



UNIVERSITAT
ROVIRA i VIRGILI

Universitat Rovira i Virgili

Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química

unir LA UNIVERSIDAD
EN INTERNET

Universidad Internacional de La Rioja

Escuela Superior de Ingeniería y tecnología

Máster en Mecánica de Fluidos Computacional
**Estudio Comparativo de Sistemas Pasivos
de Disipación de Calor por Convección en
Válvulas Industriales**

Trabajo fin de estudio presentado por:	Cirion Salazar, Alvaro
Tipo de trabajo:	Simulación Numérica
Director/a:	Stiriba, Youssef
Fecha:	

Resumen

En el presente estudio se analizan distintas configuraciones de sistemas pasivos de refrigeración en válvulas industriales que trabajan a alta temperatura. El estudio se centra en válvulas empleadas para el control del fluido caloportador en plantas termosolares de concentración de torre central. El fluido es sal solar, un eutéctico al 60% de nitratos de sodio y 40% de nitratos de potasio. Se presentan distintas superficies extendidas sobre la tapa, que está orientada verticalmente. Su función es reducir la temperatura del eje de la válvula en la zona de la empaquetadura, para reducir el riesgo de fugas al exterior. Se analiza la eficiencia en la disipación de calor por convección natural de distintas geometrías y se presenta una comparativa de las mismas. Para ello se realizan simulaciones CFD con la herramienta Fluent 19.1 de ANSYS. Se busca entender el comportamiento de los flujos de aire alrededor de las superficies extendidas de intercambio térmico y determinar cómo afecta a la eficiencia disipativa de calor. Se comprueba la mayor eficiencia en la transferencia térmica por convección natural de superficies extendidas orientadas en la dirección de la gravedad. Se determina finalmente el diseño óptimo entre ellas.

Palabras clave: válvula, aleta de refrigeración, superficie extendida, CFD, convección natural.

Abstract

The present study analyses different arrangements for passive cooling systems in industrial valves working at high temperature. The study focuses on valves used for the heat thermal fluid control in Central Receiver or Solar Power Tower plants. The fluid is thermo-solar salt, a eutectic mixture of 60% Sodium Nitrate and 40% Potassium Nitrate. Different extended surfaces are presented for the valve bonnet, which is vertical oriented. Its function is to reduce the valve stem temperature at the packing area, to reduce the risk of leakages through the outside. The different geometries heat dissipation efficiency by natural convection is analysed and a comparative of them is presented. CFD simulations are developed to do that by using the Fluent 19.1 tool from ANSYS. Its goal is to understand the surrounding air flows behaviour over the extended for heat transfer surfaces and determine the way it affects to the heat dissipation efficiency. It is verified the better efficiency on heat transfer by natural convection when the extended surfaces are aligned with the gravity. The optimum design among all is finally determined.

Keywords: valve, cooling fin, extended surface, CFD, natural convection.

Índice de contenidos

1.1.	Motivación.....	9
1.2.	Estado del arte.....	10
1.3.	Objetivos	11
2.	Modelo físico	13
2.1.	Contextualización del componente de estudio.....	13
2.1.1.	Descripción de la aplicación	13
2.1.2.	Descripción de la válvula.....	15
2.2.	Configuración A	18
2.3.	Configuración B.....	18
2.4.	Configuración C.....	19
3.	Modelo matemático	20
3.1.	Modelo Viscoso Laminar	22
3.2.	Modelo de Radiación DO (Discrete Ordinates)	22
3.3.	Dominio computacional	24
3.4.	Condiciones de contorno	26
3.5.	Métodos numéricos de resolución	28
4.	Análisis de resultados y discusión.....	29
4.1.	Estudio de convergencia de malla y validación del modelo matemático	29
4.2.	Análisis de la Configuración A	34
4.2.1.	Configuración A1	34
4.2.2.	Configuración A2	38
4.2.3.	Configuración A3	39
4.3.	Análisis de la Configuración B.....	42
4.3.1.	Configuración B1.....	43

4.3.2. Configuración B2.....	45
4.4. Análisis de la Configuración C.....	47
4.4.1. Configuración C1.....	47
4.4.2. Configuración C2.....	49
5. Conclusiones y líneas de trabajo futuras	50
Referencias bibliográficas	53
Anexo A. Especificación de las sales de nitrato	57
Anexo B. Propiedades Termo-físicas acero inoxidable 316L.....	59
Anexo C. Curvas características	60
Anexo D. Secciones dimensionales de las Configuraciones	68

Índice de figuras

Figura 1. Válvula de mariposa con tapa extendida aleteada	11
Figura 2. Esquema funcionamiento – planta termosolar “Solar Two” (California).....	13
Figura 3. Receptor solar de torre y campo de heliostatos. Instalaciones de la Plataforma Solar de Almería (PSA), perteneciente al CIEMAT.....	15
Figura 4. Válvula instalada en la Plataforma Solar de Almería.....	16
Figura 5. Sección longitudinal de la válvula	17
Figura 6. Configuraciones A1, A2 y A3 de izquierda a derecha.....	18
Figura 7. Configuraciones B1 y B2 de izquierda a derecha	18
Figura 8. Configuraciones C1 y C2 de izquierda a derecha	19
Figura 9. Definición del dominio computacional.....	24
Figura 10. Mallado de una cavidad - 170 x 60 elementos hexaédricos.....	25
Figura 11. Contornos de Temperaturas para un $\Delta T = 500$ K y paredes isoterma.....	30
Figura 12. Mapa de Vectores de Velocidad para $\Delta T = 500$ K y paredes isoterma.....	30
Figura 13. Contornos y perfil de Temperatura – Velusamy et al. (2010)	32
Figura 14. Dimensiones de la cavidad de la configuración A1	35
Figura 15. Contornos de Temperatura, $\Delta T = 500$ K y paredes isoterma – Configuración A1.	35
Figura 16. Contornos y perfil de Temperatura – Configuración A1	36
Figura 17. Evolución axial de la Temperatura – Configuraciones A1, A2 y A3.....	40
Figura 18. Evolución axial de la Temperatura – Configuraciones B1 y B2	44
Figura 19. Contornos de Temperatura – Configuración B2	45
Figura 20. Evolución axial de la Temperatura – Configuraciones C1 y C2	48
Figura 21. Contornos de Temperatura – Configuración C2	49
Figura 22. Comparativa general de la evolución axial de la Temperatura	51

Índice de tablas

Tabla 1. Relación de aspecto de la cavidad para cada configuración.....	29
Tabla 2. Propiedades físicas de las sales de sodio.....	33
Tabla 3. Coeficientes de transferencia térmica, configuración A1 [sales a 565°C]	37
Tabla 4. Coeficientes de transferencia térmica, configuración A2 [sales a 565°C]	39
Tabla 5. Coeficientes de transferencia térmica, configuraciones A [sales a 565°C].....	40
Tabla 6. Coeficientes de transferencia térmica, configuración B1 [sales a 565°C]	43
Tabla 7. Coeficientes de transferencia térmica, configuraciones B [sales a 565°C].....	44
Tabla 8. Coeficientes de transferencia térmica, configuraciones C [sales a 565°C].....	48

Nomenclatura			
A	superficie sección transversal, m ²	RA	relación de aspecto, $RA = \frac{L}{\delta}$
α	difusividad térmica, m ² s ⁻¹	Ra	número de Rayleigh, $Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3 \cdot \rho}{\mu \cdot \alpha}$
β	coeficiente de expansión térmica, K ⁻¹	Rh	resistencia térmica de convección, $R_h = \frac{1}{s \cdot h}$
Cp	calor específico, J kg ⁻¹ K ⁻¹	Rk	resistencia térmica de conducción, $R_k = \frac{1}{A \cdot k}$
δ	altura de la cavidad, mm	ρ	densidad, kg m ⁻³
ΔT	diferencia de temperatura, K	S	superficie de intercambio térmico por convección, m ²
ϵ	emisividad	T	temperatura, K
g	aceleración de la gravedad, m s ⁻²	Ta	temperatura del aire ambiente, K
H	altura respecto a base de la tapa, m	Te	temperatura en el eje, K
h	coeficiente de transferencia térmica por convección, W m ⁻² K ⁻¹	Ts	temperatura en la superficie del tubo liso, K
\bar{h}	coeficiente global de transferencia térmica por convección, W m ⁻² K ⁻¹	Tsales	temperatura de las sales de nitrato en la válvula, K
k	conductividad térmica, W m ⁻¹ K ⁻¹	Tsm	temperatura promedio en la superficie del tubo liso, K
L	longitud radial de aleta, mm	u, v, w	componentes de la velocidad en x, y, z respectivamente, m s ⁻²
Lc	longitud característica, mm	x, y, z	coordenadas cartesianas, m
Nu	número de Nusselt, $Nu = \frac{h \cdot L_c}{k}$		
μ	viscosidad dinámica, kg m ⁻¹ s ⁻¹		
Q	tasa de flujo de calor, W		
q	flujo de calor, W m ⁻²		

INTRODUCCIÓN

1.1. Motivación

El diseño de válvulas industriales es un campo muy maduro y está encorsetado por Especificaciones de Proyecto, Normativa Internacional y criterios muy antiguos. Estos se siguen fielmente, sin cuestionar, dejando poco espacio a la innovación. Exceptuando la evolución en el campo de los materiales, tanto metálicos como no metálicos, que sí ha experimentado grandes avances tecnológicos, los diseños permanecen inalterables, no apreciándose mayores diferencias entre una válvula de principios de 1900 y otra actual.

Cada vez que se requiere una válvula para trabajar a alta temperatura, la única solución pasiva que ofrece el mercado para reducir la temperatura a la altura de la empaquetadura es la tapa extendida – mayor longitud de tubo liso – o la tapa extendida con aletas de refrigeración. Pero lejos de ser superficies extendidas de geometrías especiales, se trata de aletas circulares horizontales, equiespaciadas, del mismo diámetro y espesor, donde la única variante es el número de aletas.

Los sistemas de disipación térmica pasivos son muy empleados en industrias donde la seguridad es un aspecto crítico. Su idoneidad no se restringe solo a su menor coste de inversión y operación. No depender de un sistema accesorio que requiera de un aporte de energía para su funcionamiento permite operar en condiciones de seguridad en caso de caída del sistema eléctrico.

Esto es crítico en centrales nucleares, por ejemplo, donde los sistemas de seguridad redundantes (pasivos y activos) son un estándar de esta industria, debido al impacto que conlleva el riesgo de accidente.

Las válvulas para la conducción de fluido refrigerante del reactor trabajan a alta temperatura. Esta temperatura hay que disiparla para que no sobrepase un determinado límite a la altura de la empaquetadura.

El campo de las energías renovables, concretamente el de generación de energía eléctrica a partir de la radiación solar, emplea también fluidos caloportadores.

En este caso no para refrigerar ningún equipo, sino para absorber y retener la energía en forma de calor, captada por el receptor solar, y conducirla hacia los intercambiadores de calor. De ahí, producir vapor que volcar a la turbina en el ciclo de Rankine.

La temperatura de trabajo es igualmente elevada, variando según la tecnología (400°C en colectores cilindro-parabólicos y 565°C en Torre central), por lo que se hace necesario un sistema de disipación de calor que proteja la empaquetadura del contacto con fluido a alta temperatura. Esta empaquetadura sella el paso de fluido a través del interior de la tapa por donde desliza el eje de actuación de la válvula.

En muchos procesos llevados a cabo en una refinería, se da igualmente la necesidad del manejo de fluidos a alta temperatura. Pueden ser gases procedentes de algún proceso de combustión en el fraccionamiento de hidrocarburos, que bien se reaprovechan para otros procesos o se conducen al exterior. Pueden ser, así mismo, mezclas multifásicas procedentes del Cracking térmico o catalítico en sus diferentes variantes.

1.2. Estado del arte

Aunque sí hay muchos estudios diferentes de disipación de calor en superficies extendidas, de distintas geometrías, no hay mucha documentación de este caso particular. Esto es, disipación de calor por conducción, radiación y convección natural de un cuerpo a temperatura homogénea, a través de una geometría longitudinal extendida, que va perdiendo temperatura progresivamente.

En el artículo Velusamy et al. (2010) se describe el análisis de un sistema pasivo de refrigeración en una válvula de mariposa, para la conducción de sodio líquido en un reactor de fisión del tipo "Fast Breeder" (FBR). El sodio líquido se emplea como fluido refrigerante del reactor debido a su alta capacidad calorífica, su precio competitivo comparado con otros refrigerantes y su abundancia en la naturaleza. La citada válvula forma parte del circuito de refrigeración por sodio líquido. En la figura 1 se puede ver una imagen de la válvula antes de ser instalada para su prueba en el Centro Indira Gandhi de Investigación Atómica (IGSCAR).

Dada la alta reactividad exotérmica del sodio en contacto con el aire y el agua hay que evitar que, por deterioro de los sellos de la válvula (empaquetadura), se produzca una fuga de sodio líquido al exterior.

El sodio líquido presenta una temperatura de solidificación elevada, de 98°C. El sistema pasivo consiste en disipar calor a través del cuello aleteado de la tapa de la válvula, al objeto de conseguir una temperatura en la zona de los sellos inferior a la de solidificación. De esta manera se forma un tapón de sales en estado sólido que impide cualquier fuga al exterior.

Figura 1. Válvula de mariposa con tapa extendida aleteada



Fuente: Indira Gandhi Centre for Atomic Research (IGSCAR), Annual Report 2017

1.3. Objetivos

El presente estudio pretende analizar diferentes configuraciones de superficies extendidas y su eficiencia en la disipación de calor en válvulas industriales. Trazar las curvas de temperatura en el fluido a lo largo del eje y determinar la configuración más efectiva para obtener una temperatura de consigna determinada en la zona de la empaquetadura.

La intención es apoyarse en los resultados obtenidos por el Instituto IGSCAR (sus resultados computacionales fueron validados en planta piloto), para determinar la calidad del mallado y

la adecuación a la realidad de los modelos de transmisión térmica seleccionados, así como de las condiciones de contorno definidas.

A continuación, aplicarlo al análisis de una válvula de globo de control para sales fundidas como fluido caloportador en Planta Termosolar de Concentración, de tipo Torre.

Las sales de nitrato que se emplean en esta aplicación son de distinta naturaleza a las de sodio líquido utilizadas en el campo nuclear. Son un eutéctico al 60% en peso de nitrato de sodio (NaNO_3) y 40% en peso de nitrato de potasio (KNO_3). No presentan los problemas de reacción exotérmica en contacto con el aire de las sales de sodio, pero sí presentan la misma problemática de corrosión y solidificación a alta temperatura. Esto es, conllevan la misma dificultad de operación del sistema, tanto en bombeo como en conducción de sales, por los problemas de solidificación en los puntos "fríos" del sistema. En el apartado 2.1 de contextualización se describe con más detalle la aplicación y sus problemáticas.

El estudio del Instituto IGSCAR analiza la influencia de la relación de aspecto de las cavidades formadas entre aletas, limitándose a las relaciones aproximadas de 3, 6 y 12. El presente estudio analiza la adecuación de dicha configuración de aletas en la transferencia térmica por convección y lo extiende a la relación de aspecto $RA = 1$ y al tubo liso sin superficies extendidas.

Así mismo, se analizan configuraciones derivadas de introducir variantes geométricas, algunas de las cuales ya han sido estudiadas en otros trabajos, que han demostrado ser eficaces en la mejora de la transmisión térmica. La novedad puede residir en aplicar un conjunto de alternativas sobre una misma geometría y realizar un estudio comparativo que permita determinar cuál es la más eficiente.

2. Modelo físico

2.1. Contextualización del componente de estudio

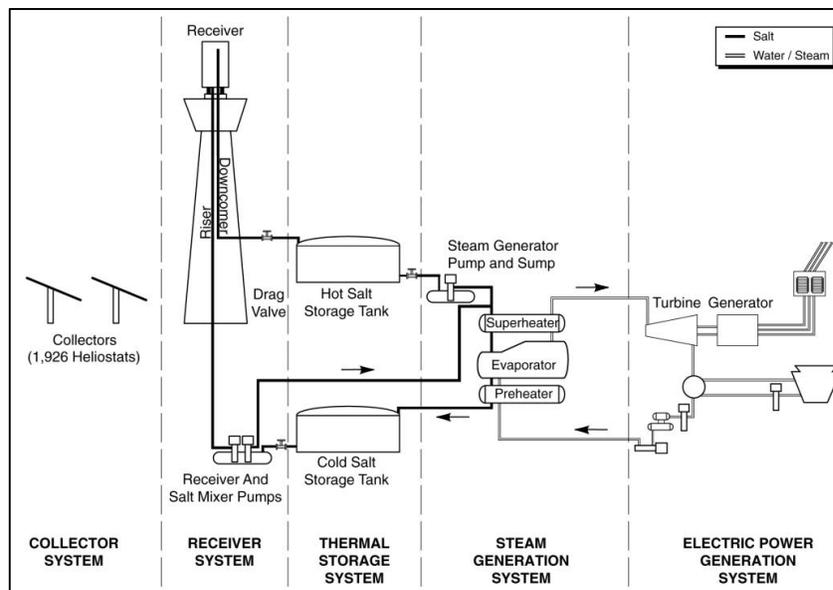
2.1.1. Descripción de la aplicación

Se trata del estudio térmico de una válvula, para conducción de sales de nitrato fundidas, en una planta termosolar de generación eléctrica del tipo torre (*SPT – Solar Power Tower*).

El esquema de la figura 2 muestra el funcionamiento a grandes trazos de una planta tipo. Consiste en un campo de heliostatos, los cuales reflejan la radiación solar, la orientan y concentran sobre un receptor solar instalado en lo alto de una torre.

El receptor está formado por una configuración de tubos, por el interior de los cuales circulan sales de nitrato fundidas como fluido caloportador (*HTF – Heat Transfer Fluid*). Las sales “frías” (290°C) son bombeadas hacia el receptor y experimentan un salto térmico al absorber el calor de los tubos, siendo almacenadas en el tanque de sales calientes, a 565°C, en forma de calor sensible. El calor de estas sales se vuelca en el generador de vapor para seguir el ciclo de una planta clásica de generación eléctrica, a través de una turbina de vapor acoplada a un alternador: *Energía Calorífica → Energía Mecánica → Energía Eléctrica*

Figura 2. Esquema funcionamiento – planta termosolar “Solar Two” (California)



Fuente: Sandia National Laboratories (USA DOE), Report SAND2001-3674

No es objeto del presente estudio describir en detalle una planta termosolar de torre y sus distintos equipos pero, si se tiene curiosidad en el receptor solar, quizás el elemento más crítico de este tipo de tecnología, se puede acudir al estudio Rodríguez-Sánchez et al. (2014). En él se modeliza la transferencia térmica que tiene lugar en un receptor tipo. Igualmente, la referencia Blanco & Santigosa (2016) cubre ampliamente esta tecnología.

El tanque de sales calientes tiene un calentador para mantener las sales a la temperatura de consigna, disponibles para generar electricidad durante la noche. Aunque las sales tienen una alta inercia térmica, sin calentarse apenas perderían 5°C durante las ocho horas nocturnas.

La sal de nitrato que se emplea en aplicaciones termosolares, también llamada sal solar, es de una naturaleza muy diferente a la de sodio empleada en aplicaciones nucleares.

Como se describe en la página web de la compañía minera SQM, proveedora de sales de nitrato, las principales ventajas de éstas son:

- 100% naturales.
- Prácticamente libres de mantenimiento.
- Alto calor específico.
- Alta estabilidad química [más de 580 °C (1.076 °F)].
- No inflamables.
- No tóxicas.
- Producidas con menos emisiones de CO₂ y mucho menos impacto ambiental comparado con las sales producidas sintéticamente.

El Anexo A recoge en detalle la especificación de las sales de nitrato en su rango de operación industrial.

El hecho de no reaccionar exotérmicamente con el aire reduce los riesgos de incendio, como el que aconteció en la Plataforma Solar de Almería (PSA), en agosto de 1986, tras una fuga de sodio que provocó una deflagración. En la figura 3 pueden verse parte de las instalaciones de este laboratorio perteneciente al CIEMAT, las correspondientes a la tecnología de Torre.

Sin embargo, las sales de nitrato a alta temperatura son muy oxidantes. Esto genera grandes problemas de corrosión en las partes metálicas y un deterioro prematuro del material de la

empaquetadura, que es grafito, material estándar en válvulas industriales para sellos a alta temperatura.



Figura 3. Receptor solar de torre y campo de heliostatos. Instalaciones de la Plataforma Solar de Almería (PSA), perteneciente al CIEMAT

A esto hay que añadir que las sales de nitrato solidifican a 221°C , lo que obliga a precalentar cada día todo el sistema de tuberías, válvulas y bombas antes de empezar a bombear las sales.

El precalentamiento se realiza mediante traceado eléctrico (*ETC – Electrical Heat Tracing*). El diseño del traceado no es algo trivial, ya que hay que evitar puntos fríos en el sistema. Así como las tuberías tienen una geometría sencilla y un espesor reducido, las válvulas industriales presentan espesores de pared muy superiores y geometrías de difícil acceso y traceado. Ver la figura 5.8 de la referencia Blanco & Santigosa (2016) a modo de ejemplo.

Un aspecto a tener también en cuenta en el diseño del traceado eléctrico es que el volumen de las sales en estado líquido es aproximadamente un 5% superior al de las sales en estado sólido. Si por la razón que fuese, las sales solidificasen, el calentamiento debería ser homogéneo, ya que, si se formara un tapón de sales, el incremento de volumen de las sales que se fundieran podría reventar la tubería. Se emplean termopares en toda la línea para prevenir la cristalización de las sales y anticipar al riesgo de solidificación, drenando de forma inmediata todas las sales del sistema hacia el tanque de sales calientes.

2.1.2. Descripción de la válvula

La válvula objeto de estudio es una válvula de globo de control para la conducción de sales fundidas. Está instalada al final de la bajante de sales calientes procedentes del receptor solar, regulando la presión y el caudal de sales de entrada al tanque de almacenamiento.

Esto implica que trabaja con sales a 565°C y una cierta presión, ya que tiene que soportar toda la columna de fluido sobre ella. La altura de torre de cada planta varía en función de su capacidad de generación. La más grande que se ha construido hasta la fecha es la de *Noor Energy 1*, en Dubai, con 260 metros. A modo de referencia comparativa, la Torre Eiffel tiene una altura actual de 324 metros.

La válvula experimenta ciclos de calentamiento-enfriamiento diarios, entre los 565°C de trabajo y la temperatura ambiente, y por tanto está sometida a fatiga térmica.

Al igual que toda la instalación, está traceada eléctricamente y cubierta con una manta aislante térmica con lana de roca, para minimizar las pérdidas de calor. Las pérdidas de calor son un efecto indeseable ya que reducen la temperatura de las sales calientes y conducen a la generación de un vapor de menor temperatura, esto es, de peor calidad.

Las tuberías se recubren con coquillas de lana de roca, de distinto espesor en función de su diámetro, más un revestimiento de aluminio de espesores entre 0.6 y 1 mm, dependiendo del diámetro igualmente. Sin embargo, para las válvulas, por su geometría más compleja, resulta más sencillo y práctico emplear mantas térmicas sujetas con alambre o fleje metálico.

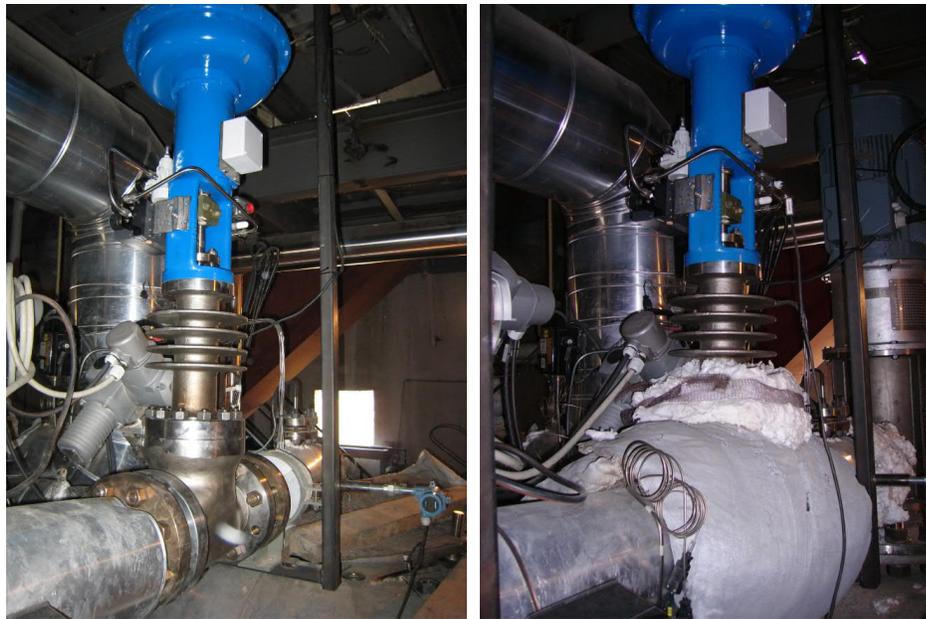


Figura 4. Válvula instalada en la Plataforma Solar de Almería

En la figura 4 se puede observar la tapa extendida de la válvula, con una configuración de cuatro aletas horizontales, sobresaliendo del aislamiento.

Hay que limitar la temperatura de las sales en contacto con la empaquetadura ya que por encima de los 300°C reaccionan químicamente con el grafito del que está hecha. Por otra parte, la temperatura máxima que puede soportar la instrumentación del actuador (posicionador, cableado de conexión y entrada/salida de señales de comunicación, etc..) es de 85°C. Hay que vigilar por ello que la temperatura del penacho de aire caliente, que asciende disipando el calor, no sobrepase dicho límite.

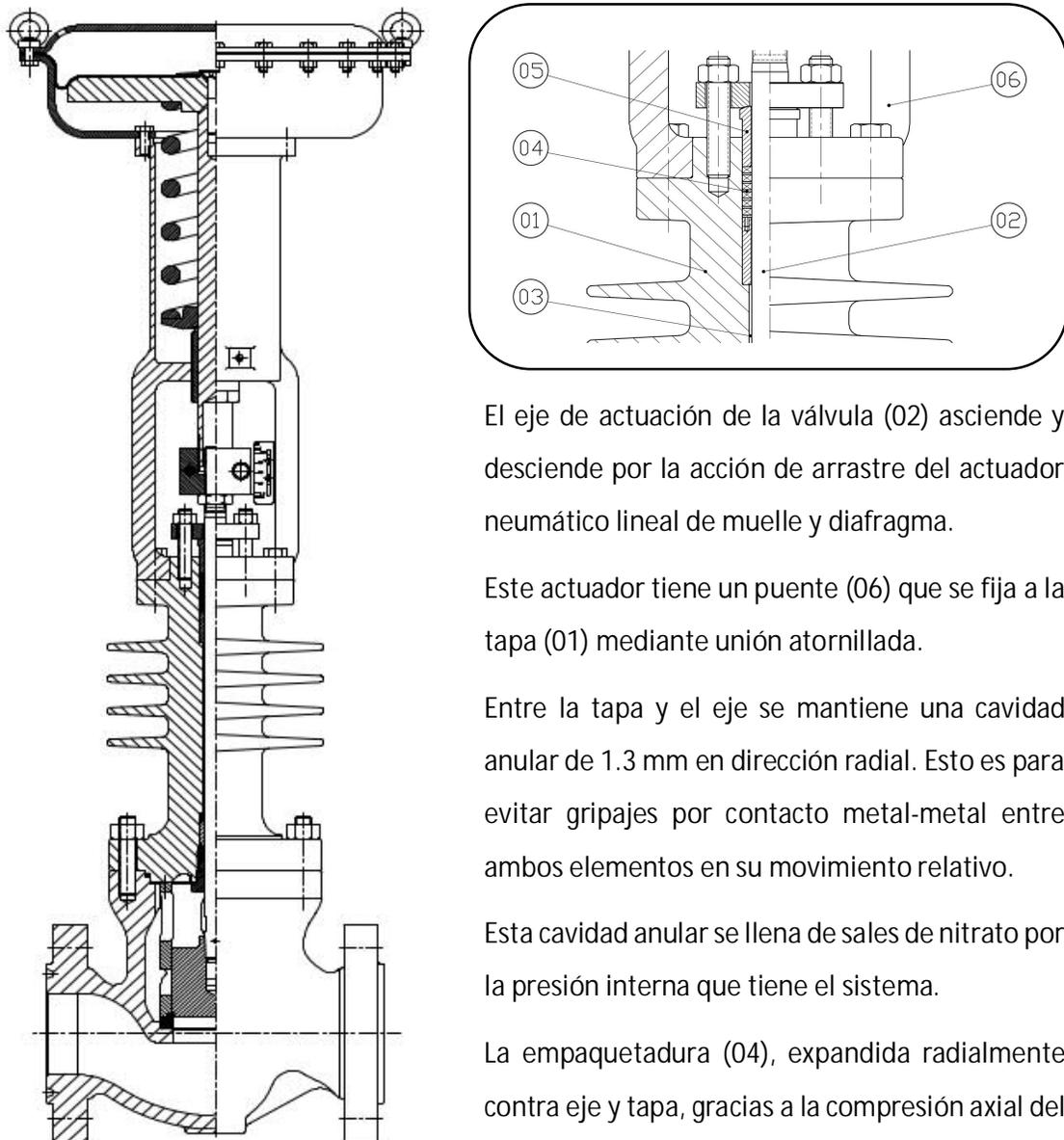


Figura 5. Sección longitudinal de la válvula

El eje de actuación de la válvula (02) asciende y desciende por la acción de arrastre del actuador neumático lineal de muelle y diafragma.

Este actuador tiene un puente (06) que se fija a la tapa (01) mediante unión atornillada.

Entre la tapa y el eje se mantiene una cavidad anular de 1.3 mm en dirección radial. Esto es para evitar gripajes por contacto metal-metal entre ambos elementos en su movimiento relativo.

Esta cavidad anular se llena de sales de nitrato por la presión interna que tiene el sistema.

La empaquetadura (04), expandida radialmente contra eje y tapa, gracias a la compresión axial del casquillo prensa (05), tiene la función de contener la salida al exterior de dichas sales.

2.2. Configuración A

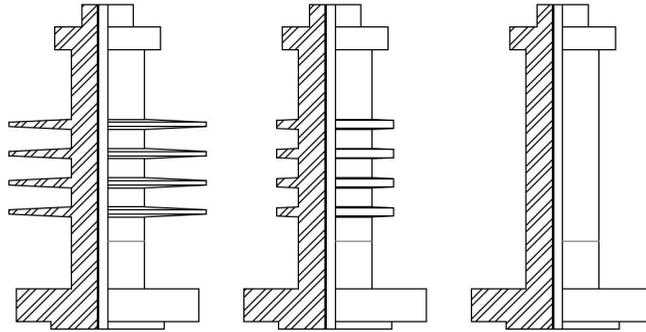


Figura 6. Configuraciones A1, A2 y A3 de izquierda a derecha

Se analizan tres geometrías de tapa extendida con cuatro aletas de refrigeración equiespaciadas y horizontales, siguiendo el espaciado óptimo de Velusamy et al. (2010).

Se reduce la relación de aspecto de las cavidades entre aletas de 3 a 1 para dejar finalmente el tubo liso sin superficies extendidas.

En el Anexo D se pueden ver las dimensiones de las geometrías.

2.3. Configuración B

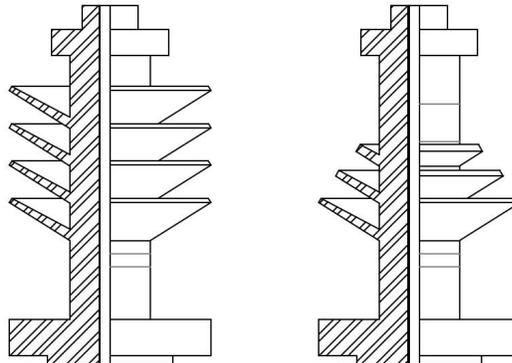


Figura 7. Configuraciones B1 y B2 de izquierda a derecha

Se analizan dos geometrías de tapa extendida con cuatro aletas de refrigeración equiespaciadas e inclinadas 30° respecto a la horizontal. La primera aleta está a la misma altura que en las configuraciones A. Las siguientes quedan ligeramente desfasadas ya que, para mantener la misma distancia normal entre aletas cuando éstas se inclinan, a fin de

comparar volúmenes de aire entre aletas similares, la distancia vertical entre las raíces de aletas consecutivas se incrementa.

La configuración B2 resulta de estudiar la reducción del apantallamiento entre aletas consecutivas, reduciendo la relación de aspecto de la cavidad de forma progresiva. La primera aleta corresponde a una RA de 3, la segunda a una RA de 2 y la tercera de 1, desapareciendo por tanto la cuarta.

En el Anexo D se pueden ver las dimensiones de las geometrías.

2.4. Configuración C

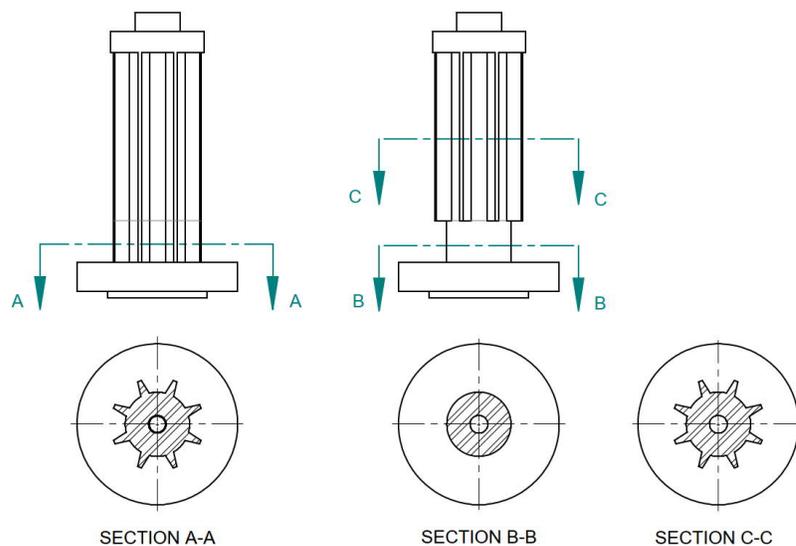


Figura 8. Configuraciones C1 y C2 de izquierda a derecha

Se analizan dos geometrías de tapa extendida con ocho aletas de refrigeración equiespaciadas en posición vertical.

Se estudia el efecto de prolongar las aletas hasta la base de la tapa (Configuración C1) frente a que terminen justo a la altura límite del calorifugado de la válvula (Configuración C2).

En el Anexo D se pueden ver las dimensiones de las geometrías.

3. Modelo matemático

El fenómeno objeto de estudio es un intercambio térmico entre la tapa extendida de una válvula industrial y el medio ambiente circundante.

Se produce un intercambio combinado de energía, por convección natural y radiación, entre la superficie exterior de la tapa y el aire ambiente. El flujo de calor que llega a la superficie de intercambio con el aire es transportado por conducción desde el fluido caloportador (sales de nitrato fundidas) que circula por el interior de la válvula, a través de las partes metálicas que conforman la envolvente de la válvula y los internos (eje y obturador), con las cuales está en contacto.

Las ecuaciones generales que gobiernan el flujo laminar y la distribución de temperaturas en estado estacionario de un fluido Newtoniano compresible son las siguientes:

Ecuación de Continuidad

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} = 0$$

Ecuación de la Cantidad de Movimiento en x e y (se simplifica, por simetría axial, a un problema bidimensional)

$$\frac{\partial(\rho \cdot u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot u)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v^2)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \cdot \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \rho \cdot g$$

Ecuación de la Energía

$$\frac{\partial(\rho \cdot u \cdot C_p \cdot T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot C_p \cdot T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right)$$

El fluido ambiente es aire a 40°C y presión atmosférica, con lo que se considera al fluido incompresible. Se toma a 40°C para contemplar la posibilidad de que la válvula esté confinada en un edificio de reducido espacio o pobre ventilación, donde las pérdidas de calor de todo el sistema de conducción de sales provoquen que la temperatura sea elevada. De esta manera se está del lado de la seguridad. Si la válvula está instalada en el exterior, el salto térmico será

mayor y con ello el coeficiente de disipación térmica h será más favorable para la disipación térmica.

Se considera una temperatura de trabajo de las sales de nitrato de 565°C , y se puede considerar el aire como un gas ideal, luego el coeficiente de expansión térmica resulta

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{T}$$

Conviene analizar si se puede emplear la aproximación de Boussinesq.

Esta aproximación permite considerar la densidad constante en los términos temporales (para problemas no estacionarios) y convectivos salvo en el término responsable de la flotación. Esta simplificación supone grandes ventajas por el ahorro computacional que conlleva y ayuda a dar más estabilidad a la solución de unas ecuaciones que son altamente no lineales.

Sin embargo, hoy en día, con la mejora sustancial de la capacidad de cálculo y almacenamiento de los ordenadores, el aspecto de ahorro computacional es secundario.

El criterio de validez de Boussinesq establece que las variaciones de densidad deben ser mucho más pequeñas que la densidad de referencia.

$$\frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} \ll 1 \rightarrow \text{léase que las fluctuaciones de densidad han de ser inferiores al 1\%}$$

Puede formularse en términos de temperatura a través del coeficiente de expansión térmica,

$$\beta \sim -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\rho - \rho_0}{T - T_0} \right) \rightarrow \beta(T - T_0) \ll 1$$

Del libro Yunus A. Cengel & Afshin J. Ghajar (2015) se extraen las densidades del aire a la temperatura de referencia (aire ambiente a 40°C) y a la de contacto con la superficie de la primera cavidad (565°C) resultando,

$$\frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} = \frac{0.4225 - 1.127}{1.127} = -0.625 \rightarrow \text{fluctuaciones de densidad} \sim 60\% \text{ (excesivo)}$$

Ferziger & Peric (2002) expone que pueden darse errores del orden del 1% si el fluido es aire y el salto térmico es de 15°C . En el caso que nos ocupa el salto térmico es de 525°C con lo que el error en la solución de asumir la aproximación de Boussinesq puede ser sustancial.

Se resolverá por tanto la densidad en los términos convectivos y gravitacional, esto es, fuerzas de flotación.

3.1. Modelo Viscoso Laminar

Para determinar el régimen del flujo se calcula el número de Rayleigh.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3 \cdot \rho}{\mu \cdot \alpha} = 0.75 \cdot 10^5$$

Se extraen de Çengel & Ghajar (2015) las propiedades del aire a una temperatura de trabajo intermedia entre la de las paredes de la tapa y la del aire ambiente circundante, esto es, unos 302°C [575.15 K].

$$\beta = 1.775 \cdot 10^{-3}; \rho = 0.6158 \frac{kg}{m^3}; \mu = 2.934 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}; \alpha = 6.871 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

Por longitud característica se toma la altura de la cavidad, $L_c = 0.03 \text{ m}$.

Presenta un número Rayleigh del orden de 10^6 , inferior al límite general de 10^8 que marca ANSYS Fluent para la transición a turbulento. En Bauman et al. (1980) se indica que el fenómeno de transición a la turbulencia en espacios confinados no se comprende bien, ya que muchos autores siguen considerando como límite el punto de transición de una placa vertical, $Ra \sim 10^9$. En Hess et al. (1984) se confirma que la relación de aspecto del espacio confinado afecta a esta transición y se establece que para cavidades cuadradas con la pared superior e inferior aisladas las primeras indicaciones de perturbaciones suceden a Rayleigh locales de $2 \cdot 10^{10}$ a $3 \cdot 10^{10}$. A $Ra \sim 4 \cdot 10^{10}$ aparecen corredores de vórtices y el flujo completamente turbulento se manifiesta en el rango de Ra entre $7 \cdot 10^{10}$ y $9 \cdot 10^{10}$.

Se puede considerar el régimen como laminar al estar suficientemente lejos de cualquiera de los criterios arriba indicados.

3.2. Modelo de Radiación DO (Discrete Ordinates)

Al ser elevada la temperatura que se pretende disipar mediante la superficie extendida (565°C), no se puede despreciar el efecto de transmisión térmico por radiación.

A esto hay que añadir la geometría de las aletas, dispuestas de forma paralela y formando cavidades estrechas, que hará que la radiación se dirija de unas aletas a otras y hacia el aire ambiente circulante en dichas cavidades.

Parte de esta energía será absorbida por las moléculas del aire. A medida que el gas se caliente emitirá energía por radiación y si no se contempla este intercambio, el balance de energía puede verse afectado. Por tanto, se considera el medio como participante.

De entre todos los modelos de radiación de que dispone ANSYS Fluent solo dos contemplan que el medio sea participante, el P-1 y el DO.

Sazhin et al. (1996), en su análisis de las ventajas e inconvenientes del método P-1, plantea el inconveniente de que sobreestima los flujos de calor por radiación procedentes de fuentes localizadas. Parece estar más orientado a modelizar procesos de combustión en hornos industriales e intercambios de radiación entre gases y partículas.

Tratándose el presente caso de un elemento de superficie extendida intercambiando calor con el medio circundante, el más adecuado parece ser el modelo DO.

Este modelo, en lugar de resolver la ecuación de transporte de la radiación en todas las infinitas direcciones radiantes posibles, lo hace en un número discreto de direcciones, siendo su mínimo cuatro. Asume que la intensidad de radiación es constante en dichas direcciones.

El software resuelve una ecuación de transporte de la radiación por cada dirección radiante, lo que puede hacer pesado el cálculo, por ello hay que llegar a un equilibrio entre precisión y coste computacional. Para el presente estudio se eligen ocho direcciones radiantes.

ANSYS Fluent recomienda resolver estas ecuaciones de transporte cada 10 iteraciones para reducir el coste computacional. Al parecer, el acoplamiento entre las ecuaciones del flujo y las de radiación es débil y el campo de radiación varía lentamente, por lo que se puede resolver cada menos iteraciones sin afectar a la resolución de los campos de velocidad y presión.

3.3. Dominio computacional

Se aprovecha la simetría axial de las distintas configuraciones para realizar un análisis 2D, que presenta una simplificación del mallado y un ahorro computacional sustanciales.

Para determinar la validez del mallado se ha de hacer un estudio de sensibilidad de la malla. Lo habitual es centrarse en una variable, en el presente caso, por ejemplo, la temperatura, e ir refinando hasta obtener diferencias inferiores al 5%.

En el presente estudio se partirá de tres trabajos anteriores para definir el primer mallado tentativo para las cavidades entre aletas, así como para el volumen exterior a las superficies, que define el dominio fluido. Es más sencillo acercarse a la primera malla a la óptima empleando estudios precedentes de geometrías similares que emprender un proceso iterativo, dependiente de la experiencia de la persona e intensivo en tiempo de simulación y análisis.

En Senapati et al. (2017) se estudia un cilindro vertical isoterma con disipación térmica por convección natural a través de aletas circulares equiespaciadas. Las condiciones de contorno difieren, pero la geometría es similar y se realiza un estudio de la influencia de la altura del dominio fluido frente al número de Nu. A resultados de ello se define el dominio axial y radialmente para que el penacho de aire caliente no se vea afectado.

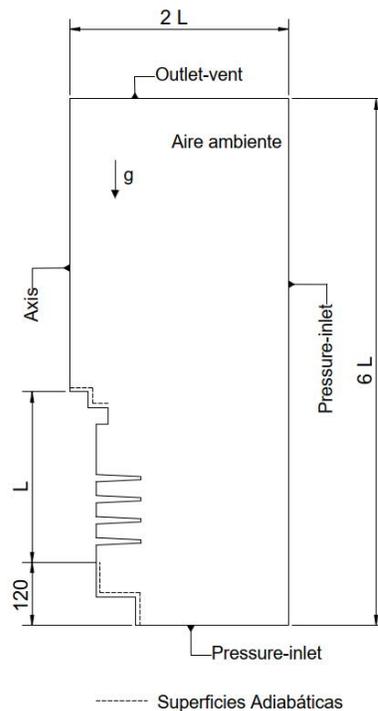


Figura 9. Definición del dominio computacional

En Zitzmann et al. (2005) se estudia la convección natural sobre una placa plana vertical isoterma. Se hace un estudio de sensibilidad para la captura de los gradientes en la pared que determina el tamaño del primer prisma y la progresión de crecimiento en las subsiguientes celdas. Se empleará dicho criterio.

En Velusamy et al. (2010) se analiza la tapa extendida de una válvula de mariposa. La configuración es una concatenación de aletas circulares y horizontales alrededor de un cilindro vertical. Coincide con la configuración geométrica y condiciones de contorno que se quiere estudiar. Se analizan cuatro relaciones de aspecto, de las cavidades formadas entre cada dos aletas consecutivas, al objeto de analizar su influencia en la efectividad de la disipación de calor.

La idea del presente estudio es ampliar el realizado en el Instituto IGSCAR de la India, extendiéndolo a otras relaciones de aspecto y otras configuraciones de aletas diferentes.

Por ello, los resultados de Velusamy et al. (2010), tanto en la determinación del coeficiente de disipación térmica por convección como en la distribución de temperaturas a lo largo del eje, se emplearán para validar el mallado de las cavidades formadas entre aletas consecutivas, así como de dominio fluido que envuelve al foco caliente.

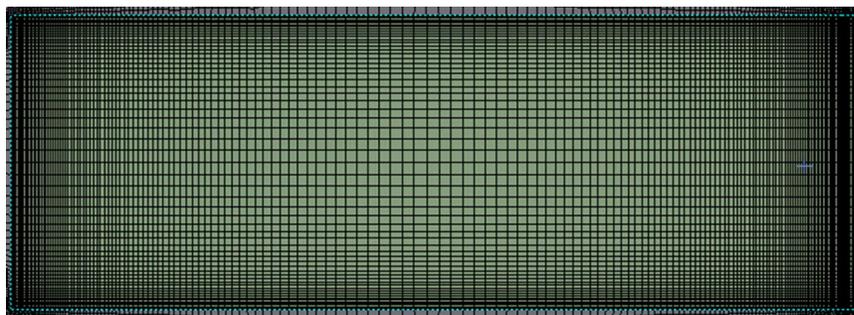


Figura 10. Mallado de una cavidad - 170 x 60 elementos hexaédricos

En la figura 10 se observa el detalle del mallado estructurado no uniforme de cada una de las cavidades.

El mallado progresivo se hace para capturar adecuadamente los gradientes de temperatura en las paredes del aire ambiente que ha de entrar por la pared inferior, se ha de calentar progresivamente cogiendo calor de la pared inferior de la cavidad, ha de girar hacia arriba en el fondo de la cavidad (pared cilíndrica) y ha de desplazarse por la pared superior para salir finalmente de la cavidad.

Se malla en detalle también la salida de la cavidad para capturar adecuadamente el desprendimiento de flujo que se produce. Al salir el flujo de aire de la pared inferior de la aleta, que delimita la cavidad en su parte superior, se desprende para ascender. Se enfría en parte al entrar en contacto con el aire ambiente a 40°C y se incorpora al flujo de aire entrante en la siguiente cavidad.

3.4. Condiciones de contorno

Se basan en las condiciones de contorno indicadas en la figura 9.

Estas son:

- Se aprovecha la simetría axial de las distintas configuraciones de revolución para realizar análisis 2D en las que es posible.
- Se considera, para el dominio fluido con el que intercambia calor el foco caliente, una temperatura ambiente de 40°C.
- La superficie inferior, cota cero, del dominio sólido (tapa extendida aleteada y eje de actuación) está a una temperatura homogénea de 565°C [838.15 K]. Al estar en contacto directo con las sales de nitrato que circulan dentro de la válvula se considera el caso más extremo de temperatura homogénea en sales estancadas dentro de la válvula, sin convección interna forzada.
- Tanto la tapa aleteada como el eje están fabricados en acero inoxidable 347H. Se toma para el estudio un calor específico de $C_p = 536 \text{ J/kgK}$, una conductividad térmica de $k = 18 \text{ W/mK}$ y una densidad de $\rho = 7829 \text{ kg/m}^3$.

Se emplean las propiedades a una temperatura de trabajo intermedia entre la de las sales que circulan por la válvula, 565°C [838.15 K], y la del aire ambiente, 40°C [313.15 K]. Esto es, a 302°C [575 K].

Estas propiedades se extraen de la referencia Choong S. Kim (1975). Las fórmulas se encuentran en el Anexo B y son de aplicación para aceros inoxidables 316L. Se emplearán las mismas para el 347H.

- La superficie exterior de las aletas y del tubo cilíndrico que conforma la tapa intercambian calor con el medio por convección y radiación. Se emplea un coeficiente de emisividad del acero de $\varepsilon = 0.6$ y se consideran paredes con condición *no slip*.

- La superficie anular de 1.3 mm de espesor entre la tapa aleteada y el eje de actuación, está llena de sales de nitrato en estado líquido. En dicha cavidad, no hay circulación de sales de nitrato fundidas, están estancadas, y al ser tan estrecha, se puede asumir que no se produzcan fenómenos de convección natural en el seno de las sales. Puede considerarse por tanto que solo hay transmisión térmica por conducción en dicho volumen y modelizarlo como si fuera un sólido.

Este volumen representa un dominio muy pequeño para mallarlo apropiadamente sin incurrir en problemas de relación de aspecto y otros que pueden afectar a la convergencia de la solución y al coste computacional, por lo que se modeliza como una resistencia de contacto.

Para las propiedades de las sales se toman las de las sales de nitrato de sodio y potasio que se utilizan en plantas termosolares, eutéctico al 60% - 40% respectivamente. En el anexo A se dispone de la especificación completa de un fabricante de referencia.

Se emplean las propiedades a la temperatura de trabajo intermedia entre la de trabajo de las sales (565°C) y la correspondiente a su punto de solidificación (221°C). Las propiedades a 393°C [666.15 K] son, un calor específico de $C_p = 1510.6 \text{ J/kgK}$, una conductividad térmica de $k = 0.5177 \text{ W/mK}$ y una densidad de $\rho = 1840 \text{ kg/m}^3$.

- La superficie superior del dominio sólido se considera adiabática. Se modeliza como si el componente que se monta encima (*punte* que soporta el actuador) estuviera recubierto de un material aislante.
- La válvula, al igual que la tubería, va calorifugada para reducir las pérdidas de calor al medio ambiente. Se considera que dicho recubrimiento cubre la tapa hasta una altura de 120 mm respecto a su cara inferior (ver figura 9). Dicha superficie exterior se define por tanto como adiabática.
- Se considera para el dominio fluido superior condición de *outlet-vent* y para el inferior y lateral *pressure-inlet*, todos ellos a presión atmosférica.

3.5. Métodos numéricos de resolución

El software seleccionado para los cálculos numéricos es el software comercial ANSYS Fluent 19.1, basado en el método de los volúmenes finitos.

Se emplea un esquema *Least Squares Cell Based* para la discretización de los gradientes. Se ha utilizado un mallado hexaédrico ortogonal para capturar con precisión las capas límite de las superficies. Con este tipo de mallado se recomienda el esquema *Green-Gauss Node Based* por ser más preciso. Sin embargo, tras comparar ambos resultados para la configuración A1, la diferencia es del orden del 0.3%. Siendo más costoso en tiempo de computación, se descarta.

Para acoplar la presión y la velocidad se emplea el algoritmo *COUPLED*, recomendado por ANSYS Fluent frente a los esquemas segregados (*SIMPLE*, *SIMPLEC* o *PISO*) por presentar una implementación monofásica robusta y eficiente para flujos en estado estacionario, ofreciendo un rendimiento superior. Los algoritmos segregados resuelven las ecuaciones de la cantidad de movimiento y las de corrección de la presión de forma separada (método semi-implícito), resultando en una convergencia lenta.

Se emplea el esquema *Body Force Weighted* de discretización para la presión y el *Second Order Upwind* para los términos de la cantidad de movimiento, densidad y energía (J. Senapati et al., 2016). ANSYS Fluent también recomienda emplear el esquema *Body Force Weighted* de discretización para la presión en presencia de grandes fuerzas volumétricas, como lo es la gravedad. Sin embargo, para convección natural con alto número de Rayleigh, aconseja emplear el esquema *PRESTO!*. Se ha simulado la configuración A1 con ambos esquemas, no encontrándose diferencias apreciables. Por todo ello, se decide seguir el criterio aplicado por J. Senapati et al. (2016).

Para el esquema de discretización del modelo *Discrete Ordinates* (radiación) se mantiene el indicado por defecto de *First Order Upwind*, ya que presenta diferencias en precisión para la configuración A1 inferiores al 0.5% frente al esquema *Second Order Upwind*.

4. Análisis de resultados y discusión

4.1. Estudio de convergencia de malla y validación del modelo matemático

En primera instancia se intenta replicar el estudio desarrollado por Velusamy et al. (2010) al objeto de validar tanto el mallado, como las condiciones de contorno fijadas, así como el modelo matemático definido para capturar adecuadamente el fenómeno de transferencia térmica acoplado de conducción – convección – radiación. Una vez validados se abordan los estudios de las otras geometrías.

Se simula por tanto una sola cavidad con paredes isoterma, de la Relación de Aspecto óptima (Caso – 2), resultante de los cuatro casos analizados en el citado estudio. Por otro lado, se simula toda la geometría aleteada. En la primera simulación se verifican las estructuras de flujo de aire de entrada y salida de la cavidad. En la segunda, se extrae la distribución de temperaturas a lo largo de la dirección del eje.

$$\text{Relación de Aspecto} \rightarrow RA = \frac{L}{\delta}$$

Donde L es la longitud radial de las aletas, desde la base cilíndrica de la tapa hasta el extremo libre, y δ la altura axial de la cavidad.

Tabla 1. Relación de aspecto de la cavidad para cada configuración

Configuración	L (mm)	δ (mm)	RA
Caso – 1	85	15	5.67
Caso – 2	85	30	2.83
Caso – 3	170	15	11.33
Caso – 4	170	30	5.67

Fuente: Velusamy et al. (2010), Table 1

Del desarrollo de distintas simulaciones de CFD sobre los cuatro casos a distintos números de Rayleigh (correspondientes a saltos térmicos ΔT de 40, 270 y 500°C) el estudio concluye lo siguiente.

- La configuración del Caso – 2 es la más eficiente disipando calor por convección natural.
- De la relación de aspecto, el parámetro más influyente en la efectividad disipativa es la altura de la cavidad, contribuyendo poco la longitud de la aleta.
- La penetración del aire ambiente está fuertemente ligada al número de Rayleigh, siendo muy baja a saltos térmicos pequeños.
- Al incrementarse la altura de la cavidad se reduce la resistencia al flujo del aire, favoreciendo la convección natural. Por otra parte, al duplicarse la longitud característica δ de 15 mm a 30 mm, se multiplica por ocho el número de Rayleigh, al ser éste directamente proporcional al cubo de dicha longitud característica.

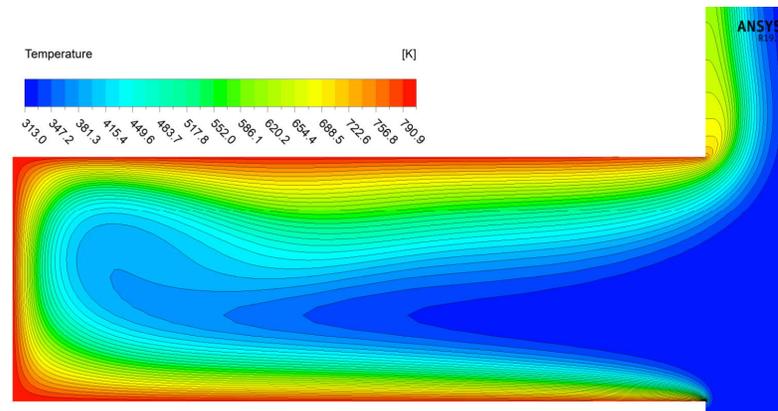


Figura 11. Contornos de Temperaturas para un $\Delta T = 500$ K y paredes isotermas

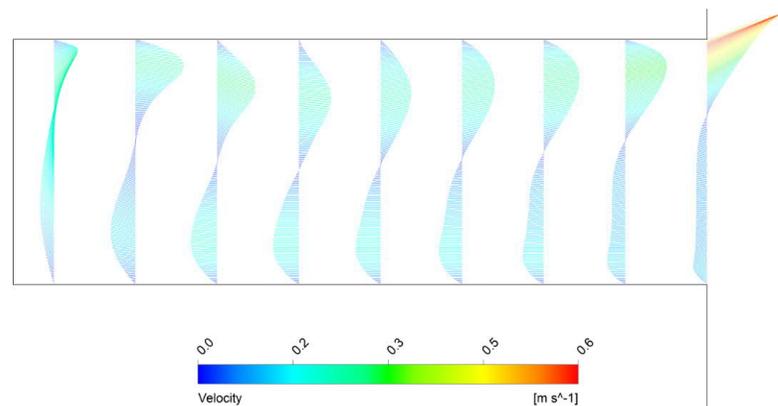


Figura 12. Mapa de Vectores de Velocidad para $\Delta T = 500$ K y paredes isotermas

De las figuras 11 y 12 se extrae una concordancia bastante buena con los resultados esperados. Coincide el patrón de mayor absorción de calor en la pared inferior – isotermas más juntas, indicativo de un mayor gradiente térmico – por donde entra el aire “frío”.

Y menor absorción en la superficie superior, al darse un menor salto térmico, derivado de que el aire que barre las superficies va absorbiendo calor por el camino.

Se capturan fielmente las capas límite, recirculación del aire en la cavidad, así como la entrada y salida de aire, ocupando $\frac{1}{3}$ y $\frac{2}{3}$ de la altura de la cavidad respectivamente.

El flujo de calor disipado por las paredes horizontales y la vertical del fondo, que conforman la cavidad, presenta un valor de 2778.14 W/m².

El coeficiente de transferencia térmica por convección para el salto de 500 K resulta, por tanto,

$$h = \frac{q \text{ (W/m}^2\text{)}}{\Delta T \text{ (K)}} = \frac{2778.14}{500} = 5.55 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El Instituto IGSCAR presenta un valor de 5.8 W/m²K para dicho coeficiente, lo que significa un 4.3% superior al obtenido en el presente estudio.

Es una aproximación aceptable, al estar por debajo del 5%, y está del lado de la seguridad en este caso particular, al predecir una disipación de calor inferior a la real. Habrá de tenerse en cuenta a la hora de fijar los coeficientes de seguridad correspondientes.

A continuación, se analiza la distribución de temperaturas a lo largo del eje para la configuración completa, esto es, veinte aletas que conforman diecinueve cavidades. Ya no se considera la condición de contorno de aletas isoterma, a la temperatura de la raíz de éstas. Ahora van disipando calor radialmente y pierden temperatura desde la raíz hasta el extremo libre, como corresponde con la realidad.

En la figura 13 se comparan las curvas de ambos estudios, desde la condición de contorno inferior de 530°C [803.15 K] hasta el punto superior del eje, a la altura de la última aleta de refrigeración, esto es, 0.66 m de altura.

La curva se ajusta bastante bien a la obtenida por el estudio realizado en el Instituto IGSCAR, presentando el punto superior del eje, en la simulación del presente estudio, una temperatura de 336.17 K frente a los 329.15 K de Velusamy et al. (2010). Esto representa una desviación del orden del 2%.

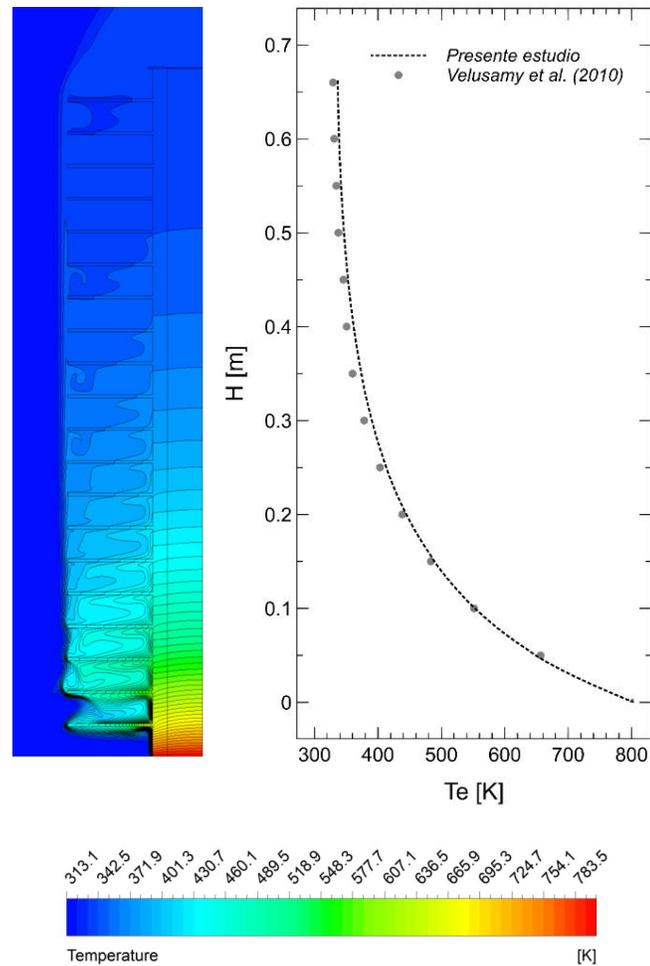


Figura 13. Contornos y perfil de Temperatura – Velusamy et al. (2010)

En el estudio de referencia se indica la emisividad del material, $\varepsilon = 0.6$, pero no se indica el material de la tapa y eje de actuación, así como las características de las sales de sodio.

Puede haberse elegido un acero de mayor conductividad térmica. Los aceros al carbono presentan conductividades térmicas superiores a los inoxidables y los diferentes porcentajes de aleación hacen que ésta varíe. En cualquier caso, al ser una aplicación expuesta a ambiente altamente oxidante como lo es el aire a 530°C y ser las sales a alta temperatura igualmente oxidantes, se ha seleccionado una conductividad del rango de los aceros inoxidables (16.27 W/mK de la base de datos de ANSYS Fluent para el acero), que será con toda seguridad el material que se ha elegido.

Por otra parte, la conductividad y la capacidad calorífica de las sales empleadas en la simulación pueden ser inferiores a las del estudio de referencia. Se han tomado las características de la referencia Blanco & Santigosa (2016).

En dicha bibliografía se muestra una tabla comparativa de distintas sales, y hay unas de sodio que presentan un punto de fusión de 98°C, idéntico al de las sales del estudio de referencia.

Tabla 2. Propiedades físicas de las sales de sodio

<i>Sodium salts</i>		
<i>Melting point</i>	98	°C
<i>Thermal conductivity</i>	119.3	W/m K
<i>Density</i>	820	Kg /m ³
<i>Specific heat capacity</i>	1256	kJ/kg K

Fuente: Blanco & Santigosa (2016) Table 7.2, chapter 7, page 135

Éste ha sido el criterio para su selección, que las sales coinciden en el nombre y el punto de fusión. Que puede ser erróneo, ya que hay otras sales que emplean sodio y presentan conductividades térmicas muy inferiores.

Cualquier incremento en la conductividad de ambos materiales aumentará el flujo de calor desde el eje hacia la superficie aleteada. Ello aumentará la temperatura en la superficie de intercambio con el aire ambiente y por tanto el salto térmico, lo que conllevará a un coeficiente de disipación térmica por convección superior y a una temperatura inferior en la parte superior de la tapa.

Dejando aparte las consideraciones apuntadas sobre el criterio de selección para las propiedades térmicas, una diferencia del 2% se considera asumible para considerar la independencia del mallado en el resultado final, así como la validez del modelo de transmisión térmica planteado.

4.2. Análisis de la Configuración A

Existen diferentes estudios realizados sobre superficies tubulares isotermas, en posición horizontal y vertical, con distribuciones de aletas circulares equiespaciadas y perpendiculares al tubo base.

En J. Senapati et al. (2016) se analiza, para un tubo aleteado horizontal, la influencia sobre el Nusselt, a distintos Rayleigh, del espaciado entre aletas (s), la relación entre el diámetro de la aleta y el del tubo base (D/d), así como de la relación entre el espaciado y el diámetro del cilindro base (s/d). En Chen & Hsu (2007), el estudio pone el foco en el análisis de la distribución del coeficiente de transferencia térmica sobre las aletas, que no es uniforme, en función del espaciado entre ellas, para un tubo horizontal. Nemati et al. (2020) analiza la mejora en la transferencia térmica que presenta una aleta con forma elíptica, con respecto a una circular, para un tubo horizontal, obteniendo la relación de aspecto óptima y su orientación. J. R. Senapati et al. (2017) realiza el mismo análisis que se realizó en J. Senapati et al. (2016) para un tubo horizontal, pero esta vez para uno vertical. Day et al. (2013) se centra en el problema clásico de cilindro liso vertical isoterma sobre superficie adiabática.

Sin embargo, el autor no ha sido capaz de encontrar muchos estudios sobre geometrías similares, pero con un extremo isoterma, transmitiendo calor al medio ambiente por convección natural, con un patrón de temperatura decreciente hacia el otro extremo.

La única referencia encontrada es el estudio Velusamy et al. (2010), que trata precisamente de una aplicación análoga a la del presente estudio. Esto es, la transferencia térmica combinada por conducción, convección y radiación, desde un fluido caloportador al medio ambiente circundante, a través de la tapa extendida de una válvula de tipo mariposa.

4.2.1. Configuración A1

La configuración A se pretende fabricar de fundición en arena, con lo que las aletas no son rectas, tienen un cierto ángulo de salida para poder desmoldear el modelo del cajón de arena. Esto también facilita el llenado de las aletas con la colada de acero y mejora el proceso de fundición, al solidificar el material desde el extremo hacia la raíz y evitarse rechupes. La aleta resulta con un espesor de 6 mm en el extremo y 14 mm en la raíz. El extremo de las aletas es redondeado, se modeliza recto para simplificar el mallado.

A resultas de ello la cavidad no es rectangular, sino trapezoidal. Al objeto de poder comparar su influencia en la disipación térmica con respecto a la cavidad rectangular de 85 mm x 30 mm se ha buscado una relación que presente un área para la cavidad equivalente, pivotando alrededor del valor óptimo de 30 mm para la altura de la cavidad.

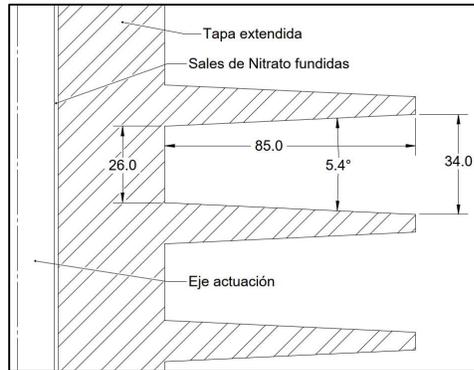


Figura 14. Dimensiones de la cavidad de la configuración A1

Se han simulado las mismas condiciones de paredes isoterma para una única cavidad de la configuración A1, que las empleadas en el estudio correspondiente a la figura 11, obteniéndose los resultados de la figura 15.

De comparar los resultados, se mantiene la relación de $\frac{1}{3}$ y $\frac{2}{3}$ de la altura para el caudal saliente y entrante. Sin embargo, se consigue una mejora apreciable en la capacidad de disipación de calor por convección natural.

El flujo de calor disipado por las paredes horizontales y la vertical del fondo, que conforman la cavidad, presenta un valor un 10% superior al de la cavidad rectangular.

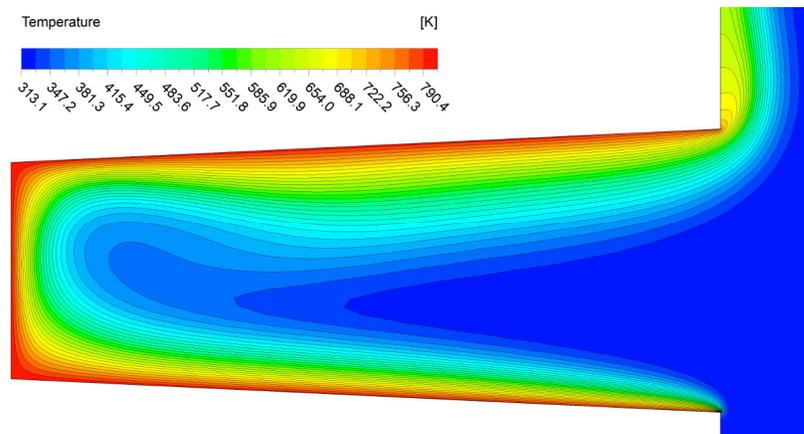


Figura 15. Contornos de Temperatura, $\Delta T = 500$ K y paredes isoterma – Configuración A1

La velocidad máxima del aire a la salida se incrementa ligeramente hasta los 0.6 m/s, frente a los 0.578 m/s de la cavidad rectangular.

Esto era lo esperable. Hay abundantes referencias bibliográficas donde se estudia el efecto de las paredes inclinadas sobre la convección natural. Al ser un plano inclinado, en lugar de una superficie recta, aparece una componente horizontal de la fuerza resultante ascensional del aire al calentarse, que facilita la recirculación y la salida del aire de la cavidad. El flujo de aire se incrementa y por tanto el coeficiente de transferencia térmica.

La necesidad del ángulo de salida para desmoldear, inherente al proceso de fundición en arena, se convierte en una ventaja en la disipación térmica, al reducir la resistencia al movimiento del aire en contacto con las paredes, que permite evacuar más masa de aire y con ello más calor.

A continuación, se analiza la distribución de temperaturas a lo largo del eje para la configuración A1 completa, bajo las condiciones de contorno del punto 3.4 y las aletas a temperatura no uniforme.

En la figura 16 se aprecia un salto térmico brusco entre el eje de actuación y la tapa extendida, en contacto ambos a través del volumen anular de sales de nitrato.

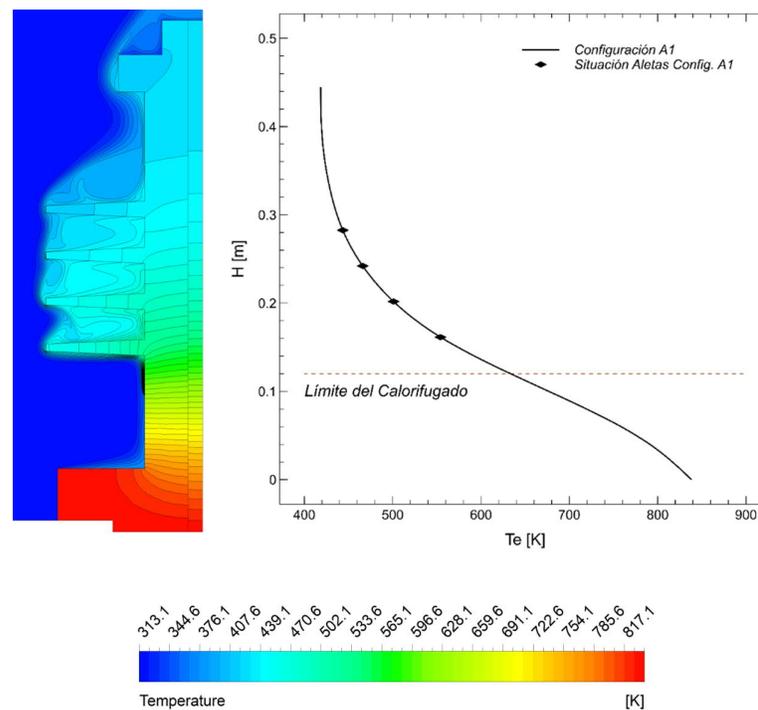


Figura 16. Contornos y perfil de Temperatura – Configuración A1

Al haberse modelizado el volumen de sales como una resistencia de contacto, se ve un salto discontinuo en las líneas isotermas en la pared de contacto entre eje y tapa. En realidad, habrá una transición gradual a lo largo de los 1.3 mm de espesor en dirección radial de la capa de sales.

En la simulación de las condiciones del estudio Velusamy et al. (2010) no se aprecia esta discontinuidad. Esto puede justificarse en que las sales de sodio empleadas en dicho estudio presentaban una conductividad térmica de $k = 119.3 \text{ W/mK}$, muy superior a la de las sales de nitrato empleadas en la aplicación solar, de $k = 0.4981 \text{ W/mK}$. Por otra parte, el espesor anular de sales es ahora de 1.3 mm frente a los 0.8 mm del estudio anterior.

En la figura 16 se aprecia que las estructuras de flujo de aire en las cavidades pierden el ordenamiento ideal que mostraban en la figura 15. Se produce una recirculación a la entrada, al colisionar el aire caliente que asciende, procedente de la superficie inferior de la aleta, con el aire frío que intenta entrar. Esto reduce el caudal de aire entrante en la cavidad.

El coeficiente de transferencia térmica de cada aleta se reduce a medida que se asciende en altura por el eje, al ser el salto térmico menor. Se ha considerado cada aleta y su *área de influencia* – 13 mm hacia arriba y abajo – para estudiar el efecto aditivo de cada aleta y se ha tomado la temperatura media de cada aleta para el salto térmico con respecto a la temperatura de referencia del aire ambiente, de 40°C [313.5 K].

Tabla 3. Coeficientes de transferencia térmica, configuración A1 [sales a 565°C]

<i>Geometría</i>	$q \text{ (W/m}^2\text{)}$	$Q \text{ (W)}$	$\Delta T \text{ (K)}$	$h \text{ (W/m}^2\text{K)}$
<i>Aleta – 1</i>	1433	160.5	172	8.3
<i>Aleta – 2</i>	585	65.5	154.5	3.8
<i>Aleta – 3</i>	423	47.5	128.5	3.3
<i>Aleta – 4</i>	451	50.5	106.5	4.2

La superficie no extendida de la tapa, de 20 mm de longitud por 100 mm de diámetro, desde el calorifugado hasta el área de influencia de la primera aleta, disipa un flujo de calor de 7160 W/m², resultando 45 W de potencia. La superficie de intercambio restante, desde la última aleta hasta la parte superior, de unos 110 mm de longitud, disipa un flujo de calor de 910.5 W/m², resultando 45 W de potencia.

En la tabla 3 se observa que la aleta número 4, aun estando a un menor salto térmico que la aleta número 3, disipa una potencia superior, con un incremento cercano al 7 %. Así mismo, presenta un coeficiente de transmisión de calor por convección un 27% superior.

Se pone de manifiesto el efecto de apantallamiento que ejercen unas aletas sobre otras. En la número 4, al no tener ninguna aleta sobre ella, las corrientes de aire caliente ascienden libremente, rompiéndose la capa límite en determinados puntos, con penachos ascendentes, como puede verse en la figura 16. Este comportamiento, que mejora el rendimiento de intercambio térmico, está ampliamente documentado en bibliografía con experimentos sobre placas planas calentadas en su superficie inferior.

4.2.2. Configuración A2

Para que el estudio de la configuración A2 sea comparable a la A1, se ha mantenido la misma anchura de aleta en su raíz y su ángulo de salida, asegurando la relación de aspecto buscada de $RA = \frac{L}{\delta} = 1$.

En otras palabras, la resultante configuración A2 es análoga a haber torneado las aletas de la configuración A1 desde su diámetro de 270 mm original a otro de 160 mm, resultando un espesor en el extremo de libre de 11 mm en lugar de los 6 mm originales.

En la tabla 4 se presentan los valores obtenidos bajo las mismas premisas que las empleadas en la configuración A1.

Tabla 4. Coeficientes de transferencia térmica, configuración A2 [sales a 565°C]

<i>Geometría</i>	<i>q (W/m²)</i>	<i>Q (W)</i>	<i>ΔT (K)</i>	<i>h (W/m²K)</i>
<i>Aleta – 1</i>	3061	117	242	12.6
<i>Aleta – 2</i>	1603	61	203.4	7.8
<i>Aleta – 3</i>	1169	45	172.8	6.7
<i>Aleta – 4</i>	1053	40	150	7

De comparar las tablas 3 y 4, cabe resaltar que los coeficientes de transmisión térmica por convección se incrementan al reducir la relación de aspecto de 3 (realmente 2.83) a 1. En un factor aproximado de dos veces para las aletas centrales y de vez y media para las extremas.

4.2.3. Configuración A3

La configuración A3 presenta el mismo tubo liso central, pero sin ninguna geometría extendida sobre su superficie.

Se ha observado, del análisis de las configuraciones A1 y A2, el efecto beneficioso de reducir la relación de aspecto de las cavidades sobre el coeficiente de transmisión térmica por convección natural. De otra manera, se observa una elevada ineficiencia en las superficies extendidas horizontales, perpendiculares a la dirección de la gravedad y apiladas según un patrón constante de elevada relación de aspecto.

En el estudio Velusamy et al. (2010) ya se concluía que, una vez seleccionada la altura óptima entre aletas, de 30 mm, la longitud de la aleta no influía mayormente en la temperatura en la parte superior de la tapa aleteada. Se extraía que, al pasar de una relación de aspecto de aproximadamente 6 a otra de 3, solo se variaba un 3.5% la temperatura a la altura de interés.

Con la configuración A3 se pretende comparar el efecto de las aletas frente a un tubo liso que presente el mismo salto térmico.

Tabla 5. Coeficientes de transferencia térmica, configuraciones A [sales a 565°C]

Configuración	S (m ²)	Q (W)	ΔT (K)	\bar{h} (W/m ² K)
A1	0.5041	412.8	155.7	5.2
A2	0.2081	376.9	184.6	9.8
A3	0.1055	340.1	210.3	15.3

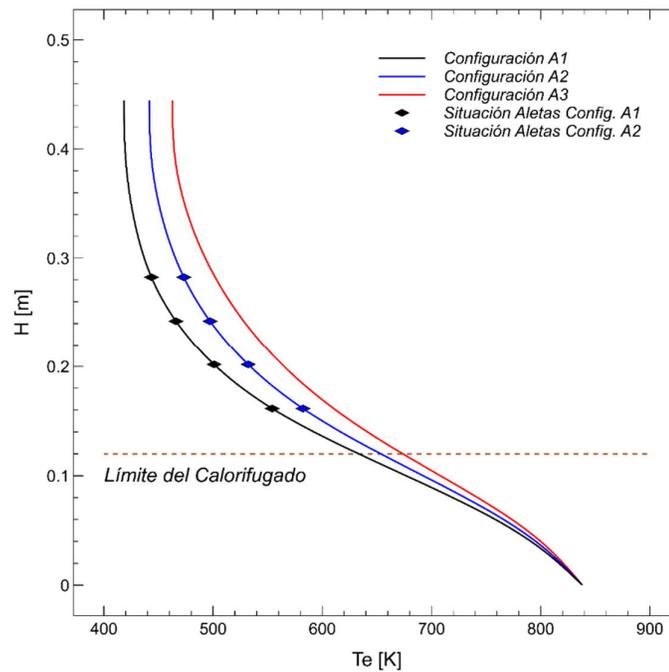


Figura 17. Evolución axial de la Temperatura – Configuraciones A1, A2 y A3

En la figura 17 se observa que, a la altura de la empaquetadura, a 0.382 m desde la parte inferior de la tapa, todas las configuraciones están por debajo del punto de solidificación de las sales, que es de 221 °C [494.15 K].

Los valores son de 147.6 °C [420.8 K], 171.5 °C [444.7 K] y 193.5 °C [466.7 K] para A1, A2 y A3 respectivamente.

En la tabla 5 se representan los coeficientes de transmisión de calor por convección global, \bar{h} , para cada configuración. Siendo S la superficie total de intercambio con el medio, Q la potencia disipada y ΔT el salto térmico entre el medio ambiente y la temperatura media en la superficie del tubo base.

Se manifiesta la mayor eficiencia disipativa del tubo liso, que triplica la de la configuración aleteada de RA 3.

La resistencia térmica por convección, $R_h = 1 / S \cdot h$, es inferior en la configuración A1, por ello disipa más vatios de potencia, aunque a costa de una superficie de intercambio mucho mayor, cinco veces superior a la configuración A3.

En la configuración A3 se desarrollan las mayores velocidades para el aire que barre la superficie de la tapa. Empezando en 0.27 m/s a unos 20 mm por encima de la línea del calorifugado, para acabar en 0.7 m/s al finalizar la zona de tubo liso, a 230 mm del calorifugado.

En la primera aleta de la configuración A1, la de mayor coeficiente h , se alcanzan velocidades de 0.28 m/s, mientras que en la A2 de 0.33 m/s.

La configuración A3 presenta una temperatura media superficial superior a las A2 y A1. Esto, unido al menor obstáculo que supone para el movimiento del fluido, que permite desarrollar velocidades de aire que duplican a las de superficies de aletas horizontales, genera un caudal convectivo superior, que multiplica por 1.5 y 3 el coeficiente h de las configuraciones A2 y A1 respectivamente.

Si la temperatura en la empaquetadura es aceptable en todas las configuraciones y las aletas horizontales resultan tan ineficientes, parece ser desaconsejable su uso frente a criterios como el peso de la tapa (que implique mayor suportación de tubería), así como su coste. Tratándose de material inoxidable de aleación especial 347H, el coste es un aspecto a valorar.

4.3. Análisis de la Configuración B

Con esta configuración se pretende analizar el impacto comparativo en la disipación de potencia de inclinar las aletas de refrigeración.

Son muchos los estudios dedicados al análisis de la transferencia térmica por convección natural en cavidades abiertas a distintos ángulos de inclinación, normalmente con la pared opuesta a la abertura con condición de contorno isoterma y las superior e inferior adiabáticas.

No es el objeto de este análisis redundar en lo ya analizado, cuyas conclusiones pueden encontrarse en diversos estudios como por ejemplo Polat & Bilgen (2002), Polat & Bilgen (2003), Bilgen & Oztop (2005), Jafari et al. (2011) o Sajjadi et al. (2011). De ellos se extrae el efecto beneficioso sobre el número Nusselt de inclinar la cavidad, así como la variación del ángulo para su valor máximo en función de que el Rayleigh, esto es, el salto térmico, sea alto o bajo.

El objetivo es comparar, sobre la configuración A1, el efecto de inclinar las cavidades. Como se pretende que sea comparable a la configuración A1 (distancia entre planos medios de aletas de 40 mm) se elige un ángulo de inclinación, 30° respecto a la horizontal, que no aleje demasiado las alturas de la raíz de las aletas de las respectivas de aquella. A mayor ángulo de inclinación más ocupan en vertical las cuatro aletas.

La raíz de la primera aleta está a la misma altura, 160 mm, mientras que las siguientes se sitúan a 46.19 mm en distancia vertical, en lugar de los 40 mm de la configuración A. Presentarán menor temperatura raíz que sus homólogas, pero es parte de los pros y contras de cada geometría. La longitud de las aletas se mantiene en 85 mm, al igual que el espesor de la aleta en su base y extremo. Con la salvedad de que el espesor de la raíz de 14 mm se toma en distancia vertical, en lugar de perpendicular al eje de la aleta. Esto se hace así con el fin de que la temperatura media de la raíz de las aletas sea la misma para ambas configuraciones. Esto es así al menos para la primera aleta, la inferior, que es la de mayor eficiencia por tener el salto térmico más alto.

4.3.1. Configuración B1

De la figura 18 se puede extraer el valor de la temperatura a la altura de la empaquetadura para la configuración B1, de 427.2 K. Esto es, 7 grados de diferencia, un 1.5% superior a la configuración A1.

Por otra parte, las aletas de la configuración B1, por efecto de la inclinación y de haber mantenido su longitud en 85 mm, presentan menor superficie de intercambio que las de la A1, alrededor de un 5% inferior.

Tabla 6. Coeficientes de transferencia térmica, configuración B1 [sales a 565°C]

<i>Geometría</i>	q (W/m ²)	Q (W)	ΔT (K)	h (W/m ² K)
<i>Aleta – 1</i>	1586	171	173	9.2
<i>Aleta – 2</i>	659	71	151	4.4
<i>Aleta – 3</i>	440	47	126	3.5
<i>Aleta – 4</i>	419	45	106.5	4

Hay que recordar que la temperatura raíz de las aletas 2, 3 y 4 es inferior a la correspondiente a las mismas aletas de la configuración A1, por tener un paso vertical entre aletas algo superior. De esto se deriva que la h de dichas aletas sea peor que las de la configuración A1, como puede verse en la tabla 6.

No así en la aleta 1, donde el coeficiente de transferencia térmica es del orden de un 11% superior a la de la configuración A1, a pesar de presentar el mismo salto térmico.

Con el efecto de inclinar 30° las aletas se ha producido un incremento de la velocidad del aire que barre la cara inferior de la primera aleta, de 0.24 a 0.34 m/s, aumentando el flujo de calor disipado por convección. Esto se debe al efecto ya comentado en el apartado 4.2.1, cuando se le daba un ángulo de salida a las caras superior e inferior de las aletas para desmoldear.

En el resto de las aletas, aun aumentando la velocidad del aire sobre su superficie, no parece conseguirse compensar el menor salto térmico por estar la raíz a una temperatura inferior.

El coeficiente de transferencia térmica global resulta prácticamente igual en ambas configuraciones.

Tabla 7. Coeficientes de transferencia térmica, configuraciones B [sales a 565°C]

Configuración	S (m ²)	Q (W)	ΔT (K)	\bar{h} (W/m ² K)
B1	0.4782	409.5	162.2	5.3
B2	0.2802	398.5	179.4	7.9

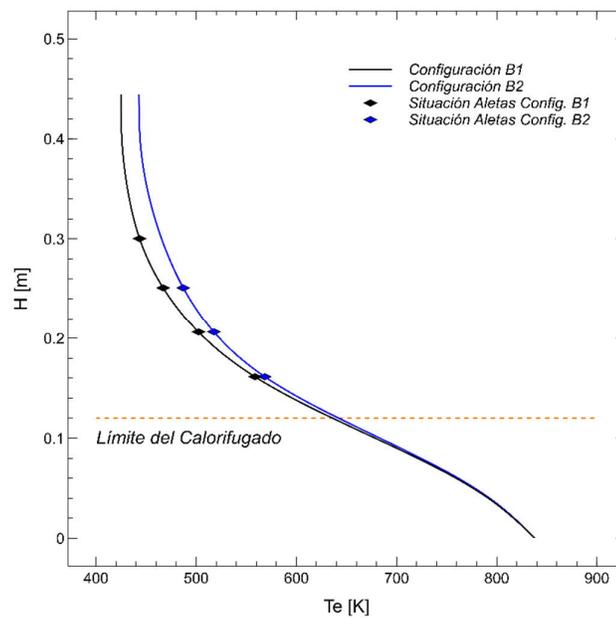
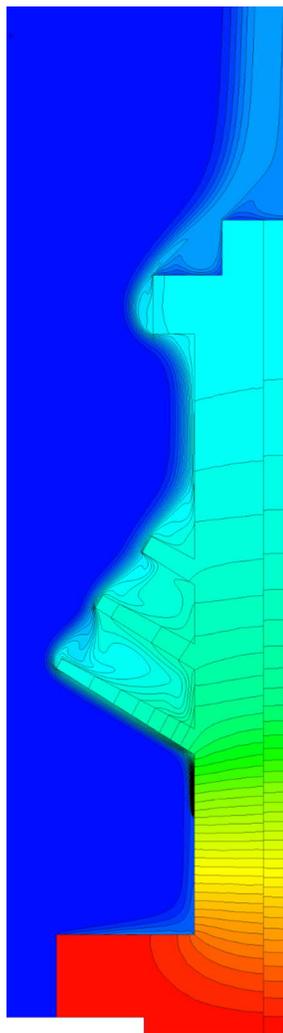


Figura 18. Evolución axial de la Temperatura – Configuraciones B1 y B2

4.3.2. Configuración B2

Con esta configuración, derivada de la B1, se pretende analizar el impacto de una reducción del apantallamiento entre aletas consecutivas en la eficacia de la transmisión térmica.

A tal objeto, se realiza una reducción de la relación de aspecto de la cavidad de forma progresiva. La primera aleta se mantiene con la misma longitud, correspondiente a una cavidad de RA igual a 3, la segunda a una RA de 2 y la tercera de 1, desapareciendo la cuarta.



De observar la geometría ascendente de los penachos de aire caliente de las distintas aletas se concluye que, contrariamente a lo que intuitivamente pudiera pensarse, no siguen la dirección vertical.

El penacho de aire se ve afectado por la presencia de superficies cercanas, paralelas a la dirección del movimiento ascensional, desviándose y tendiendo a adherirse a dichas superficies. Este comportamiento se debe al efecto Coanda y es dependiente de la distancia entre el foco caliente y las paredes.

Este efecto, descubierto por el inventor e ingeniero aeronáutico Rumano Henry Marie Coandă, se debe a la aceleración que experimenta el penacho de aire caliente en zonas cercanas a las paredes, que provoca una caída de la presión en dicho lado y la aparición de una fuerza resultante desequilibrada tendente a desplazar el penacho hacia las paredes.

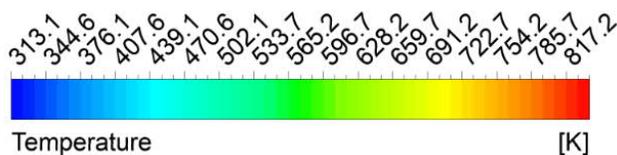


Figura 19. Contornos de Temperatura – Configuración B2

En el estudio Kapjor et al. (2020) se concluye cómo la proximidad de una pared vertical tiene un efecto beneficioso sobre el valor del Nusselt global de una configuración de cilindros horizontales en hilera vertical. Se analizan distintas relaciones X/r (siendo X la distancia cilindro-pared y r el radio de los cilindros) y S/D (siendo S la separación vertical entre cilindros consecutivos y D el diámetro de los cilindros) encontrándose el óptimo de separación entre cilindros, así como entre estos y la pared.

En dicho estudio la pared no está a temperatura, a diferencia del presente, donde se busca que tanto las subsiguientes aletas como el tubo liso de la parte superior de la tapa disipen calor.

Es discutible por tanto que el efecto Coanda resulte beneficioso para la tapa extendida que nos ocupa, por cuanto que el penacho de aire caliente barre las superficies de intercambio en su ruta ascendente, reduciendo el salto térmico superficie – aire ambiente y, por tanto, el calor disipado por convección.

Es un análisis que queda abierto a futuro. Verificar el efecto sobre el Nusselt global de la tapa extendida B2 de colocar una cubierta cilíndrica alrededor de ésta (podría ser por ejemplo una plancha de aluminio conformada de 1 mm de espesor) a diferentes distancias del extremo de las aletas, o incluso en contacto con la primera de ellas.

Si esta cubierta, que habría de estar abierta por arriba y abajo obviamente, corrigiera la dirección de los penachos de cada aleta, de forma análoga a como sucede con la hilera vertical de cilindros horizontales de Kapjor et al. (2020), pudiera resultar que el aire que barre las superficies extendidas consecutivas presentara un salto térmico más favorable.

En la tabla 7 se aprecia la mejora sustancial del coeficiente global de transmisión térmica al eliminar apantallamiento, al multiplicarse por un factor de 1.5 al obtenido en B1.

En este caso tampoco se aprecia un incremento significativo del campo de velocidades, pasando de 0.34 m/s a 0.35 m/s en la cara inferior de la primera aleta. La mejora en la \dot{h} ha de atribuirse por lo tanto exclusivamente a la reducción en el apantallamiento, de cuyo fenómeno se habla en el apartado 4.2.1. La superficie de intercambio de B1 es un 70% superior a la de B2, que de incorporarse proporcionalmente a las tres aletas de B2, le permitiría disipar más potencia que la configuración A1.

4.4. Análisis de la Configuración C

Existen abundantes estudios realizados sobre superficies tubulares isotermas, en posición horizontal y vertical, con distribuciones de aletas longitudinales equiespaciadas. Fundamentalmente centrados en dispositivos LED y electrónica.

An et al. (2012), Park et al. (2014), Shen et al. (2016), Lee et al. (2016) y Kang et al. (2017), entre otros estudios, se centran en cilindros verticales con aletas longitudinales. Se analizan distintas geometrías de aletas, rectangulares, triangulares orientadas en las dos direcciones. Mientras que Konar et al. (2020) hace lo propio sobre cilindros horizontales. En ellos se determina la resistencia térmica en función del número de aletas y su anchura, esto es, de la relación de aspecto del espacio entre aletas consecutivas. Analizando todo ello para una gama de números Rayleigh y determinando la configuración que optimiza el número Nusselt.

La base de las conclusiones es buscar el número máximo de aletas longitudinales (maximizar la superficie de intercambio) que no provoquen la interferencia entre las capas límite térmicas de aletas consecutivas. De esta manera la transferencia térmica, esto es el Nusselt, será máximo.

4.4.1. Configuración C1

La configuración no se plantea desde el punto de vista de buscar el óptimo, sino de ver el resultado comparativo de colocar un número razonable de aletas longitudinales, que no abarquen un diámetro excesivo, por cuestiones de espacio necesario para la tornillería de unión cuerpo – tapa y de la de unión tapa – puente del actuador. Así mismo, el espacio entre aletas consecutivas ha de ser igual o mayor al doble del espesor de la capa límite térmica resultante del análisis de la configuración A3, para que no interfieran entre ellas reduciendo la transferencia térmica.

El número de aletas seleccionado es de ocho, con una anchura que no sobrepasa el diámetro superior de la tapa, donde apoya el puente del actuador. Se definen las aletas con el mismo criterio anterior de espesores para la raíz y el extremo de las mismas, esto es, 14 mm y 6 mm respectivamente. Así mismo, se define por longitud la total de la tapa, pensando en la mayor resistencia estructural que aporta al conjunto, aunque el primer tramo esté tapado por el calorifugado y no trabaje a convección.

Tabla 8. Coeficientes de transferencia térmica, configuraciones C [sales a 565°C]

Configuración	S (m ²)	Q (W)	ΔT (K)	\dot{h} (W/m ² K)
C1	0.1845	454.4	190.5	12.9
C2	0.1845	406.7	176.6	12.5

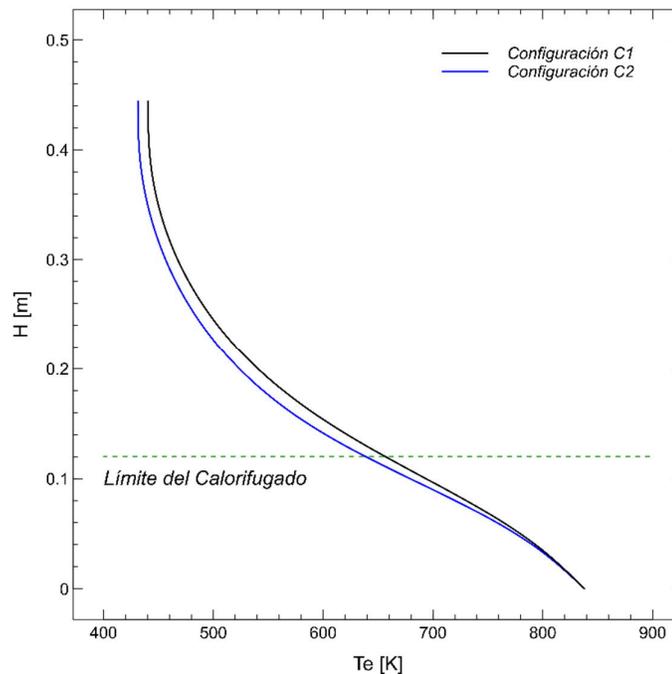


Figura 20. Evolución axial de la Temperatura – Configuraciones C1 y C2

Lo primero que se observa es que ha aumentado el flujo de calor por conducción a través de la parte inferior de la tapa con respecto al resto de configuraciones. Éste es un efecto indeseable, el objetivo es reducir la temperatura a la altura de la empaquetadura, pero con la mínima pérdida de calor de las sales de nitrato. Se necesita toda esa energía intacta para transformarla en electricidad, por eso se aísla toda la línea, para reducir las pérdidas de calor al exterior y que no se enfríen las sales.

En el Anexo D se puede ver la sección en corte. Al aumentar la sección A de la tapa en su cuello, se ha reducido la resistencia térmica por conducción, $R_k = \frac{1}{A \cdot k}$, y ha aumentado la potencia disipada para el mismo salto térmico.

4.4.2. Configuración C2

Esta configuración es la lección aprendida de la anterior. Se limita la longitud de las aletas a la altura donde termina el calorifugado de la válvula. De esta forma, la sección del cuello de la tapa tiene la misma superficie que en el resto de las configuraciones.

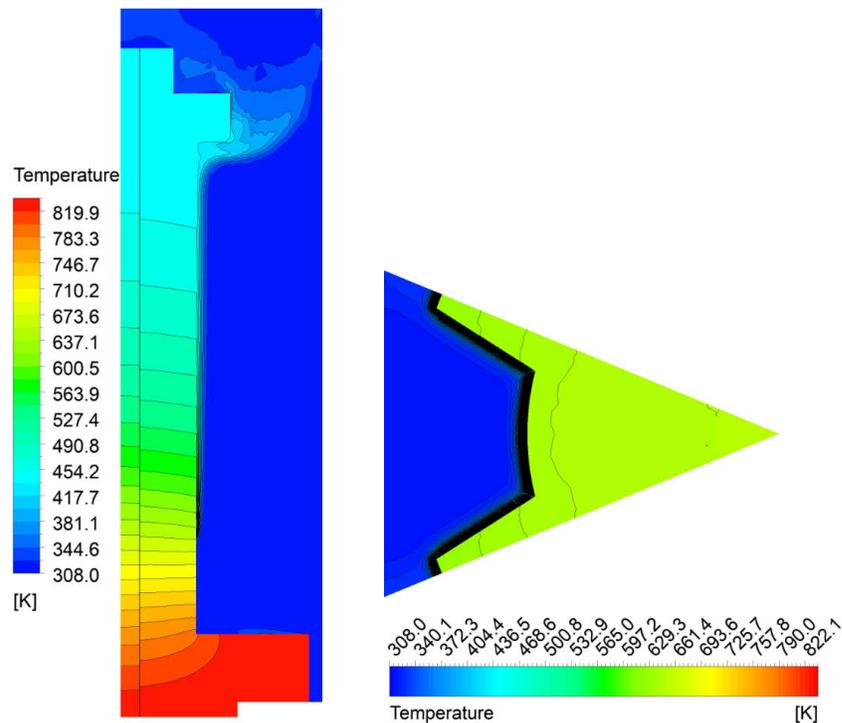


Figura 21. Contornos de Temperatura – Configuración C2

De la figura 21 se observa que las capas límite térmicas, de las superficies de las aletas consecutivas que conforman cada cavidad vertical, están lejos de interferir entre ellas. Así mismo se dispone de una superficie de tubo liso vertical considerable que, como se comprobó en el análisis de la configuración A3, es la que mayor coeficiente de transmisión térmica presenta de todas. No tiene sentido por tanto reducir el área de tubo liso de intercambio más de lo necesario. Por otra parte, están las consideraciones propias del diseño de la válvula, que requiere de espacio suficiente para la tornillería de unión entre componentes.

En la tabla 8 se presentan los valores de los coeficientes h para las dos configuraciones, siendo muy similares, pero disipando una menor potencia la C2, y por tanto menos pérdidas, y presentando una temperatura a lo largo del eje inferior a la C1, que es el objetivo, como se ve en la figura 20. Siendo de 434.46 K [161.3 °C] a la altura de la empaquetadura, 32 grados inferior a la que presenta el tubo liso de la configuración A3.

5. Conclusiones y líneas de trabajo futuras

Se han analizado distintas configuraciones de superficies extendidas para disipar calor en una tapa de globo de control, de conducción de sales de nitrato fundidas.

Del análisis mediante herramientas CFD se han extraído las curvas características de dichas configuraciones relativas a mapas de temperaturas, potencia disipada, coeficientes de transmisión térmica, perfiles de velocidades y estructuras generales del flujo en estado estacionario. Se puede concluir que:

- Las superficies extendidas horizontales, perpendiculares a la dirección de la gravedad, de iguales dimensiones y alta relación de aspecto, apiladas una encima de otra, configurando cavidades de distintas relaciones de aspecto, son altamente ineficientes. El efecto de apantallamiento que ejercen unas sobre otras y la resistencia que presentan al movimiento del flujo del aire en convección natural, merman considerablemente el coeficiente de transmisión por convección global \bar{h} .
- Únicamente la aleta inferior y la superior presentan un rendimiento aceptable, al tener una de sus superficies libre. La inferior, por presentar el salto térmico más alto y tener un camino libre para que el aire ambiente barra toda su superficie inferior. La última por tener su superficie superior sin apantallar por otra aleta. Las aletas intermedias presentan una disipación muy pobre.
- El hecho de dar un ángulo de salida a las aletas en lugar de hacerlas rectas mejora la transferencia térmica de las cavidades formadas por paredes isoterma.
- Al reducirse la relación de aspecto de 3 a 1, se consigue una mejora considerable en la \bar{h} , de casi el doble.
- El hecho de inclinar las cavidades 30° con respecto a la horizontal mejora la transmisión térmica, al incrementarse el flujo de aire convectivo que barre las superficies. En general, toda actuación sobre la geometría que reduzca la resistencia al movimiento de aire ambiente tiene un efecto beneficioso sobre la transferencia térmica.
- En la medida en que se elimina parte del apantallamiento, como en la configuración B2, con una reducción progresiva de la RA en sentido opuesto al de la gravedad, se mejora considerablemente la \bar{h} . Se consiguen niveles de mejora equivalentes a reducir la RA a 1.

- Las superficies de intercambio alineadas con la dirección de la gravedad son las que más eficientemente disipan calor por convección natural. Bien el tubo liso o el tubo liso con aletas verticales ofrecen la menor distorsión u oposición al movimiento del aire que barre las superficies. Esto permite que el aire desarrolle velocidades más elevadas y que por tanto aumente el flujo por convección, que conlleva una mayor disipación de calor.
- En las cavidades formadas por aletas verticales hay que procurar una distancia suficiente para que no interfieran las capas límite de aletas consecutivas y merme la capacidad disipativa.
- Resulta concluyente que la transmisión térmica por convección natural no solo depende de la geometría de la superficie que disipa calor y de la temperatura y velocidad del aire ambiente que la envuelve, sino también de las superficies que tenga alrededor y su distancia a las mismas. El efecto Coanda puede favorecer o perjudicar el número Nusselt. Que la válvula esté próxima a otras superficies, como paredes, tuberías u otras válvulas puede afectar al rendimiento de la tapa como elemento disipativo. Dependerá de la distancia a dichos elementos y de su geometría.

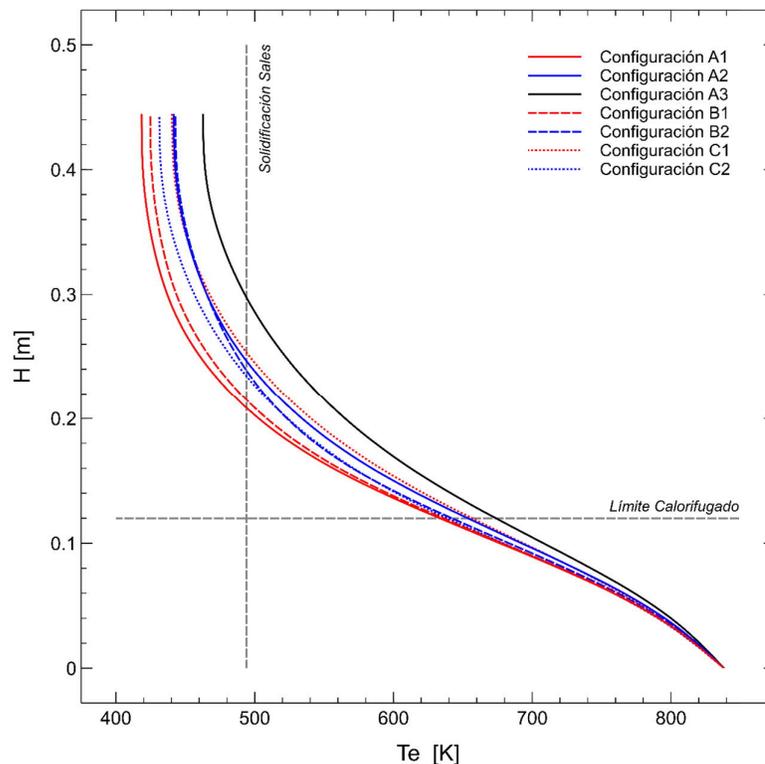


Figura 22. Comparativa general de la evolución axial de la Temperatura

En la figura 22 se aprecia que las configuraciones A1 y B1 presentan la menor temperatura a la altura de la empaquetadura, a pesar de presentar una eficiencia muy baja. Presentan mucha más superficie que el resto de las configuraciones, mayor peso y por tanto, mayor coste.

La configuración C2, tubo liso con aletas verticales, es la mejor posicionada de todas por su alto coeficiente de transmisión térmica y su baja temperatura en la empaquetadura. Es solo cuestión de aumentar la anchura de las aletas para reducir la temperatura de consigna.

El tubo liso, A3, presenta el mejor rendimiento, pero la peor temperatura en el eje.

Habría que valorar si el coste de la configuración C2 con su mayor posibilidad de reducción de altura es más rentable que la A3.

En el Anexo C se han adjuntado las curvas características de cada configuración, cubriendo el rango de temperaturas de trabajo para las sales en una planta comercial, esto es, desde los 290°C a los 565°C. Son el resultado de las simulaciones de todas las configuraciones a las temperaturas de las sales de 290°C, 400°C y 565°C. Se han ajustado las características de las sales y de los materiales para cada temperatura.

La intermedia se ha seleccionado de 400°C por ser la temperatura límite de las sales empleadas en la otra tecnología termosolar, la de colector cilindro-parabólico. En ésta, el límite está en el aceite térmico que se utiliza como fluido caloportador, que se degrada por encima de los 400°C. Las sales aquí dan la capacidad de almacenamiento para los días nublados y las horas nocturnas.

Queda como línea de trabajo abierta a futuros estudios realizar la misma comparativa, pero con el eje de la válvula en posición horizontal, esto es, perpendicular a la dirección de la gravedad. Será interesante analizar cómo se invierten los papeles de unas geometrías por las de otras en relación con la eficiencia, al reorientar sus superficies al flujo de aire por convección.

Así mismo, la línea abierta del efecto Coanda comentada en el apartado 4.3.2

Referencias bibliográficas

- [1] An, B. H., Kim, H. J., & Kim, D.-K. (2012). Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with vertically oriented plate fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 41, 59–66.
- [2] Bauman, F., Gadgil, A., Kammerud, R., & Greif, R. (1980). Buoyancy-Driven Convection in a Rectangular Enclosure: Experimental Results and Numerical Calculations. *American Society of Mechanical Engineers, Conference on Heat Transfer in Passive Solar Systems*.
- [3] Bilgen, E., & Oztop, H. (2005). Natural convection heat transfer in partially open inclined square cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(8), 1470–1479.
- [4] Blanco, M., & Santigosa, L. R. (2016). *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*. Woodhead Publishing (imprint of Elsevier).
- [5] Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications* (5th ed.). McGraw-Hill Education.
- [6] Chen, H.-T., & Hsu, W.-L. (2007). Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(9), 1750–1761.
- [7] Day, J. C., Zemler, M. K., Traum, M. J., & Boetcher, S. K. S. (2013). Laminar Natural Convection From Isothermal Vertical Cylinders: Revisiting a Classical Subject. *Journal of Heat Transfer*, 135(022505).
- [8] Ferziger, J. H., & Peric, M. (2002). *Computational Methods for Fluid Dynamics* (3rd ed.). Springer-Verlag.

- [9] Hess, C. F., Henze, R. H., & Mem, A. (1984). Experimental investigation of natural convection losses from open cavities. *J. Heat Transfer*, 333–338.
- [10] Jafari, M., Naysari, A., & Bodaghi, K. (2011). Lattice Boltzmann Simulation of Natural Convection Heat Transfer in an Inclined Open-Ended Cavity. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 78.
- [11] Kang, B. D., Kim, H. J., & Kim, D.-K. (2017). Nusselt Number Correlation for Vertical Tubes with Inverted Triangular Fins under Natural Convection. *Energies*, 10(8), 1183.
- [12] Kapjor, A., Durcansky, P., & Vantuch, M. (2020). Effect of Heat Source Placement on Natural Convection from Cylindrical Surfaces. *Energies*, 13(17), 4334.
- [13] Konar, D., Sultan, M. A., & Roy, S. (2020). Numerical analysis of 2-D laminar natural convection heat transfer from solid horizontal cylinders with longitudinal fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 154, 106391.
- [14] Lee, M., Kim, H. J., & Kim, D.-K. (2016). Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with triangular fins. *Applied Thermal Engineering*, 93, 1238–1247.
- [15] Nemati, H., Moradaghay, M., Moghimi, M. A., & Meyer, J. P. (2020). Natural convection heat transfer over horizontal annular elliptical finned tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 118, 104823.
- [16] Park, K. T., Kim, H. J., & Kim, D.-K. (2014). Experimental study of natural convection from vertical cylinders with branched fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 54, 29–37.

- [17] Polat, O., & Bilgen, E. (2002). Laminar natural convection in inclined open shallow cavities. *International Journal of Thermal Sciences*, 41(4), 360–368.
- [18] Polat, O., & Bilgen, E. (2003). Conjugate heat transfer in inclined open shallow cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(9), 1563–1573.
- [19] Rodríguez-Sánchez, M. R., Marugan-Cruz, C., Acosta-Iborra, A., & Santana, D. (2014). Comparison of simplified heat transfer models and CFD simulations for molten salt external receiver. *Applied Thermal Engineering*, 73(1), 993–1005.
- [20] Sajjadi, H., Gorji, M., Kefayati, G., domiri ganji, D., & Nia, M. (2011). Simulation of natural convection flow in an inclined open cavity using lattice Boltzmann method. *World Acad. Sci. Eng. Techn.*, 5, 190–196.
- [21] Sazhin, S. S., Sazhina, E. M., Faltsi-Saravelou, O., & Wild, P. (1996). The P-1 model for thermal radiation transfer: Advantages and limitations. *Fuel*, 75(3), 289–294.
- [22] Senapati, J., Dash, S., & Roy, S. (2016). Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 96, 330–345.
- [23] Senapati, J. R., Dash, S. K., & Roy, S. (2017). Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 111, 146–159.
- [24] Shen, Q., Sun, D., Xu, Y., Jin, T., Zhao, X., Zhang, N., Wu, K., & Huang, Z. (2016). Natural convection heat transfer along vertical cylinder heat sinks with longitudinal fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 100, 457–464.

- [25] Velusamy, K., Raviprasan, G. R., Nema, V., Meikandamurthy, C., Selvaraj, P., Chellapandi, P., Vaidyanathan, G., & Chetal, S. C. (2010). Computational fluid dynamic investigations and experimental validation of frozen seal sodium valve assembly of a fast reactor. *Annals of Nuclear Energy*, 37(11), 1423–1434.
- [26] Zitzmann, T., Cook, M., Pfrommer, P., Rees, S., & Marjanovic, L. (2005). Simulation of steady-state natural convection using CFD. *IBPSA 2005 - International Building Performance Simulation Association 2005*.

Anexo A. Especificación de las sales de nitrato

Fuente: "SQM's Thermo-Solar Salts: The natural solution for thermal storage and heat transfer in your CSP plant" - www.sqm.com

La sal de nitrato es una mezcla del 60% en peso de nitrato de sodio (NaNO₃) y 40% en peso de nitrato de potasio (KNO₃). Es estable en el aire y tiene baja presión de vapor.

Cambios de Fase

Las sales fundidas se pueden utilizar en un rango de temperaturas que va desde 260°C [500°F] a aproximadamente 621°C [1150°F].

Según decrece la temperatura las sales empiezan a cristalizar a 238°C [460°F] y solidifican a 221°C [430°F].

Compresibilidad isotrópica (NaNO₃) en el punto de fusión: $2 \cdot 10^{-10}$ (m²/N).

Calor de Fusión (basado en la media del calor de fusión de cada componente): $h_{sl} = 161$ kJ/kg.

Cambio de densidad sobre la fusión: $\frac{\Delta V}{V_{sólido}} = 4.6\% \rightarrow V_{líquido} = 1.046 \cdot V_{sólido}$

Propiedades Térmicas y del Fluido

Las propiedades para la mezcla, 60% NaNO₃ y 40% KNO₃, como función de la temperatura son como sigue:

Temperatura		Densidad	Viscosidad absoluta	Calor específico	Conductividad térmica
°F	°C	Kg/m ³	mPa s	J/kg°C	W/m°C
500	260.0	1924.64	4.34286	1487.72	0.4924
550 ⁽¹⁾	287.8	1906.97	3.55808	1492.50	0.4977
600	315.6	1889.31	2.92893	1497.28	0.5030
650	343.3	1871.64	2.43644	1502.05	0.5082
700	371.1	1853.97	2.06167	1506.83	0.5135
750	398.9	1836.31	1.78565	1511.61	0.5188
800	426.7	1818.64	1.58944	1516.39	0.5241
850	454.4	1800.97	1.45407	1521.16	0.5293
900	482.2	1783.31	1.36060	1525.94	0.5346
950	510.0	1765.64	1.29005	1530.72	0.5399
1000	537.8	1747.97	1.22349	1535.50	0.5452
1050 ⁽¹⁾	565.6	1730.31	1.14195	1540.28	0.5505
1100	593.3	1712.64	1.02647	1545.05	0.5557

⁽¹⁾ Rango de operación de las sales en planta termosolar de concentración de torre 550 – 1050 °F

Extrayendo las fórmulas en función de la temperatura, válidas para el rango de temperaturas desde los 300°C a los 600°C, e introduciendo las temperaturas en °C:

$$\rho = 2090 - 0.636 \cdot T \text{ en } \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_p = 1443 + 0.172 \cdot T \text{ en } \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \text{ ó } \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$k = 0.443 + 1.9 \cdot 10^{-4} \cdot T \text{ en } \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \text{ ó } \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Propiedades de las sales en estado sólido

Densidad absoluta a temperatura ambiente:	NaNO ₃	2260 Kg/m ³
	KNO ₃	2190 Kg/m ³
Calor específico cerca del punto de fusión:	NaNO ₃	1820 J/Kg·°C
	KNO ₃	1160 J/Kg·°C

Especificación de las sales

Debe ser especificada una sal de grado industrial con una composición nominal del 60% en peso de nitrato de sodio (NaNO₃) y un 40% en peso de nitrato de potasio (KNO₃). La composición puede variar de este 60/40 requerido, pero las tablas de propiedades y relaciones habrían de ser desarrolladas para el inicio del proceso de diseño.

La mínima concentración de sales de nitrato (pureza) especificada es del 98% en peso, con los siguientes requerimientos máximos de contaminación desde todas las fuentes:

- Ion cloruro, Cl ≤ 0.6 % en peso
- Nitrito, NO₂ ≤ 0.02 % en peso
- Carbonato, CO₃ ≤ 0.1 % en peso
- Sulfato, SO₄ ≤ 0.5 % en peso
- Alcalinidad hidroxilo, OH ≤ 0.2 % en peso
- Perclorato, ClO₄ ≤ 0.36 % en peso
- Magnesio, Mg ≤ 0.1 % en peso
- Humedad, H₂O ≤ 0.1 % en peso

Anexo B. Propiedades Termo-físicas acero inoxidable 316L

Densidad para el acero inoxidable 316L en estado sólido, temperatura T en K:

$$\rho = 8.0842 - 4.2086 \cdot 10^{-4} \cdot T - 3.8942 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \text{ en } \frac{g}{cm^3}$$

Calor Específico para el acero inoxidable 316L en estado sólido, temperatura T en K:

$$C_p = 0.1097 + 3.174 \cdot 10^{-5} \cdot T \text{ en } \frac{Cal}{g \cdot K} \text{ ó } \frac{Cal}{g \cdot ^\circ C}$$

Conductividad Térmica para el acero inoxidable 316L en estado sólido, temperatura T en K:

$$k = 9.248 \cdot 10^{-2} + 1.57 \cdot 10^{-4} \cdot T \text{ en } \frac{W}{cm \cdot K} \text{ ó } \frac{W}{cm \cdot ^\circ C}$$

Anexo C. Curvas características

Se realizan simulaciones para cubrir el rango de temperaturas de trabajo de las sales de nitrato en una planta termosolar de Torre tipo, esto es, entre los 563.15 K y los 838.15 K.

Se anexan las curvas características de cada configuración al objeto de que sirvan para extraer los puntos intermedios en el rango de trabajo.

Es habitual encontrar en bibliografía curvas características relacionando los números Nusselt y Rayleigh. En el presente proyecto, dada la complejidad de elegir una longitud característica que defina a cada configuración, se considera más interesante y práctico definir las curvas características que relacionen el coeficiente de transmisión por convección global \bar{h} y el salto térmico medio ΔT .

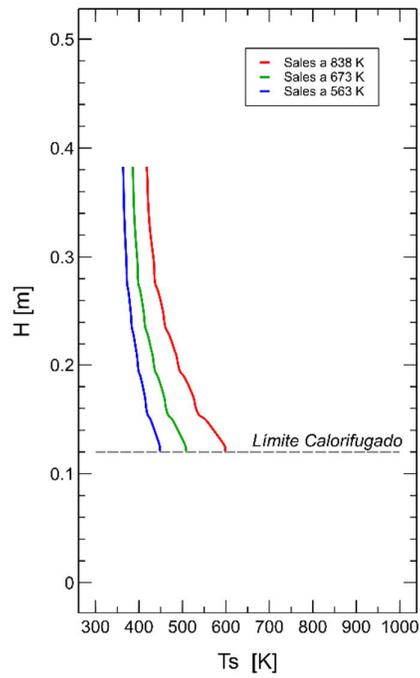
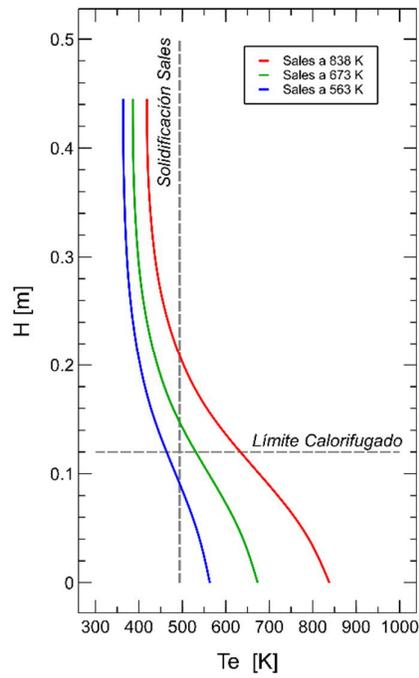
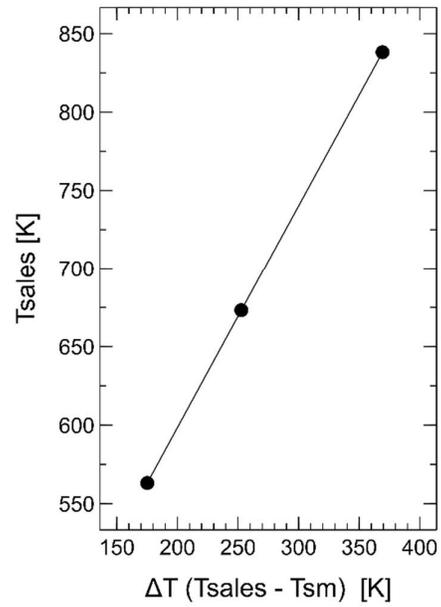
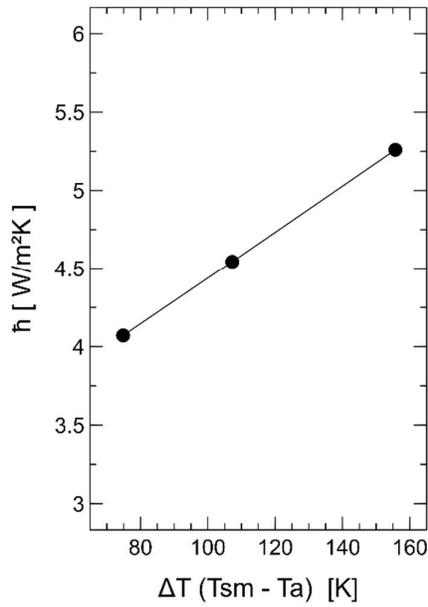
Se constata una relación lineal entre el coeficiente de transferencia térmica global de las distintas configuraciones y el salto térmico entre el aire ambiente y la temperatura media en la superficie cilíndrica de la tapa, la superficie de 100 mm de diámetro exterior.

Así mismo, se comprueba la relación lineal entre la temperatura de las sales dentro de la válvula – condición de contorno para la cara inferior de la tapa – y la temperatura media de dicha superficie cilíndrica.

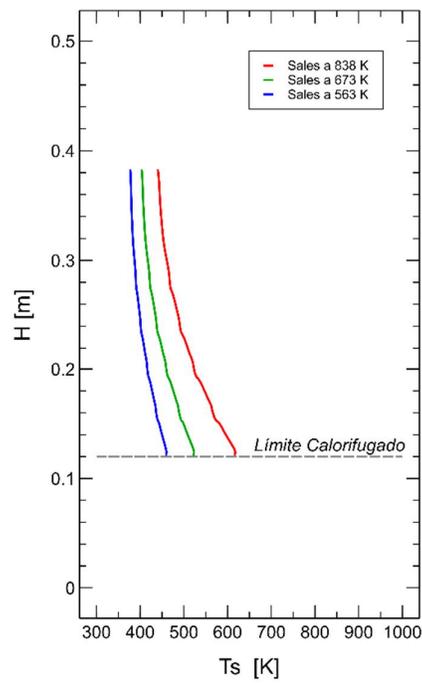
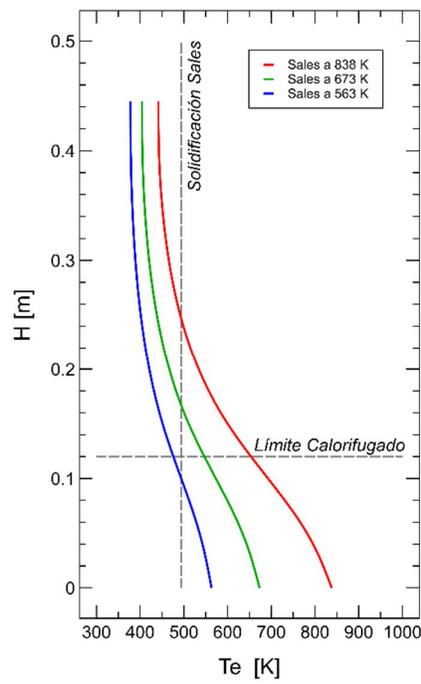
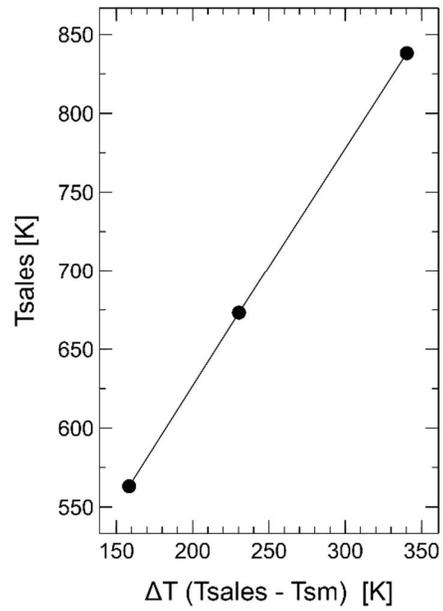
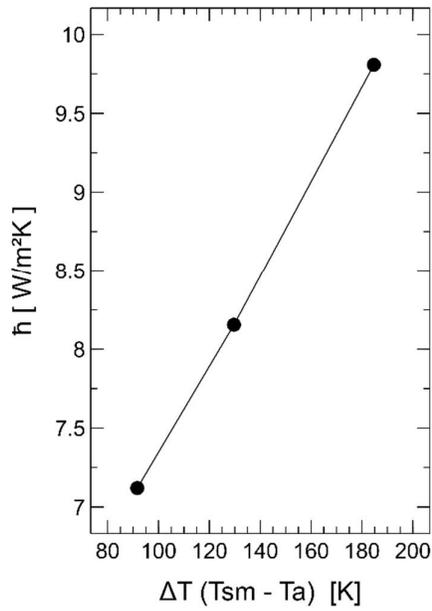
Así mismo, se presentan las curvas de la temperatura a lo largo del eje, T_e , y sobre la superficie del tubo liso, T_s , sobre el cual se acoplan las distintas superficies extendidas.

En las curvas de T_s se pueden apreciar discontinuidades puntuales, más acusadas cuanto mayor es el salto térmico. Éstas se corresponden con la localización de las superficies extendidas.

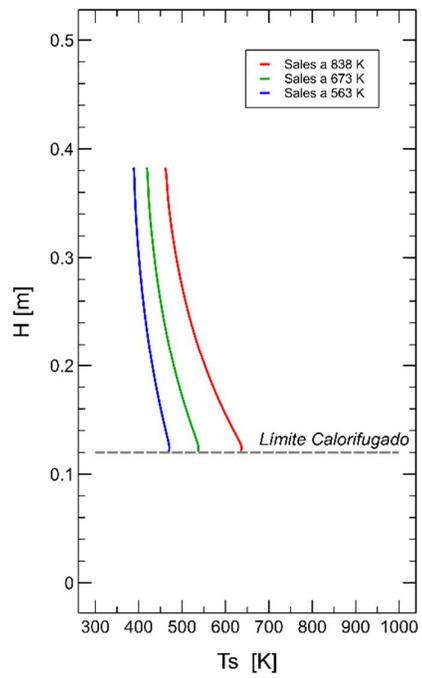
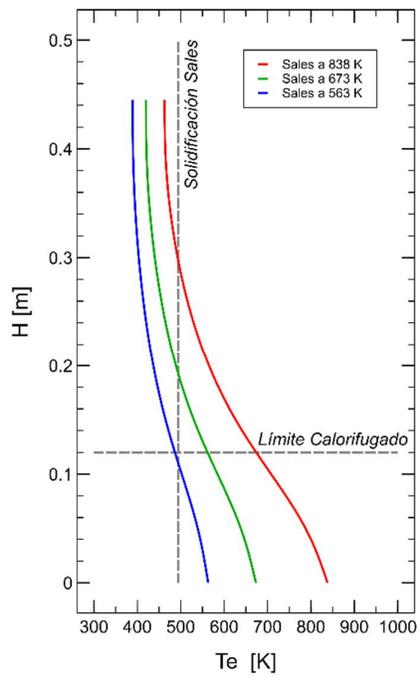
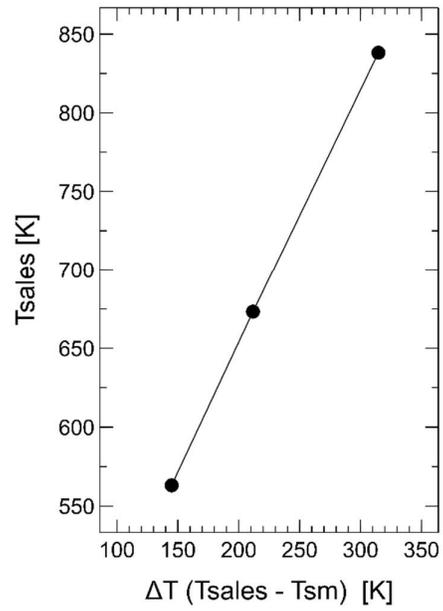
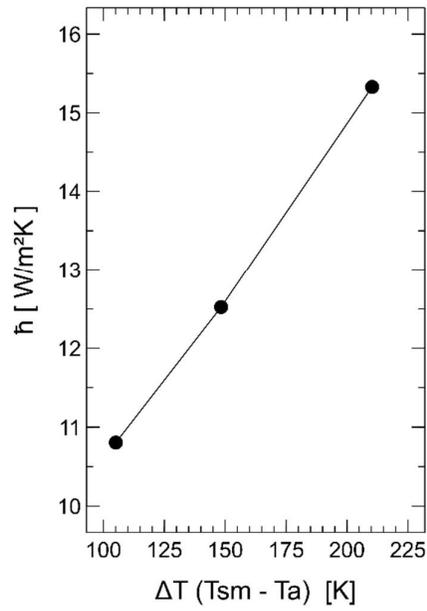
Configuración A1



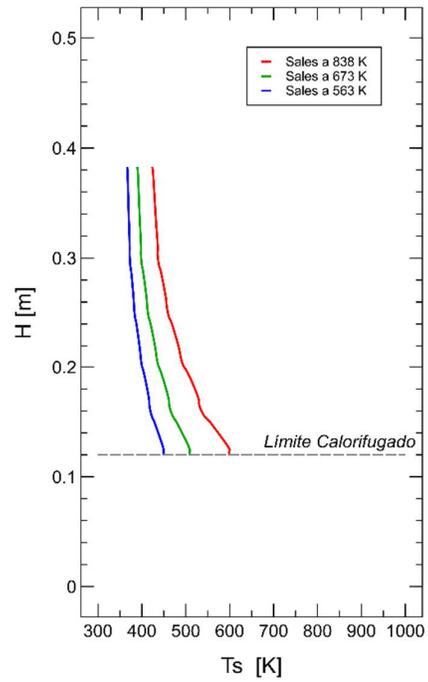
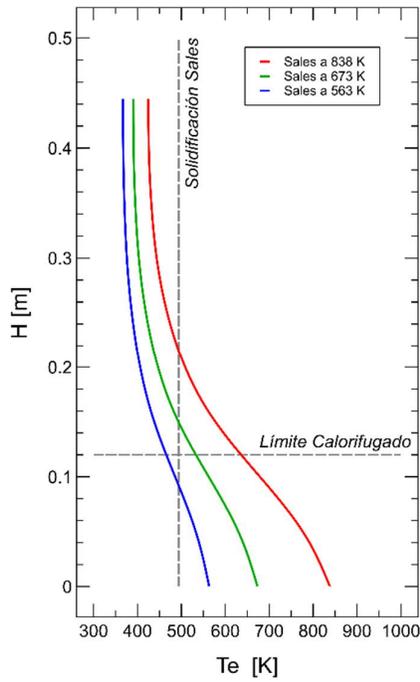
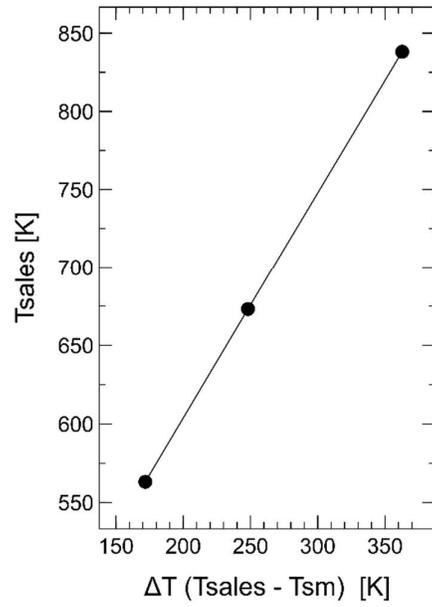
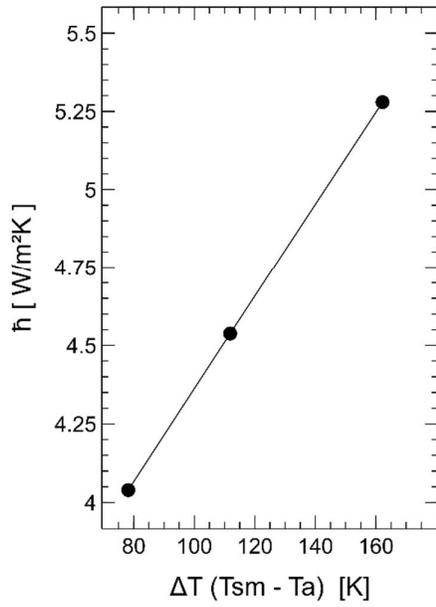
Configuración A2



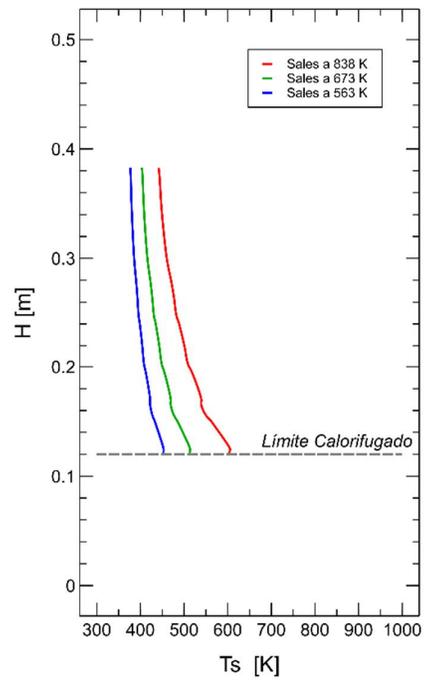
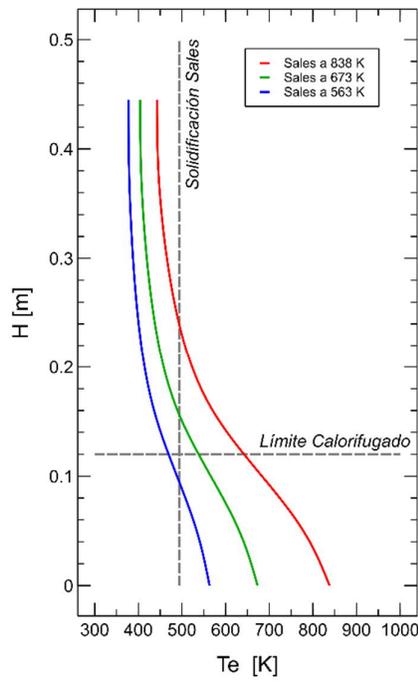
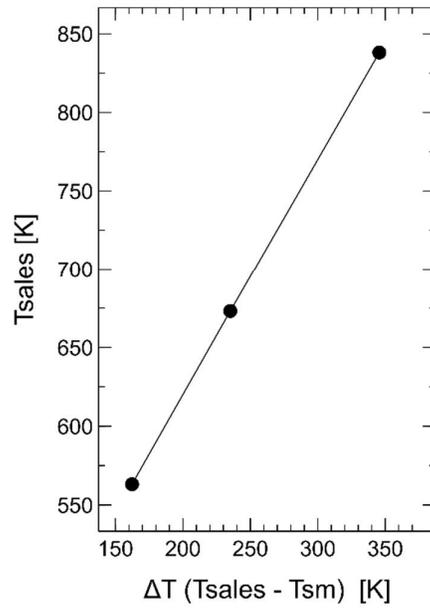
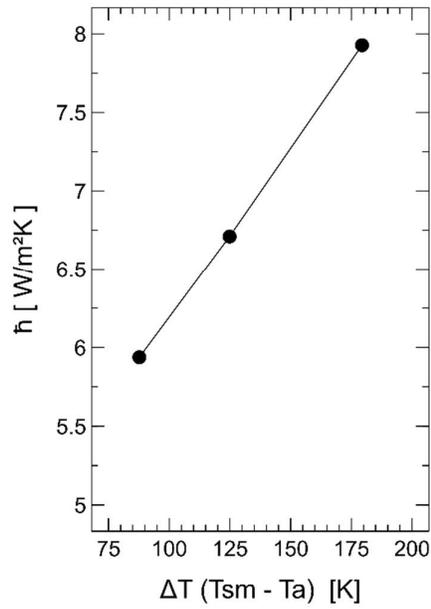
Configuración A3



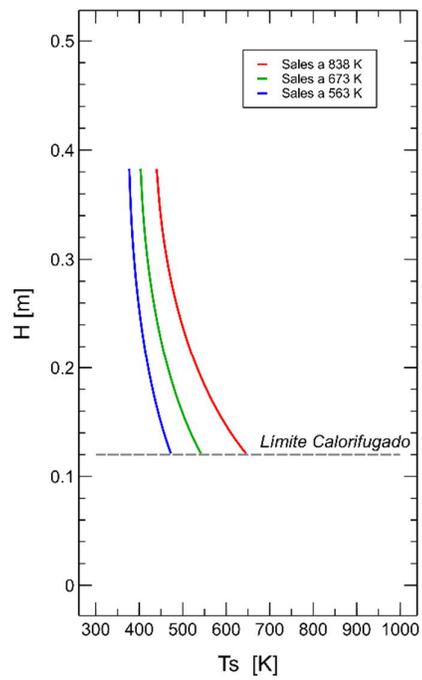
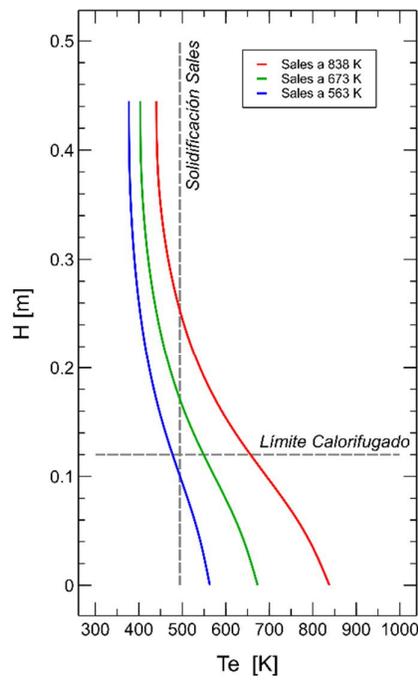
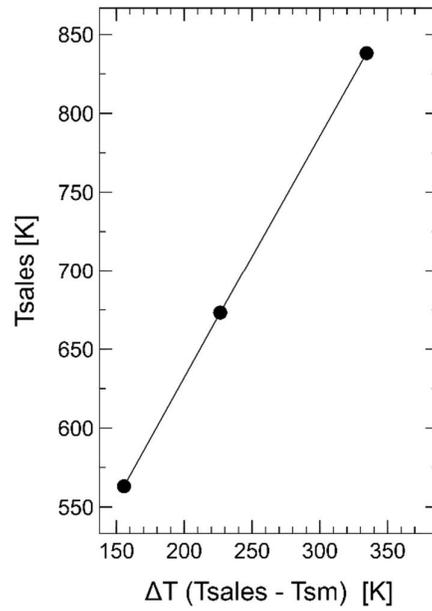
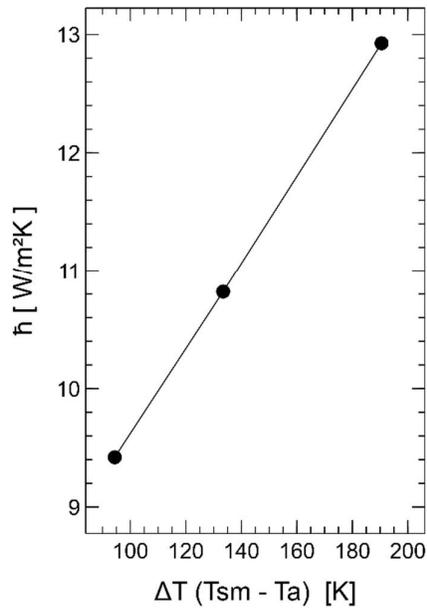
Configuración B1



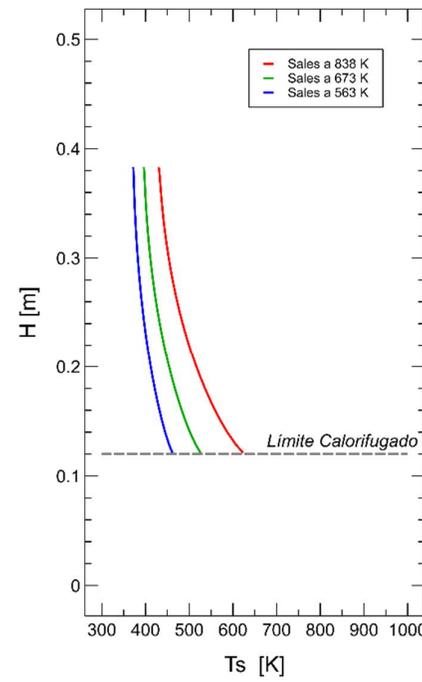
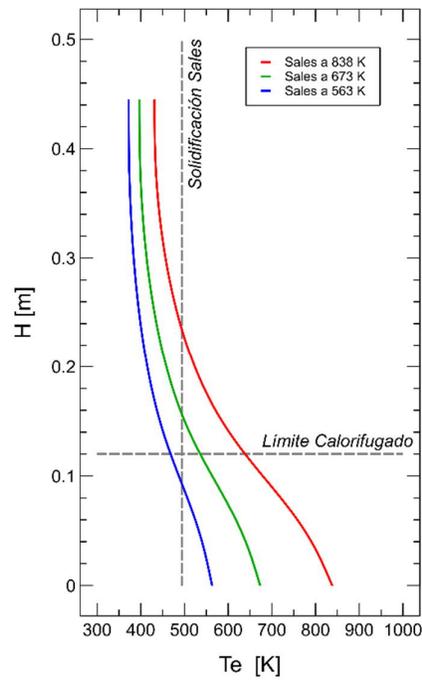
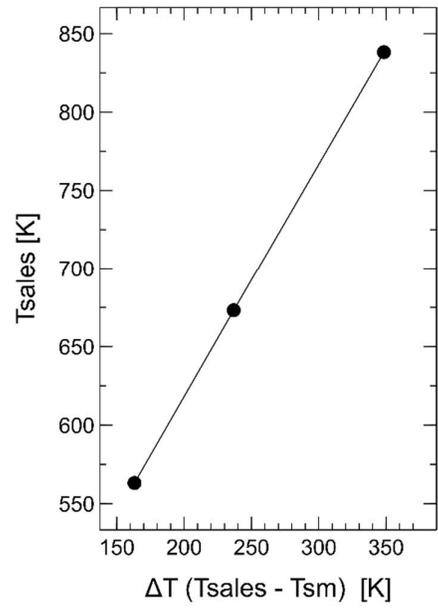
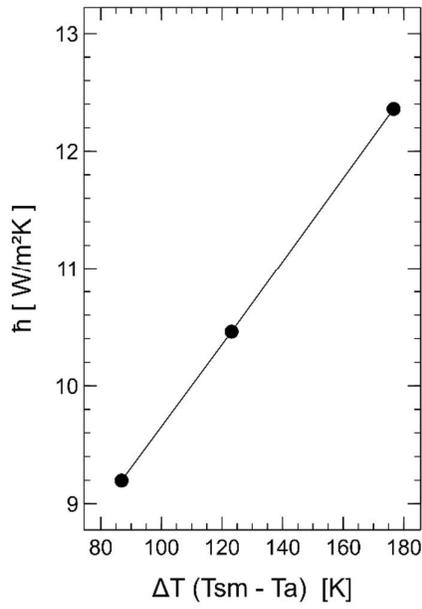
Configuración B2



Configuración C1



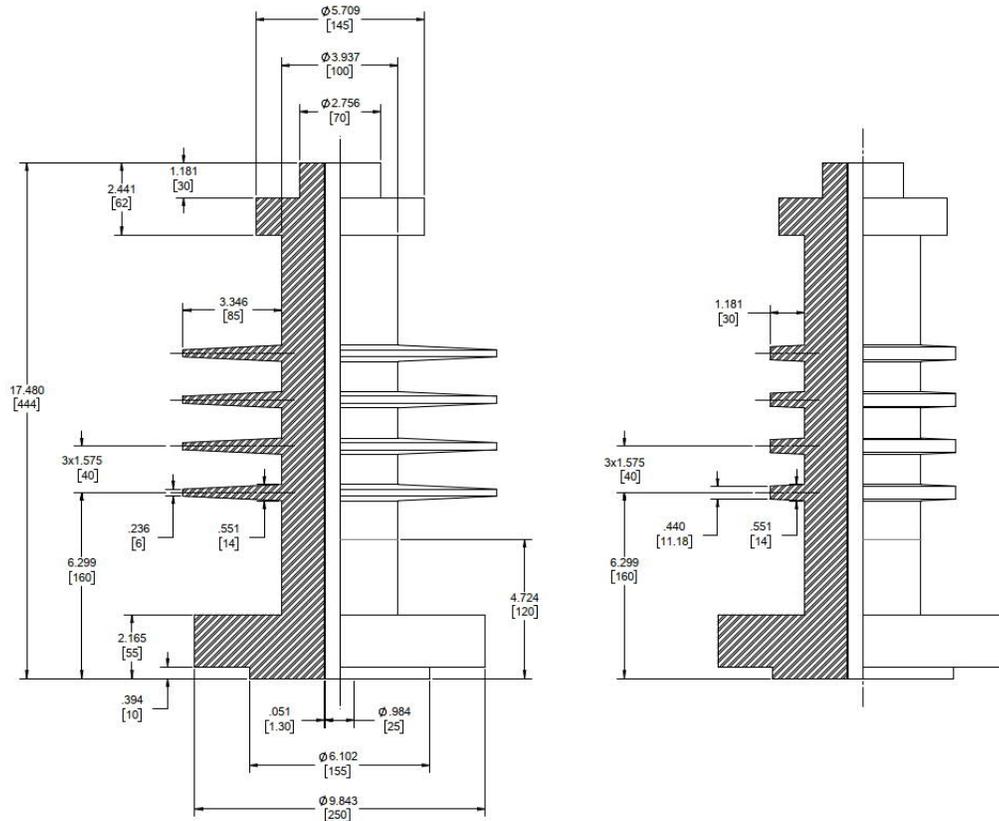
Configuración C2



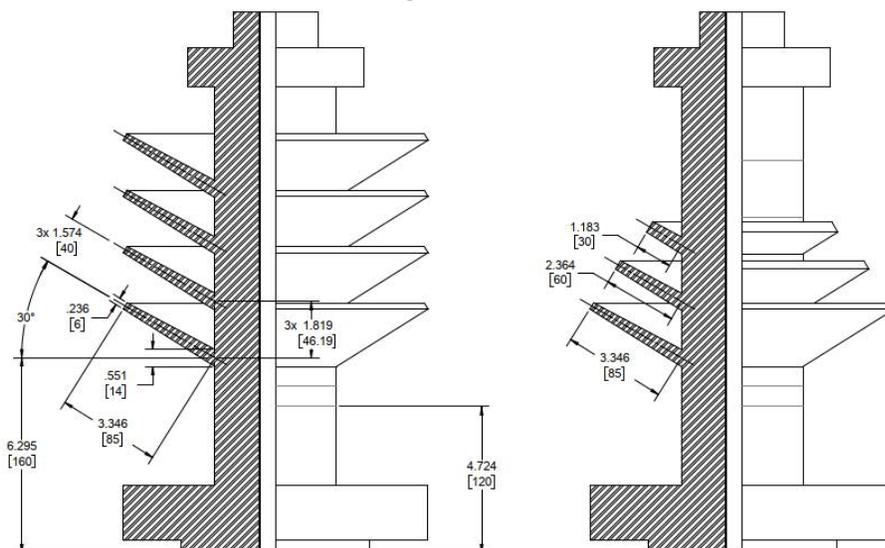
Anexo D. Secciones dimensionales de las Configuraciones

Sistema de acotación dual, en pulgadas y milímetros [entre corchetes]. No se repite la acotación de geometrías ya acotadas en configuraciones previas.

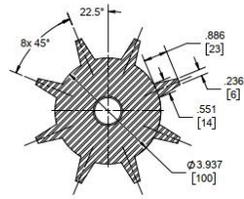
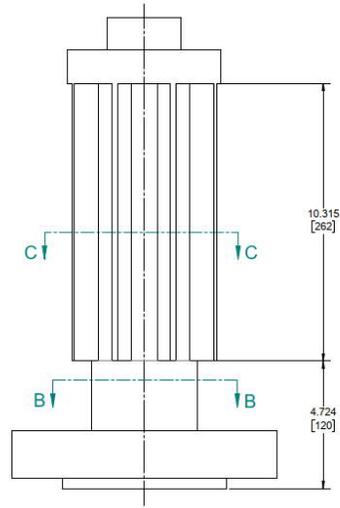
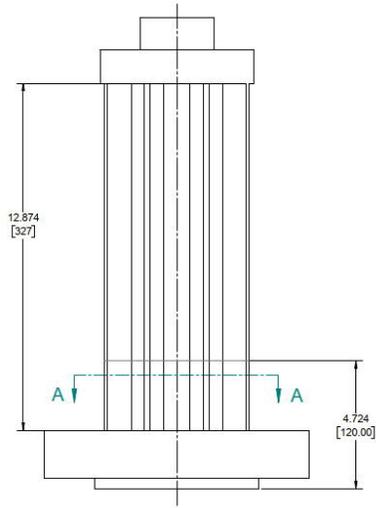
Configuraciones A



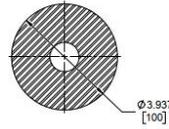
Configuraciones B



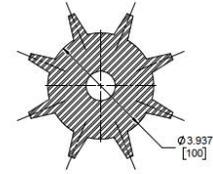
Configuraciones C



SECTION A-A



SECTION B-B



SECTION C-C