5	$1,17338 \cdot 10^{-3}$	$1,55509 \cdot 10^{-3}$	$1,7318 \cdot 10^{-3}$
1,75	$1,32183 \cdot 10^{-3}$	$1,7106 \cdot 10^{-3}$	$1,94386 \cdot 10^{-3}$

Como se observa en la tabla uno de los motivos de que la geometría 1 se comporte peor en las situaciones de menor presión es debido a su poco caudal producido principalmente por su forma de geometría.

Esta serie de simulaciones han proporcionado valores del número de Mach, el cual se puede definir como el cociente entre la velocidad del flujo y la velocidad del sonido en el mismo. Además, es altamente representativo del comportamiento del fluido, ya que proporciona información acerca de la compresibilidad de este y de la presencia de ondas de choque.

Mediante el número de Mach se buscará trabajar en un flujo subsónico que permita garantizar la obtención de unos resultados correctos, evitando valores mayores debido a los motivos indicados en la tabla 3.2. Los parámetros que influyen en esta magnitud quedan reflejados en la expresión 3.2

$$M = \frac{u}{c} = \frac{u}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}}$$

(3.2)

Donde se considera que:

- u = velocidad del flujo (m/s)
- c = velocidad del sonido en función de las variables termodinámicas (m/s)
- γ = relación entre el calor específico de un gas a presión constante y el calor a volumen constante.
- R = constante específica del gas
- T = Temperatura del fluido en Kelvin

A partir de esta expresión, se puede deducir que, al aumentar la presión, y por tanto el flujo másico, la velocidad del fluido en el interior de las conducciones aumentará. A su vez, la temperatura máxima del fluido será menor cuando se eleve la presión de entrada. Estos dos factores son los principales responsables del crecimiento del número de Mach en el fluido.

Tabla 3.4. Características del flujo en función del número de Mach.

Denominación	Nº Mach	Consideraciones
Incompresible	< 0,3	Variaciones de densidad despreciables

Subsónico	$0,8 \leq M < 0,3$	Variaciones de densidad considerables. No hay ondas de choque.
Transónico	$1,2 \leq M \leq 0,8$	Flujo complejo de analizar. Presencia de ondas de choque y diferencias de viscosidad por zonas.
Supersónico	$5,0 \leq M \leq 1,2$	Flujo más sencillo de analizar, no hay regiones subsónicas ni ondas de choque.

A partir de esta tabla, pueden descartarse automáticamente los valores de presiones de entrada iguales o superiores a x bar, ya que en todos estos casos el valor del número de Mach refleja un comportamiento no deseado del fluido dentro de la pieza.

En la Tabla 3.5. se pueden observar los valores obtenidos para cada caso, en los cuales se va variando la presión de entrada.

Tabla 3.5. Valores máximos del número de Mach. A la derecha la geometría original a la izquierda la geometría 1.

P_{entrada} (Bar)	Valor	P_{entrada} (Bar)	Valor
0,20	0,47	0,20	0,38
0,25	0,53	0,25	0,44
0,50	0,76	0,50	0,66
0,75	0,95	0,75	0,78
1,00	1,07	1,00	0,94
1,50	1,22	1,50	1,03
1,75	1,24	1,75	1,08

Como se observa en la anterior tabla nuestro rango de presiones por el número de March se encontrará entre 0,2 y 0,75 Bar esto es debido a la menor velocidad que alcanza las simulaciones.

A través de las figuras 3.5, la cual muestra el caso de $P_{ent} = 0.2$ Bar, se pueden observar varios aspectos interesantes que se pueden extender al resto de situaciones. En primer lugar, la zona crítica se sitúa en la conducción de salida, esto se debe fundamentalmente al incremento de velocidad del fluido, el cual viene causado por el aumento de su densidad debido a las altas temperaturas.

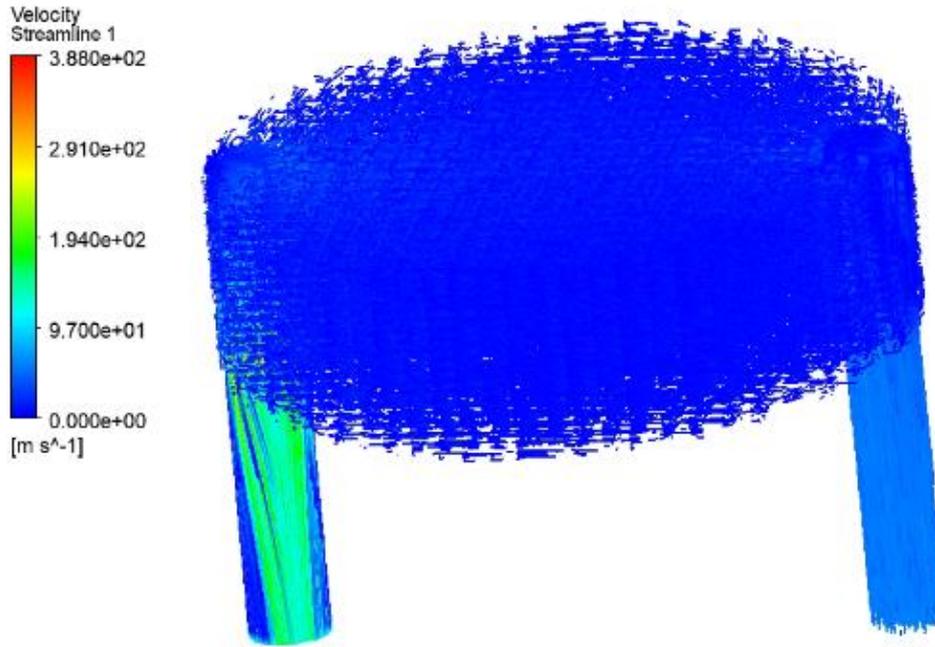


Figura 3.5. Representación gráfica de las velocidades del fluido en el caso de $P_{\text{entrada}} = 0,2 \text{ Bar}$.

Como podemos observar el perfil de velocidades del fluido se divide en tres partes una de entrada donde el fluido alcanza las máximas velocidades, una de salida donde el fluido alcanza mayor velocidad que le circuito interno pero menor que la parte de salida y la última parte en los circuitos internos de la pieza donde el fluido se estanca demasiado provocando así un menor intercambio de calor.

3.4 Flujo másico óptimo en función de la temperatura u número de Mach.

Con los datos anteriormente obtenidos descartamos el estudio de la geometría 1, en cuanto al flujo masico ideal de la geometría 2 teniendo en cuenta la tabla 3.3 de flujo masico, la tabla 3.5 del número de March y la figura 3.6 se llega a la conclusión de que el flujo masico de ideal de la geometría 2 es de $3,5 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$ por pieza, elegimos este caudal para no alcanzar la temperatura máxima y tener un margen de aproximadamente 200 K.

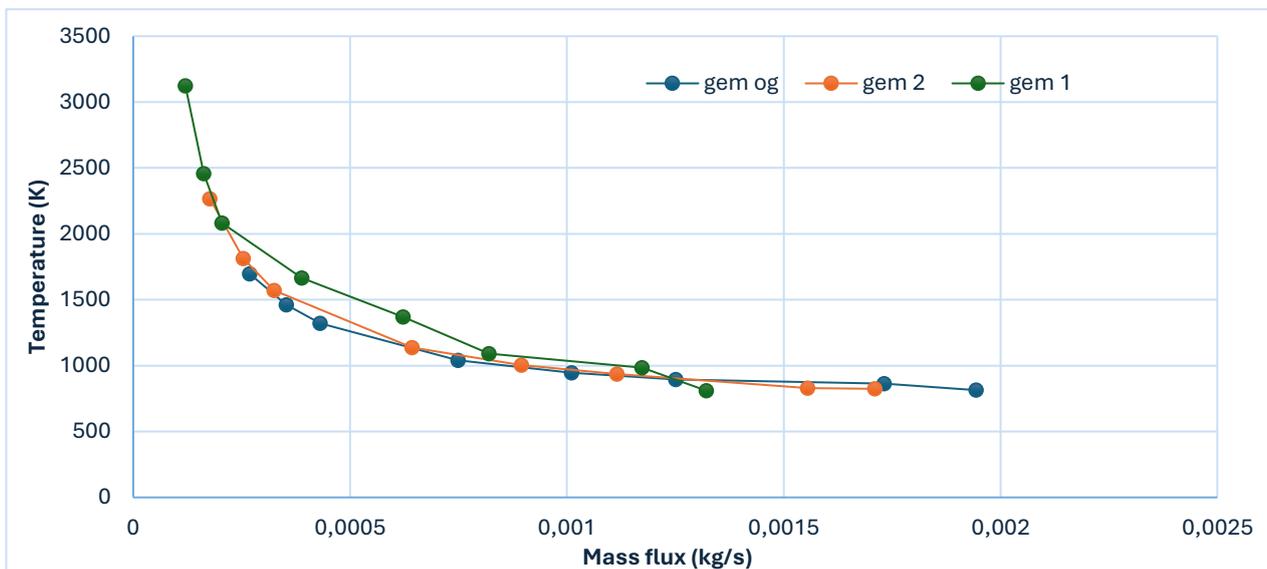


Figura 3.6. Representación gráfica del caudal de refrigeración y flujo masico.

Como se observa en la siguiente gráfica tanto la geometría original y la 2 tienen un desempeño parecido en lo que a la temperatura que se alcanzado por caudal de flujo masico usado será el mismo que el usado por la geometría original, este uso de caudal masico es debido a razones de seguridad, si bien se podría utilizar uno menor que el de la geometría original, podría suponer un riesgo para la pieza.

Uno de los principales problemas que tiene la geometría 2 es la figura 3.5, que representa el perfil de velocidades de la geometría 2, observamos un claro estancamiento de la velocidad en los circuitos internos de la pieza, la reducción de esta velocidad produce una menor refrigeración cuando se trata de presiones menores, hasta el punto de que una geometría como es la del medio porosos que en teoría debería de dar mejores resultados que la geometría anterior no logra ni igualarla, es más la empeora sustancial mente. Tras estos resultados cabe destacar que una reconfiguración de los circuitos internos de la pieza como por ejemplo aumentar el área de paso de por cada celda disminuyendo así el número de tubos por el que pasa el aire y ayudando a una mayor circulación de aire podría aumentar considerablemente el caudal de esta y mejorar el intercambio de calor pieza-fluido.

3.5 Comparativas geometrías con relación a las presiones de trabajo.

El límite de la pieza de diboruro de circonio se ha establecido en 1400° C (1673 K), por lo que cualquier valor de presión que dé lugar a temperaturas superiores a este límite será descartado.

Por este motivo, se va a estudiar cual sería el valor de presión mínimo que permitiría un correcto funcionamiento del escudo térmico.

Como se ha mencionado anteriormente, la alta temperatura obtenida en la geometría 1 descarta completamente su uso para futuros experimentos, en cuanto a la geometría 2 nos encontramos que la pieza fundirá si disminuimos la presión de entrada a unos 0,23 Bar lo cual tras los resultados en los numero de March y en las temperaturas en función de la presión nos deja con un rango de presiones de trabajo en torno a 0.3 Bar siendo este rango 0,1 Bar mayor a la anterior geometría. En cuanto a los flujos masicos de las piezas la geometría anterior contara con un flujo masico de trabajo en torno a $3,5 \cdot 10^{-4}$ kg/s por pieza, mientras que la geometría 2 $2,8 \cdot 10^{-4}$ kg/s por pieza. Esta disminución de caudal podría ser interesante en cuanto a que el volumen de fluido que debe portar el escudo se reduce considerablemente siendo este volumen de fluido unos de los limitantes a la hora de construcción del escudo ya que este requiere de una zona de almacenamiento dentro del transbordador espacial.

En la figura 3.2 se puede observar donde se encuentra el límite de temperatura máxima junto con los valores máximos alcanzados para los diferentes valores de presión de entrada tanto de la geometría anterior como de la geometría 2, además nos da una idea de por qué la elección de las presiones de trabajo son las elegidas. Como se comenta en el TFG de Antonio Bernabé la presión de trabajo de su geometría será de 0,2 bar mientras que la presión de trabajo de la geometría 2 será de unos 0,3 Bar, las razones que han llevado a esta decisión de presiones de trabajo son de seguridad ya sea por diferencia entre la simulación y la vida real, así como por seguridad del material ya que una acercamiento a la temperatura de fusión podría suponer un cambio de comportamiento físico en cuanto a las propiedades del material se refiere.

Cabe destacar como único punto a favor de la geometría 2 sobre la de Bernabé será su menor uso de material, pues esta tendrá un peso de 0,03281 kg mientras que la otra 0,03835 kg.

3.6 Régimen transitorio. Cálculo de tiempo

Finalmente, se ha llevado a cabo un estudio en régimen transitorio con el objetivo de poder plantear un tiempo estimado para el cual el sistema de refrigeración alcanza un estado estacionario. Como es de esperar, la pieza inicialmente estará a la temperatura ambiente considerada (274 K), mientras que el vapor de agua será suministrado constantemente a la temperatura de saturación del vapor de agua, la cual es $T_{\text{ent}} = 378,5 \text{ K}$ para el caso de $P_{\text{ent}} = 0,23 \text{ bar}$. Según avance el ciclo, la temperatura media de ambos aumentará, en el caso de la pieza, seguirá la siguiente expresión.

$$T = T_o + (T_{\infty} - T_o) \cdot (-e^{-kt}) \quad (3.3)$$

- T = Temperatura en función del tiempo en Kelvin
- T_o = Temperatura inicial en Kelvin
- T_{∞} = Temperatura final en Kelvin
- k = constante que relaciona el tiempo con el incremento de temperatura (s^{-1})

Considerando que la temperatura media final será de 1288 K y $k = 0,029$, se obtiene la siguiente función, cuya representación gráfica se puede ver en la figura 3.10.

$$T = 1288 + (1288 - 274) \cdot (-e^{-0,029 \cdot t})$$

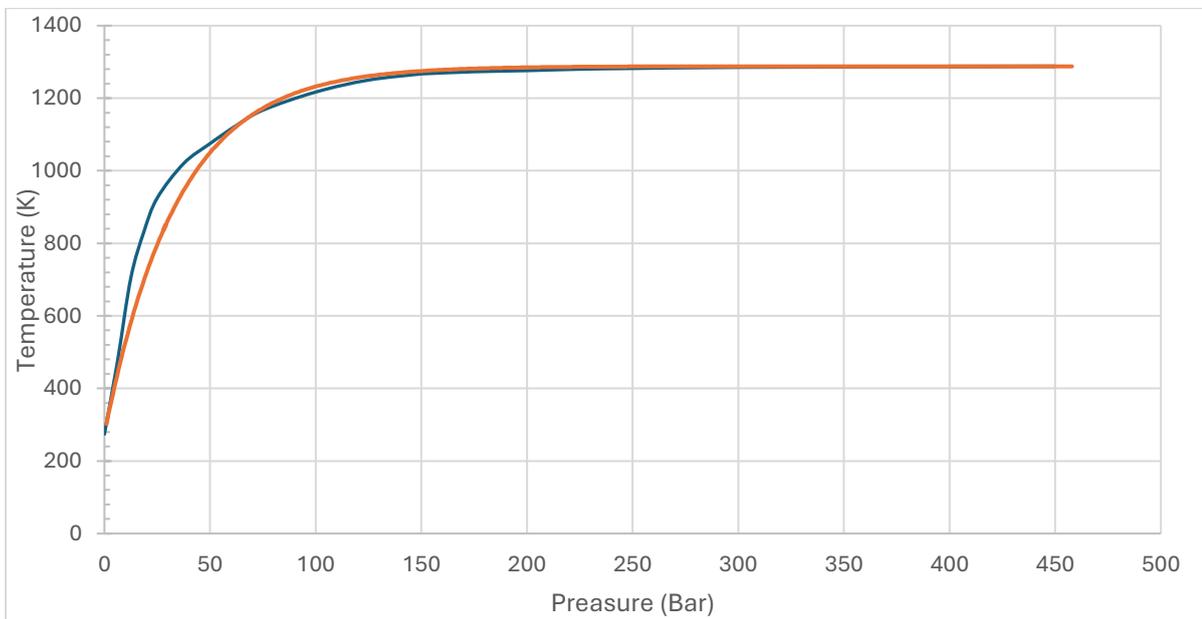


Figura 3.10. Comparativa de datos obtenidos mediante simulación (amarillo) con resultado de expresión de temperatura considerada (azul).

A efectos prácticos, el inverso de k permite obtener el tiempo característico, el cual se puede entender como el periodo de tiempo que requiere un sistema para estabilizarse tras verse sometido a una perturbación. En este caso el valor obtenido es aproximadamente de 34,5 segundos.

4 CONCLUSIONES

Tras las numerosas pruebas y comparaciones entre geometrías que se han realizado en este estudio y tras las simulaciones en CFD mencionadas en el segundo apartado, este estudio llega a las siguientes conclusiones

El material seleccionado, denominado diboruro de zirconio (ZrB_2) sigue siendo apto para la continuación del estudio su elevada temperatura de fusión y intercambio de calor material fluido es aceptable para las condiciones propuestas.

- El modelo inicial, también llamado geometría 1 que totalmente descartado debido a las altas temperaturas alcanzadas en bajas presiones y a su alto caudal sin este conseguir una refrigeración esperada.
- La geometría 2 alcanza unos mejores resultados, no obstante, esta geometría no supone una mejoría con la estudiada en el estudio anterior, además como ya se comentó en anteriores apartados la malla de esta pieza debido a su complejidad no asegura unos resultados fiables es por ello por lo que a ser posible si se realiza un estudio físico de las piezas lo recomendado sería empezar con la geometría realizada por Antonio Bernabé.
- Las presiones de entrada cercanas a los 0,30 bar ofrecen un buen equilibrio entre necesidades de refrigeración y caudal de refrigerante. Sin embargo, sería necesario llevara cabo pruebas experimentales para poder corroborar esta hipótesis.
- A partir de los datos de entrada mencionados se puede crear un modelo matemático que ofrezca información sobre la temperatura de la pieza y cuando ésta alcanzará un valor estable.
- El aumento de caudal en la geometría 2 sería una de las mejores soluciones planteadas debido a que su compleja geometría la cual ha reducido considerablemente la velocidad del fluido.

Cabe destacar que para todas las simulaciones se ha llevado a cabo un proceso de validación de resultados, en el cual se han probado diferentes mallas y parámetros de simulación para verificar que no existan errores provocados por anomalías del software de cálculo. De igual forma, estudios previos de naturaleza similar han sido tenidos en cuenta para el planteamiento de este proyecto [5].

4.1 Propuestas de mejora y consideraciones para futuros estudios

A la hora de continuar el proceso de desarrollo de este escudo térmico deberían añadirse al problema varios factores limitantes tales como la velocidad en los circuitos internos de la pieza, así como la presión máxima que pueden soportar las conducciones y la cantidad máxima de refrigerante que puede ser almacenada en el transbordador espacial. Por otro lado, podría ser interesante plantear el uso de algún otro refrigerante con mayor capacidad térmica y conductividad, con el objetivo de reducir el caudal necesario para reducir la temperatura de la pieza, aumentar el tamaño de los circuitos internos en la geometría 2 intentando así aumentar su velocidad debido al aumento de caudal por los mismos.

5 BIBLIOGRAFIA

- [1] James W. Zimmermann, Gregory E. Hilmas and William G. Fahrenholtz, "Thermophysical of ZrO₂ and ZrO₂-SiC Ceramics", Journal of The American Ceramic Society, vol 91, pp. 1405-1411, Feb. 2008.
- [2] ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide
- [3] Çengel, Yunus A. y John M. Cimbala, "Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones", 6ª edición, McGraw-Hill, 2008.
- [4]] Ernst U.schlünder, "Heat Exchanger Design Handbook", Hemisphere Publishing Corporation, 1986.
- [5]] S. Agujetas Arroyo, "Estudio fluidodinámico del humor acuoso en el ojo humano", TFG depositado en la Universidad de Extremadura, 2019.
- [6] A. Bernabé del Reino "Simulación de escudo térmico para reentrada atmosférica", TFG depositado en la Universidad de Extremadura, 2023.