



**Universidad**  
Zaragoza

# Trabajo Fin de Máster

Título del trabajo:

Optimización mediante CFD de un intercambiador de calor polimérico para sistemas térmicos-fotovoltaicos (PVT).

English title:

CFD optimization of a polymeric heat exchanger for photovoltaic-thermal (PVT) systems.

Autor/es

Abel Climente García

Director/es

María Herrando Zapater  
Iván Patricio Acosta Pazmiño

Ponente/es

Mario Morales Hernández

Titulación del autor

Máster Universitario en Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura - Universidad de Zaragoza

2024-2025

## Indice

Agradecimientos .....	3
Abreviaciones .....	4
Lista de tablas.....	4
Lista de figuras .....	4
Resumen.....	6
1. Introducción. ....	8
1.1. Motivación y objetivo.....	8
1.2. Revisión del estado del arte.....	9
2. Metodología .....	11
2.1. Indicadores Clave de Desempeño (KPIs) .....	11
2.2. Importancia de la homogeneidad térmica y la potencia térmica máxima. ....	14
2.3. Configuración CFD y modelos desarrollados.....	15
2.3.1. Modelo de medio retrofit (sólo fluido) .....	15
2.3.2. Modelo de medio retrofit con panel PV. ....	15
2.3.3. Modelo de medio panel PV.....	17
3. Optimización hacia la producción de energía. ....	17
3.1. Influencia de la distribución del flujo en la producción térmica.....	17
3.2. Influencia de la distribución del flujo en la producción eléctrica. ....	20
4. Análisis de optimización.....	21
4.1. Identificación de configuraciones geométricas óptimas. ....	21
4.2. Análisis de la caída de presión y los requisitos de bombeo. ....	23
4.3. Estudio de dimensiones adecuadas. ....	24
5. Discusión y conclusiones. ....	25
5.1. Análisis comparativo de las diferentes configuraciones propuestas .....	25
5.2. Conclusión y trabajo futuro.....	26
6. Referencias.....	27
Anexo I: Simulación Ansys Steady-state Thermal y Fluent para determinar el incremento de eficiencia eléctrica en paneles PVs. ....	28
Anexo II: Campos de presión y velocidad para los distintos modelos desarrollados: diseño A, diseño B y diseño C. ....	30
Anexo III: Estudio estadístico sobre las dimensiones de paneles PVs comerciales. ....	34

## Agradecimientos

En primer lugar, quiero expresar mi más sincero agradecimiento a mis directores, María Herrando Zapater e Iván Patricio Acosta Pazmiño, por su guía, apoyo constante y consejos durante el desarrollo de este TFM, donde su experiencia y conocimientos han sido fundamentales para completar este proyecto. De la misma forma, agradezco también al ponente, Mario Morales Hernández, por sus observaciones constructivas y su disposición a compartir su conocimiento en las fases iniciales de construcción del concepto de este TFM.

Así mismo, no puedo dejar de mencionar el apoyo recibido por parte de mis compañeros y profesores del Máster Universitario en Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza, quienes han sido una fuente de inspiración y motivación durante estos años.

De manera especial, quiero expresar mi profunda gratitud a mi familia y amigos, quienes me han brindado su paciencia, ánimo incondicional y apoyo emocional durante este recorrido académico. Este logro es también de ellos.

## Abreviaciones

Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)  
Trabajo Fin de Máster (TFM)  
PV-térmico (PVT)  
Calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC)  
Indicadores clave de desempeño (KPI)  
PV (PV)  
Agua caliente sanitaria (ACS).

## Lista de tablas

*Tabla 1: Ventajas y desventajas del intercambiador de calor SolarPeak para aplicaciones de reacondicionamiento a PVT.*

*Tabla 2: Eficiencias y coeficientes negativos de temperatura de las tecnologías de celdas PVs más comunes.*

*Tabla 3: Condiciones de contorno en Fluent.*

*Tabla 4: Propiedades de las capas del panel PV consideradas.*

*Tabla 5: Condiciones de contorno en el módulo Steady-state thermal.*

*Tabla 6: Resultados de los aspectos geométricos y correlación de los KPI para la producción térmica.*

*Tabla 7: Descripción de las variaciones geométricas de v1 a v6 y resultados del aumento de temperatura para la producción térmica.*

*Tabla 8: Consideraciones geométricas para los tres diseños propuestos.*

*Tabla 9: Resultados de los análisis CFD para los tres modelos.*

*Tabla 10: Resultados para el análisis Steady-State Thermal sobre el modelo de panel PV sin refrigeración.*

*Tabla 11: Modelos de paneles PV comerciales tomados para el estudio y sus dimensiones.*

*Tabla 12: Promedio, moda y mediana de los datos recopilados.*

## Lista de figuras

*Figura 1: Intercambiador de calor SolarPeak para aplicaciones HVAC. (fuente: página web del fabricante).*

*Figura 2: Capas y flujos de energía en un colector PVT (no a escala). [10]*

*Figura 3: Intercambiadores de calor convencionales usados en paneles PVT: a) en parrilla, b) en serpentín (fuente: elaboración propia).*

*Figura 4: Renderizado en Solidworks de un panel PV convencional con la posible configuración para el retrofit dividido.*

*Figura 5: Primera versión (v1) y diseño final desarrollado (v7), destinado a maximizar el rendimiento térmico.*

*Figura 6: Renderizado del diseño A (izquierda) y su campo de temperatura (derecha).*

*Figura 7: Renderizado del diseño B (izquierda) y su campo de temperatura (derecha).*

*Figura 8: Renderizado del diseño C (izquierda) y su campo de temperatura (derecha).*

*Figura 9: Caída de presión en el intercambiador en función del flujo másico para el Diseño A.*

*Figura 10: Representación visual de las dimensiones del retrofit instalado en el dorso de un panel PV convencional.*

*Figura 11: Comparación visual (no a escala) de los resultados CFD entre los distintos diseños desarrollados.*

*Figura 12: Interfaz del módulo de Ansys Steady-State Thermal.*

*Figura 13: Esquema visual de la metodología para el cálculo del aumento en rendimiento eléctrico.*

*Figura 14: Campo de presión para el diseño A.*

*Figura 15: Campo de velocidades para el diseño A.*

*Figura 16: Campo de presiones para el diseño B.*

*Figura 17: Campo de velocidades para el diseño B.*

*Figura 18: Campo de presiones para el diseño B.*

*Figura 19: Campo de velocidades para el diseño C.*

## Resumen

En la búsqueda de la máxima eficiencia de los colectores solares, la optimización de la distribución del flujo dentro del colector se presenta como un esfuerzo necesario, donde las herramientas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) emergen como un medio interesante para su aplicación. Este Trabajo Fin de Máster (TFM) profundiza en la optimización mediante CFD de la distribución del flujo a través del intercambiador de calor de la empresa SolarPeak para la reconversión de paneles fotovoltaicos (PV) a colectores híbridos PV-térmicos (PVT). Inicialmente destinado a aplicaciones de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC), su objetivo es lograr un equilibrio entre la homogeneidad térmica y la máxima potencia térmica de salida como absorbedor térmico para adaptarse mejor a los requisitos de funcionamiento PVT.

En este sentido, la introducción esboza el objetivo principal del estudio y ofrece una revisión bibliográfica que resume los principales avances en el diseño de absorbedores térmicos para colectores PVT. Destaca aspectos críticos como la integración de elementos PVs y térmicos, las mejoras en el flujo de fluidos, la gestión térmica y la optimización del rendimiento. La sección de metodología define los indicadores clave de desempeño (KPI) definidos para esta optimización, incluyendo la caída de presión, la ganancia de temperatura, la temperatura de la pared del intercambiador en contacto con el panel PV, el valor de  $h$ -convección en el interior del intercambiador, el número de Nusselt y la desviación típica de la temperatura, explicando los métodos de cálculo utilizados. Se analiza la importancia de lograr la homogeneidad térmica y la máxima potencia térmica de salida, haciendo hincapié en su impacto en la eficiencia del colector. Se ofrecen detalles de la configuración CFD y las condiciones de contorno.

A continuación, el trabajo explora la optimización hacia la producción de energía mediante el análisis de la influencia de la distribución del flujo en la producción térmica y eléctrica, considerando dos diseños con diferentes características geométricas.

Posteriormente, se aborda el equilibrio entre la homogeneidad térmica en el colector, la máxima producción de energía térmica, y una reducida caída de presión, mediante el estudio de una configuración geométrica adicional. Asimismo, se realiza un estudio multiparamétrico a una de las configuraciones propuestas, obteniendo la curva de caída de presión en función del flujo en el colector. Además, se realiza un estudio de las dimensiones de los paneles PVs comerciales para establecer las dimensiones más adecuadas del *retrofit* para que sea compatible con la máxima cantidad de paneles PVs del mercado.

Finalmente, los resultados y la discusión presentan un análisis comparativo de los diferentes diseños planteados frente a la configuración representativa de funcionamiento de un panel PV sin refrigeración, resaltando los puntos fuertes y aportando ideas sobre modificaciones efectivas del diseño.



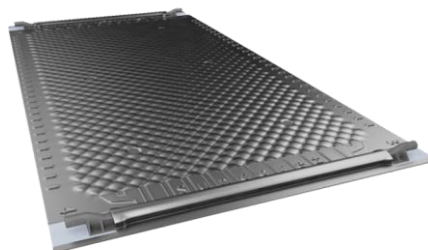
## 1. Introducción.

### 1.1. Motivación y objetivo.

La energía solar se ha convertido en una fuente de energía renovable cada vez más relevante, con el potencial de reducir nuestra dependencia de los combustibles fósiles y mitigar el cambio climático. Los paneles solares fotovoltaicos (PV) convencionales se usan para la generación de electricidad, pero también existe un creciente interés en los paneles solares híbridos PV-térmicos (PVT) [1]. Estos sistemas combinan la captación de energía solar para generar electricidad y calor simultáneamente, lo que los convierte en una opción atractiva para aplicaciones de calentamiento de agua y calefacción, entre otras. Uno de los componentes clave en los colectores PVT es el intercambiador de calor, que permite la transferencia de calor entre el panel solar y el fluido circulante [2].

El intercambiador de calor, o absorbedor térmico, desempeña un papel fundamental en el rendimiento global de los colectores PVT, ya que influye directamente en la eficiencia de conversión de energía solar y, en última instancia, en la rentabilidad y viabilidad de estos sistemas. Por lo tanto, la optimización de los intercambiadores de calor en los paneles solares híbridos tiene el potencial de aumentar la eficiencia y, por lo tanto, hacer que esta tecnología sea más atractiva desde el punto de vista económico, además de medioambiental.

En este trabajo se realiza el estudio de optimización del intercambiador de calor modular para paneles PV de Solar Peak AB, empresa con sede en Suecia. Se trata de un concepto novedoso de intercambiador de calor que podría ser fijado a modo de *retrofit* a la capa posterior de TEDLAR de paneles PV convencionales ya instalados, para recuperar el calor que éste recibe en forma de radiación solar, y que a su vez se acumula provocando un aumento de temperatura de sus celdas PVs, reduciendo su eficiencia. El objetivo es transformar este calor en un recurso energético de valor útil como es el agua caliente, y a la vez, aumentar el rendimiento eléctrico junto con la vida útil del panel PV mediante su conversión en un PVT [3]. Esto se debe a que la eficiencia de las celdas de silicio, y por lo tanto, la producción eléctrica de un módulo PV decrece con su temperatura [4]. Además, este dispositivo también está pensado para incluirlo potencialmente en la línea de fabricación de colectores PVT como medio de intercambio de calor.



*Figura 1: Intercambiador de calor SolarPeak para aplicaciones HVAC. (fuente: página web del fabricante).*

En este sentido, el objetivo principal de este Trabajo Final de Máster (TFM) es llevar a

cabo un estudio de simulación de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para investigar el proceso de intercambio de calor en el *retrofit* específico diseñado para paneles solares PV, con el objetivo de proponer varios modelos alternativo con diferente desempeño energético. La Figura 1 muestra el intercambiador de calor de SolarPeak para aplicaciones de climatización.

Este intercambiador destaca por su rendimiento en sistemas convencionales de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC, en sus siglas en inglés). Ha sido diseñado con un enfoque para favorecer el desarrollo de turbulencia del fluido y una superficie plana de fijación, lo que le permite ser eficiente en la transferencia de calor en contextos de HVAC. Sin embargo, cuando se considera para aplicaciones de absorbedores térmicos solares, se hacen evidentes ciertas deficiencias. La *Tabla 1* muestra las principales ventajas y limitaciones identificadas para el diseño base del intercambiador de calor para HVAC en relación con el rediseño para reconversión a absorbedor solar térmico.

*Tabla 1: Ventajas y desventajas del intercambiador de calor SolarPeak para aplicaciones de reacondicionamiento a PVT.*

Ventajas	Limitaciones
Diseño de tasa de turbulencia: El diseño del intercambiador de calor gestiona el flujo de fluido para inducir turbulencias, mejorando las tasas de transferencia de calor y la eficiencia general.	Adaptabilidad a paneles PVs: Las dimensiones del intercambiador de calor pueden no ajustarse de forma óptima a los requisitos de las aplicaciones de reacondicionamiento de receptores solares térmicos.
Superficie plana de fijación: La superficie plana está diseñada para facilitar la integración en sistemas HVAC existentes, simplificando los procesos de instalación y mantenimiento en paneles PV.	Distribución del flujo: Las limitaciones en la distribución del flujo dentro del intercambiador dificultan la consecución de una distribución térmica uniforme, comprometiendo la eficiencia y efectividad en la captura de energía solar.

Cabe destacar que este proyecto de TFM se desarrolla en colaboración con la empresa MG Sustainable Engineering AB (Suecia), y se enmarca dentro del proyecto europeo PVT4EU, financiado por el programa CETPartnership. El proyecto PVT4EU tiene como objetivo desarrollar dos colectores PVT innovadores que podrían ser una solución eficiente y rentable para la demanda de calefacción y refrigeración doméstica, así como para procesos industriales de baja a media temperatura (20°C-140°C). El consorcio del proyecto está compuesto por seis socios de Suecia, Dinamarca y Portugal, quienes trabajarán en el desarrollo y prueba de tecnologías de energía renovable de alta eficiencia basadas en colectores solares híbridos PVT.

## 1.2. Revisión del estado del arte.

La integración de elementos PVs y térmicos dentro de un único colector presenta

desafíos y oportunidades únicas. En [1, 2] enfatiza la importancia de optimizar la disposición espacial de las celdas PVs y las superficies absorbentes térmicas para lograr una generación de energía eficiente en conjunto. Se han investigado varias configuraciones, incluidas las de componentes PVs y térmicos adheridos y separados, para equilibrar la producción eléctrica y térmica mientras se asegura una transferencia de calor eficiente.

La elección de materiales para los absorbentes térmicos influye significativamente en su rendimiento en los sistemas PVT. En [3, 4] se destaca la importancia de seleccionar materiales con alta conductividad térmica y durabilidad. Se han explorado recubrimientos de superficie, como recubrimientos selectivos absorbentes y recubrimientos antirreflectantes, para mejorar la absorción de luz y minimizar las pérdidas de calor, mejorando así la eficiencia general de conversión de energía.

El flujo de fluido efectivo y la transferencia de calor son considerados importantes para maximizar la extracción de energía térmica en los sistemas PVT. En [5, 6] se enfatiza el papel de las técnicas innovadoras de mejora de la transferencia de calor, incluyendo las innovaciones en diseños geométricos. Estos enfoques buscan optimizar el intercambio de calor entre la superficie absorbente y el fluido de trabajo, mejorando el rendimiento térmico y la eficiencia del sistema.

Además, prevenir el sobrecalentamiento y garantizar la homogeneidad térmica son consideraciones esenciales en el diseño de sistemas PVT. En [7, 8] se exploran estrategias para la gestión térmica, como técnicas de enfriamiento pasivo y activo, disipadores de calor y sistemas de ventilación. Al mantener temperaturas óptimas de funcionamiento y minimizar el estrés térmico, se mejora la fiabilidad y la vida útil de los sistemas PVT.

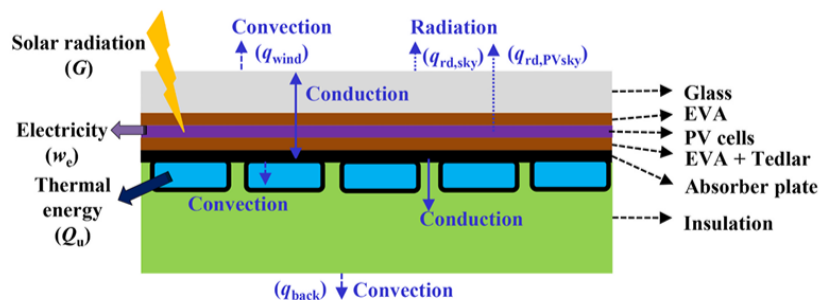


Figura 2: Capas y flujos de energía en un colector PVT (no a escala). [10]

En esta línea, se han empleado simulaciones numéricas, estudios experimentales y técnicas de optimización multiobjetivo para evaluar y mejorar el rendimiento de los absorbentes térmicos en colectores PVT [9, 10 y 11], donde se demuestra la eficacia de la modelización de CFD, algoritmos genéticos y análisis de sensibilidad en la optimización de la geometría del absorbente, la distribución del flujo de fluidos y las condiciones de operación. La Figura 2 muestra el esquema con las capas y flujos de energía de uno de los modelos desarrollados en [10] para su implementación en CFD. Estas metodologías facilitan la identificación de parámetros de diseño óptimos mientras se consideran las compensaciones entre la producción eléctrica y térmica. En [12] se destaca el potencial de diferentes consideraciones de geometría del absorbente térmico, ya sea que se busque mejorar la eficiencia térmica o la producción eléctrica, remarcando la necesidad de tener un espesor del dominio del fluido de menos de 10 mm. La Figura 3 muestra un esquema de las principales geometrías usadas en colectores PVT (en parilla, o tubos paralelos, y en serpentin).

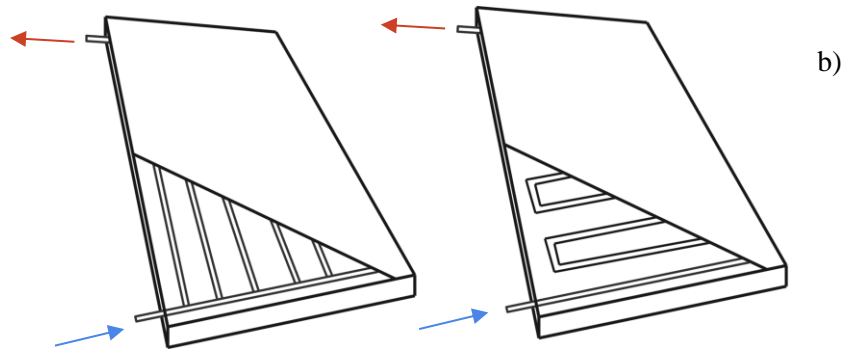


Figura 3: Intercambiadores de calor convencionales usados en paneles PVT: a) en parrilla, b) en serpentina (fuente: elaboración propia).

Por tanto, el diseño de absorbedores térmicos para aplicaciones PVT representa un desafío multidisciplinar, que requiere una consideración de las propiedades de los materiales, la dinámica de fluidos, los mecanismos de transferencia de calor y los aspectos de integración a nivel sistema. Los esfuerzos de investigación en curso, continúan avanzando el estado del arte en la tecnología PVT, con un enfoque en mejorar la eficiencia de conversión de energía, la durabilidad y la rentabilidad, mientras que se espera que los desarrollos futuros aprovechen conceptos de diseño novedosos para optimizar aún más el rendimiento de los sistemas PVT y acelerar su adopción generalizada en aplicaciones de energía renovable.

## 2. Metodología

### 2.1. Indicadores Clave de Desempeño (KPIs)

Los KPI son necesarios para proporcionar conocimientos numéricos que validen las hipótesis de cada modificación del diseño en la optimización del absorbedor térmico. Los KPI sirven como medidas cuantificables que evalúan el rendimiento y la eficiencia de las diferentes configuraciones geométricas y, por tanto, de las distribuciones de flujo. Los indicadores elegidos en este estudio son la caída de presión, la ganancia de temperatura, la temperatura de la pared del absorbedor térmico, el coeficiente de transferencia de calor interno, el número de Nusselt, la desviación estándar de la temperatura, la potencia térmica y la eficiencia térmica y eléctrica.

La ganancia de temperatura ( $\Delta T [K]$ ) se refiere al aumento de la temperatura del fluido a su paso por el absorbedor térmico. Es una medida directa de la energía térmica captada por el sistema y es importante para evaluar la eficiencia del intercambiador de calor. Si el caudal se mantiene constante, una mayor ganancia de temperatura indica un mejor rendimiento térmico, lo que contribuye a una mayor producción de energía térmica. Este indicador ayuda a determinar la capacidad del diseño para absorber y transferir eficazmente el calor del panel PV al fluido de trabajo.

El nivel de temperatura de la pared del absorbedor térmico ( $T_{wall} [K]$ ) es un KPI importante que refleja la temperatura media en la superficie del absorbedor que está en contacto con el panel PV. Esta temperatura proporciona información sobre la carga térmica experimentada por el material del absorbedor y el potencial de refrigeración de las celdas PVs. Así pues, es necesario mantener un nivel adecuado de temperatura de pared para aumentar la

durabilidad y longevidad del absorbedor térmico. A este respecto, unas temperaturas de pared excesivamente altas pueden provocar la degradación del material, mientras que unas temperaturas bajas pueden indicar una pobre producción de energía térmica.

El valor de coeficiente de transferencia de calor por convección ( $h_{conv}[W K^{-1}m^{-2}]$ ) cuantifica la eficacia de la transferencia de calor entre la superficie del absorbedor y el fluido de trabajo. Es una medida del grado de transferencia de energía térmica del absorbedor al fluido, en la que influyen factores como la velocidad del fluido, las propiedades de la superficie del absorbedor y las características del flujo. Un valor de convección más alto significa una transferencia de calor más eficaz, lo que contribuye a una mayor extracción de energía térmica y a un mejor rendimiento general del sistema.

$$h_{conv}[W/K m^2] = \frac{q}{T_{wall} - T_m} \quad (1)$$

donde  $q [Wm^{-2}]$  se refiere al calor recogido por el absorbedor y  $T_m$  es la temperatura media del fluido entre la entrada y la salida.

El número de Nusselt ( $Nu$ ) es un KPI adimensional que caracteriza la relación entre la transferencia de calor convectiva y la conductiva dentro del fluido. Proporciona una comprensión global de la eficacia de la transferencia de calor convectiva en relación con la conducción. Un número de Nusselt más alto indica una transferencia de calor convectiva mejorada, a menudo conseguida mediante características de diseño que inducen turbulencias. Este KPI es esencial para comparar el rendimiento térmico de diferentes configuraciones geométricas y regímenes de flujo.

$$Nu = \frac{h_{conv} L}{k} = \frac{h_{conv} D_h}{k} \quad (2)$$

donde  $D_h$  se refiere al diámetro hidráulico del absorbedor y  $k$  representa la conductividad térmica del fluido caloportador.

La desviación típica de la temperatura  $\sigma_T$  mide la variación de la temperatura dentro de la superficie que hace contacto con el panel PV del intercambiador de calor. Es un indicador clave de la homogeneidad térmica, ya que una desviación menor indica una distribución más uniforme de la temperatura. Es necesario lograr una desviación típica baja para evitar puntos calientes que podrían afectar a la producción eléctrica PV y garantizar un rendimiento térmico uniforme en todo el absorbedor. Este KPI permite identificar los diseños que optimizan el equilibrio entre la absorción y la distribución del calor, mejorando tanto la producción eléctrica como la refrigeración uniforme de las celdas.

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2}{N}} \quad (3)$$

$T_i$  se refiere a la temperatura de cada celda individual,  $\bar{T}$  es el valor medio de la temperatura de las celdas y  $N$  denota al número de celdas en cada simulación.

La potencia térmica ( $P_{th} [Wm^{-2}]$ ) mide la cantidad de transferencia de calor del absorbedor al fluido de trabajo por unidad de superficie de captación. Es un indicador clave de la capacidad del sistema para convertir la energía solar en energía térmica utilizable. Se define en la ecuación 4.

$$P_{th}[W_{th} m^{-2}] = \dot{m} C_p \Delta T \frac{1}{A_c} \quad (4)$$

donde  $\dot{m}$  y  $C_p$  se refieren al caudal másico y a la capacidad calorífica específica del fluido, respectivamente, y  $A_c$  es el área de captación del panel PV.

Posteriormente, la eficiencia térmica ( $\eta_{th}[\%]$ ) representa la proporción de energía solar incidente que el sistema consigue convertir en energía térmica. Es una medida del rendimiento térmico instantáneo del colector. Se obtiene con la ecuación 5.

$$\eta_{th}[\%] = \frac{P_{th}}{G} \quad (5)$$

donde  $G$  se refiere a la irradiancia solar que en este caso se utiliza como condición límite de flujo de calor constante.

Los parámetros que relacionan la producción eléctrica con el rendimiento térmico son la eficiencia PV ( $\eta_{el}[\%]$ ), que describe cómo cambia la eficiencia del panel PV con la temperatura, y la producción de energía eléctrica por unidad de superficie de captación ( $P_{el} [Wm^{-2}]$ ). Su relación viene dada por las siguientes ecuaciones 6 y 7:

$$\eta_{el}[\%] = \eta_{PV,ref} [1 + \beta_0 (T_{PV} - T_{PV,ref})] \quad (6)$$

$$P_{el}[W_{el} m^{-2}] = G \eta_{el} \quad (7)$$

donde  $\eta_{PV,ref}$  se refiere a la eficiencia PV de referencia a la temperatura de referencia,  $\beta_0$  es el coeficiente de temperatura de las celdas PVs,  $T_{PV}$  denota la temperatura media de las celdas PVs y  $T_{PV,ref}$  es la temperatura de referencia del panel PV, igual a 298 K.

Finalmente, la caída de presión es un KPI crítico que mide la resistencia encontrada por el fluido a medida que fluye a través del absorbedor térmico. Por lo tanto, es indicativo de la energía necesaria para mantener la circulación del fluido, lo que repercute directamente en los requisitos de potencia de bombeo del sistema. Una menor caída de presión ( $\Delta P[Pa]$ ) es deseable, ya que implica un menor consumo de energía para el movimiento del fluido, mejorando la eficiencia global del sistema y reduciendo las inversiones iniciales.

## 2.2. Importancia de la homogeneidad térmica y la potencia térmica máxima.

La homogeneidad térmica se refiere a la distribución uniforme de la temperatura en toda la superficie del absorbedor térmico. En los sistemas PVs, la homogeneidad térmica es necesaria por varias razones. En primer lugar, garantiza una refrigeración eficaz de las celdas PV, lo que es esencial para mantener una producción eléctrica elevada. Una distribución desigual de la temperatura puede provocar puntos calientes en las celdas, lo que no sólo reduce la eficiencia

global de las celdas, sino que también puede causar daños permanentes con el tiempo. En este contexto, los puntos calientes son zonas de temperatura elevada que se pueden llegar a producir cuando determinadas celdas de un módulo PV se refrigeran con menos eficacia que otras. Estas celdas más calientes sufren una disminución de la eficiencia y, en consecuencia, producen menos energía. En celdas PV conectadas en serie, la producción de energía suele estar limitada por la celda de menor rendimiento. Por lo tanto, si algunas celdas están mucho más calientes y, como consecuencia, son menos eficientes que otras, la producción total de energía del conjunto se ve limitada por estas celdas de bajo rendimiento. De esta forma, el caso ideal es mantener la homogeneidad térmica en todo el conjunto para garantizar que todas las celdas funcionen con su eficiencia óptima, maximizando la producción de energía eléctrica.

Por otro lado, la potencia térmica máxima se refiere a la mayor cantidad posible de energía térmica que se puede extraer del colector solar. Se trata de un objetivo clave en los sistemas PVT, ya que la energía térmica puede utilizarse para diversas aplicaciones, como la producción de agua caliente sanitaria (ACS). El aumento de la temperatura de salida del fluido de trabajo mejora la producción de energía térmica. A este respecto, alcanzar una temperatura de salida más elevada suele traducirse en un mayor nivel de temperatura de la pared del absorbedor térmico, lo que supone una importante contrapartida frente a la producción eléctrica. La *Tabla 2* muestra las eficiencias y los coeficientes negativos de temperatura para las tecnologías de celdas PVs más comunes.

*Tabla 2: Eficiencias y coeficientes negativos de temperatura de las tecnologías de celdas PVs más comunes. (fuente: PVT4EU project)*

Tipo de celda	Eficiencia eléctrica testada en laboratorio [%]	Coefficiente de temperatura [%/K]
<i>c-Si</i>	26.7	-0.37 a -0.52
<i>CdTe</i>	22.6	-0.18 a -0.36
<i>CIGS</i>	23.6	-0.33 a -0.50
<i>Perovskita</i>	26.1	-0.13

Sin embargo, cabe destacar que la electricidad suele considerarse más valiosa que la energía térmica debido a su versatilidad y a su mayor eficiencia de conversión energética en diversas aplicaciones, como las bombas de calor. Por tanto, la optimización de un colector PVT implica equilibrar la producción eléctrica y térmica. El objetivo es alcanzar un compromiso óptimo en el que las celdas PV se mantengan suficientemente frías para mantener una alta eficiencia eléctrica, al tiempo que se extrae una cantidad sustancial de energía térmica.

### **2.3. Configuración CFD y modelos desarrollados.**

Para el diseño geométrico de los diferentes diseños del *retrofit*, se desarrollaron varios modelos CFD, que permitieron un estudio detallado de varios aspectos del flujo del fluido y la transferencia de calor dentro del colector. En las siguientes secciones se presentan estos

modelos junto con sus fundamentos: i) Modelo de medio retrofit (solo fluido), ii) Modelo de medio retrofit con panel PV y iii) Modelo de medio panel PV.

### 2.3.1. Modelo de medio retrofit (sólo fluido)

El modelo de medio retrofit (sólo fluido) se utiliza principalmente para optimizar la distribución del flujo de los diseños. Estos modelos no tienen en cuenta la fijación a ningún panel PV ni la conversión de electricidad en las condiciones de contorno del modelo. El objetivo es examinar las tendencias del flujo bajo diferentes variaciones de geometría. Las condiciones de contorno para estos modelos se especifican en la Tabla 3. El material seleccionado es el aluminio a efectos comparativos con las geometrías de absorbedores térmicos presentadas en la revisión del estado del arte.

Tabla 3: Condiciones de contorno en Fluent.

Fluido - Material	Agua - Aluminio
Flujo másico	0.035 kg/s
Presión de entrada	3 bar
Temperatura de entrada	293 K
Grosor del dominio del fluido	6 mm
Irradiancia solar	1000 W/m <sup>2</sup>

### 2.3.2. Modelo de medio retrofit con panel PV.

El modelo de medio *retrofit* con la capa PV implica una simulación de acoplamiento del sistema utilizando ANSYS *Fluent* y el módulo térmico de estado estacionario "*Steady State Thermal*". Este modelo pretende calcular los valores nominales del colector PVT cuando funciona en condiciones realistas, como la potencia eléctrica y térmica. Las propiedades eléctricas del panel PV tomadas como referencia son 300 W<sub>el</sub> de potencia eléctrica pico, 18.44% para la eficiencia nominal de la celda PV, -0.39 %/K como coeficiente de temperatura de potencia y 1.62 m<sup>2</sup> como área bruta, lo que representa un panel PV c-Si convencional. Las propiedades térmicas de las capas del panel PV utilizadas como referencia en estas simulaciones se presentan en la Tabla 4. Estas propiedades se introdujeron en el modelo como una sola capa, utilizando un valor medio ponderado basado en el grosor de cada capa.

Tabla 4: Propiedades de las capas del panel PV consideradas.

Capa	Calor específico [J/kg K]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Conductividad térmica [W/mK]	Grosor [mm]
Vidrio templado	779.70	2125	1.15	3.00
EVA (x2)	2098	950	0.35	0.50

Celda solar (c-Si)	702	2330	124	0.26
TEDLAR	1200	1765	0.17	0.10

Las condiciones de contorno para *Fluent* siguen siendo las mismas que en el modelo de sólo fluido, excepto por el valor del flujo de calor (reducido para considerar la conversión de energía en electricidad) y la aplicación superficial, mencionada en la sección anterior. Además, Tabla 5 presenta las condiciones de contorno utilizadas para el módulo térmico en estado estacionario, incluidas las pérdidas por convección y radiación caracterizadas por los coeficientes de transferencia de calor. Estas condiciones de contorno son consistentes con las establecidas en estudios revisados de la literatura (Herrando et al., 2023), con el objetivo de que los resultados de la simulación puedan ser comparados en consecuencia.

Tabla 5: Condiciones de contorno en el módulo *Steady-state thermal*.

Irradiancia solar	1000 W/ m <sup>2</sup>
Temperatura ambiente	25 °C
Coefficiente de convección (Frente)	4.79 W/ m <sup>2</sup> K
Coefficiente de convección (Dorso)	0.45 W/ m <sup>2</sup> K
Emisividad del vidrio	0.86
Emisividad de las celdas solares	0.89

El proceso de consideración de la conversión eléctrica comienza aplicando un flujo de calor de 1000 W/m<sup>2</sup> para determinar la temperatura de la celda PV. Una vez determinada la temperatura, la eficiencia corregida de las mismas a esta temperatura se calcula con la ec. 6. La eficiencia eléctrica calculada se utiliza para determinar la potencia eléctrica ( $Pe$ ) generada por el módulo PV, la cual se calcula como el producto de la eficiencia eléctrica por la irradiancia solar inicial de 1000 W/m<sup>2</sup>. Esta potencia eléctrica por unidad de área se resta de la irradiancia inicial, y la diferencia resultante representa el flujo de calor restante disponible para la conversión térmica. Tras esta primera iteración, el valor ajustado del flujo de calor se emplea posteriormente en la simulación final, proporcionando una representación más precisa del comportamiento térmico del sistema, al considerar la energía eléctrica extraída por el módulo PV. En el **Anexo I** se muestra más información sobre el procedimiento seguido para calcular el aumento de eficiencia eléctrica de cada modelo de *retrofit* propuesto.

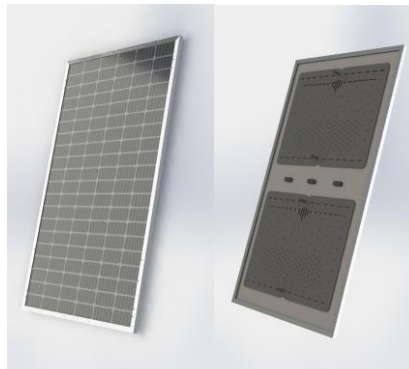
### 2.3.3. Modelo de medio panel PV.

El modelo de medio panel PV es un modelo basado únicamente en el módulo de estudio térmico de estado estacionario en ANSYS, es decir, similar al modelo de estudio térmico de estado estacionario anterior sin incluir la parte de Fluent. Este modelo considera únicamente las capas del panel PV sin el *retrofit* y el dominio de fluido, sirviendo como referencia para determinar la temperatura de las celdas PVs y el rendimiento eléctrico sin ningún efecto de refrigeración. Se utiliza para comparar las mejoras de rendimiento eléctrico conseguidas con la

integración del intercambiador de calor en los modelos anteriores.

### 3. Optimización hacia la producción de energía.

Antes de profundizar en la optimización hacia la producción de energía, es esencial abordar una consideración clave del diseño que afecta significativamente a la configuración general del absorbedor térmico. Se ha decidido dividir el modelo en dos mitades exactas, con el objetivo de sortear el problema planteado por las cajas de conexiones de los paneles PVs. Normalmente, los paneles PVs modernos, sobre todo los que utilizan celdas solares de tamaño medio, están equipados con tres cajas de conexiones en la parte trasera. Estas cajas de conexiones pueden obstruir la colocación del absorbedor térmico y afectar a la eficacia de la transferencia de calor. Por lo tanto, al dividir el modelo en dos secciones idénticas, el absorbedor térmico puede colocarse por encima y por debajo de las cajas de conexiones, garantizando una vía sin obstáculos para la transferencia de calor (ver Figura 4 derecha). Esta decisión estratégica sienta las bases para la posterior optimización detallada de la producción de energía, garantizando una gestión eficaz de los retos prácticos de la instalación. La Figura 4 muestra un renderizado en SolidWorks de un panel PV convencional con tres cajas de conexiones y la posible configuración para el retrofit dividido.



*Figura 4: Renderizado en Solidworks de un panel PV convencional con la posible configuración para el retrofit dividido.*

#### 3.1. Influencia de la distribución del flujo en la producción térmica.

En esta sección, se analiza en detalle la influencia de la distribución del flujo en el rendimiento térmico dentro del intercambiador de calor del colector solar. El objetivo principal es mejorar el KPI relacionado con la ganancia de temperatura, que es el parámetro principal ligado a la producción de energía térmica. En primer lugar, se adopta un enfoque comparativo, utilizando modelos simplificados de medio colector (sólo fluido) con variaciones en el tamaño y el número de orificios, estableciendo las tendencias identificadas como base para desarrollar las disposiciones de orificios que maximicen la ganancia de temperatura.

Los modelos simplificados (medio colector y sólo fluido) presentan diferentes tamaños de orificio (20 mm, 30 mm, 40 mm) y espaciado de los mismos, lo que conduce a diferentes números de orificios por fila (3/4, 5/6, 7/8). Para los distintos tamaños de orificio, se considera un espaciado entre orificios relativo a 5/6 orificios por fila y, por otra parte, para los distintos

casos de espaciado entre orificios, se fija un tamaño de orificio de 30 mm. Se han realizado simulaciones CFD de estos modelos con las condiciones de contorno explicadas anteriormente, lo que ha permitido observar tendencias y extraer conclusiones sobre su impacto en el rendimiento térmico.

*Tabla 6: Resultados de los aspectos geométricos y correlación del KPI de la producción térmica.*

Modelo	T <sub>1</sub> [K]	T <sub>2</sub> [K]	$\Delta T$ [K]
20 mm	293	303.3	10.3
30 mm	293	300.9	7.9
40 mm	293	298.4	5.4
3/4	293	302.3	9.3
5/6	293	299.7	6.7
7/8	293	298.1	5.1

Los resultados presentados en la Tabla 6 muestran que la reducción del tamaño y el número de agujeros beneficia al rendimiento térmico. Posteriormente, basándose en las tendencias identificadas, se realiza un ajuste iterativo de la disposición de los agujeros para mejorar aún más la ganancia de temperatura, dando como resultado un diseño óptimo para aumentar el rendimiento térmico. La Tabla 7 presenta una descripción de las variaciones en la disposición de los agujeros que se introdujeron para aumentar la ganancia de temperatura y, por tanto, la producción térmica, tomando como base una versión (v1) que emulaba la geometría del intercambiador original pero con la hipótesis de una reducción en el tamaño y número de agujeros introducidos. Cabe señalar que el puente entre módulos es un bypass con una altura de 50 mm y una distancia de 70 mm, que podría optimizarse para reducir la pérdida de carga y que se excluye del estudio en el marco del presente TFM.

*Tabla 7: Descripción de las variaciones geométricas de v1 a v6 y resultados del aumento de temperatura para la producción térmica.*

Modelo	Modificaciones respecto al modelo anterior	$\Delta T$ [K]
v1	-	6.6
v2	Entradas y salidas centradas (flujo no diagonal) para reducir la distancia a las esquinas opuestas a rellenar.	8.7
v3	Inclusión de una zona de alta resistencia al flujo en el centro, condensando localmente la distancia entre orificios, para crear una tendencia a que el flujo evite esta zona y rellene las esquinas.	8.9
v4	Ajuste de la aproximación de esta zona a la entrada.	10.3
v5	Inclusión de colisos y un deflector en la salida para mejorar el alcance en las esquinas.	10.7
v6	Alargamiento del deflector para maximizar el alcance en las esquinas.	12.1
v7	Adaptación del deflector para reducir la pérdida de carga.	13.9

Tras analizar el comportamiento del flujo de cada versión, es posible identificar la disposición óptima de los orificios que maximizan la ganancia de temperatura, manteniendo o mejorando otros KPI críticos y proponer un primer diseño orientado a la producción térmica (Diseño A). La Figura 5 muestra la primera versión (v1) y el diseño final desarrollado (v7 - Diseño A), orientado a maximizar la producción térmica. En consecuencia, la Figura 6 muestra un renderizado del Diseño A, desarrollado siguiendo estas consideraciones (izquierda), junto con su campo de temperatura en un plano en la mitad del dominio del fluido (derecha). Por otra parte, los resultados numéricos obtenidos en relación con el rendimiento térmico y su mejora con respecto a la primera versión conceptualizada son un aumento de la temperatura ( $\Delta T[K]$ ) de 6.6 K en v1 a 13.,9 K.

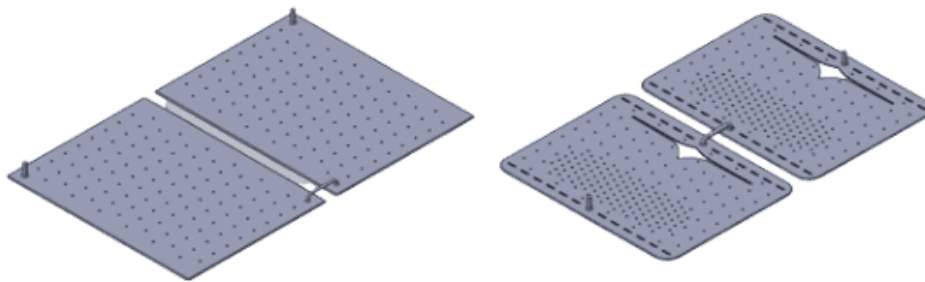


Figura 5: Primera versión (v1) y diseño final desarrollado (v7), destinado a maximizar el rendimiento térmico.

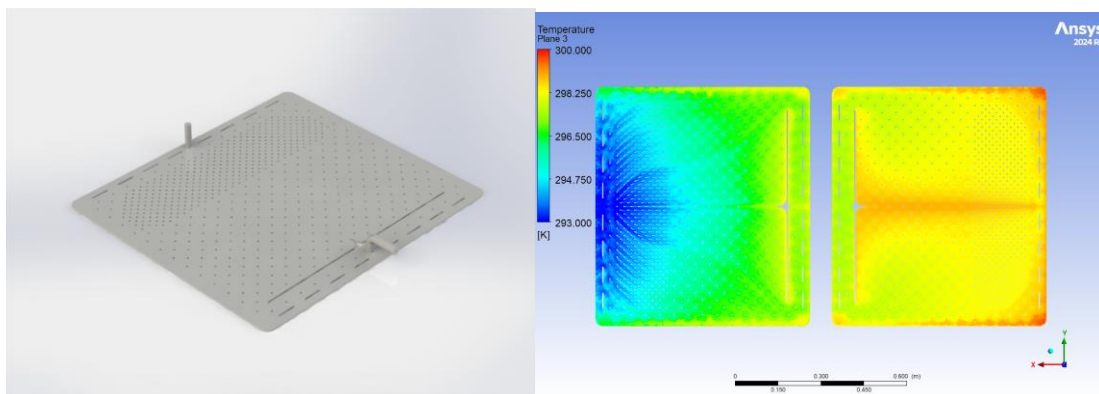


Figura 6: Renderizado del Diseño A (izquierda) y su campo de temperatura (derecha).

En esta figura se presenta el perfil de temperatura a lo largo del Diseño A. Se puede observar una distribución relativamente no homogénea de la temperatura, observando algunos puntos calientes que podrían generar puntos calientes hacia el borde del colector y alrededor del deflector. Estos puntos indican áreas de posible acumulación de calor que podrían afectar la refrigeración uniforme y por lo tanto la eficiencia eléctrica del sistema. Como ventaja, se consigue una mayor ganancia de temperatura entre la entrada y la salida.

### 3.2. Influencia de la distribución del flujo en la producción eléctrica.

La influencia de la distribución del flujo en la producción eléctrica es un aspecto importante del proceso de optimización del diseño; el objetivo principal a este respecto es

reducir la temperatura de la pared del absorbedor térmico, disminuyendo así la temperatura de funcionamiento del panel PV. Esto es esencial porque, tal y como explicado en secciones anteriores, las celdas PVs muestran una mayor eficiencia a temperaturas más bajas, y minimizar su temperatura de funcionamiento puede mejorar significativamente la producción eléctrica global del sistema.

Para lograr este objetivo, la atención se centra en maximizar el número de Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor convectivo (valor de convección  $h$ ). Estos parámetros están directamente relacionados con la eficacia de la transferencia de calor de la superficie del absorbedor al fluido. Los valores más altos indican una refrigeración más eficaz, que a su vez ayuda a mantener temperaturas más bajas para los paneles PVs.

Una de las formas más eficaces de aumentar el número de Nusselt y el valor de convección  $h$  es garantizar una alta velocidad de flujo del fluido. Una velocidad de flujo elevada mejora la transferencia de calor por convección, favoreciendo una refrigeración más uniforme y eficaz en toda la superficie del absorbedor. Para lograr velocidades de flujo más elevadas, el diseño debe incorporar una distancia reducida entre orificios, lo que facilita un flujo de fluido más turbulento y de movimiento más rápido.

Sin embargo, dada la geometría, esto se convierte en un compromiso frente a las consideraciones tomadas para la sección anterior, principalmente debido a la cantidad de superficie disponible para la transferencia de calor y, por tanto, el rendimiento térmico, así como un aumento de la caída de presión en el absorbedor. En este sentido, la Figura 7 muestra una representación del Diseño B, desarrollado siguiendo estas consideraciones (izquierda), junto con su campo de temperatura en un plano en la mitad del dominio del fluido (derecha). En el **Anexo II** se pueden observar los mapas adicionales de presión y velocidad para este diseño enfocado a mejorar la producción eléctrica.

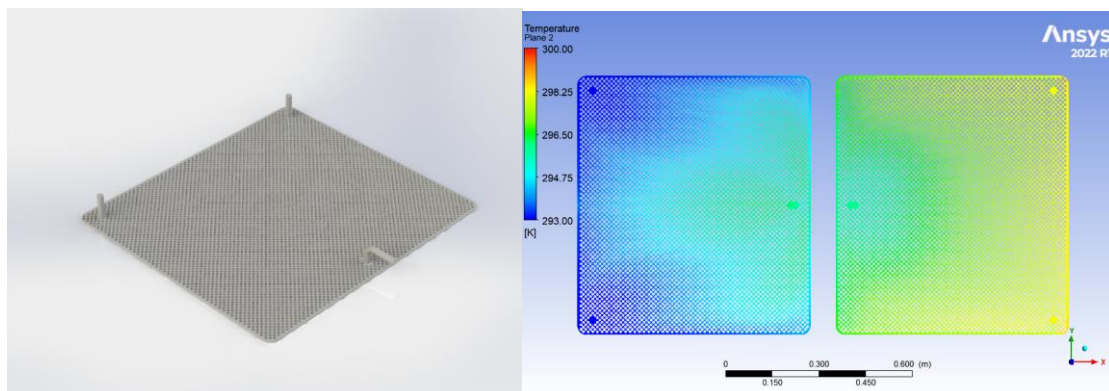


Figura 7: Renderizado del Diseño B (izquierda) y su campo de temperatura (derecha).

En comparación con la configuración anterior, se observa una mejor distribución térmica, con menos puntos calientes, ya que se reduce la distancia entre agujeros y el fluido es capaz de viajar de una forma más homogénea entre las entradas y la salida, pero con menor ganancia de temperatura.

## 4. Análisis de optimización.

### 4.1. Identificación de configuraciones geométricas óptimas.

Adicionalmente, para proponer un diseño que cumpla un compromiso coherente entre la generación de energía térmica y la mejora de la eficiencia eléctrica, se llevan a cabo simulaciones iterativas y evaluaciones de diferentes configuraciones geométricas. El objetivo es identificar un diseño que ofrezca un compromiso aceptable entre la temperatura de salida máxima posible, la homogeneidad térmica y una caída de presión reducida. Para ello es necesario ajustar parámetros como la separación y la disposición de los orificios. Como se ha explicado en secciones anteriores, unos orificios más pequeños con una separación reducida entre ellos pueden aumentar la velocidad del flujo y mejorar la transferencia de calor convectiva junto con la homogeneidad térmica, lo que conduce a una mejor refrigeración y a temperaturas de pared más bajas, lo que se traduce en temperaturas de funcionamiento de la celda más bajas y, por tanto, en una mayor producción de electricidad a partir del panel acoplado al intercambiador de calor.

Sin embargo, esta configuración puede provocar mayores caídas de presión y una menor producción térmica debido a la limitación del flujo de fluido. Una disposición adicional que garantice una distribución uniforme del flujo puede ayudar a lograr la homogeneidad térmica y una transferencia de calor eficiente. En este sentido, la incorporación de una zona de acumulación en la entrada y la salida, junto con un deflector discontinuo, puede distribuir el fluido de forma uniforme, minimizar las zonas de sobrecalentamiento y garantizar una extracción de calor eficiente. Analizando las tendencias obtenidas en el apartado 3.1 sobre dimensiones y espaciado de orificios, la Tabla 8 se presentan las principales consideraciones geométricas tomadas al respecto para el tercer diseño y el resto de diseños propuestos. La Figura 8 muestra una representación del intercambiador de calor propuesto en el Diseño C, junto con el mapa de temperaturas, donde el objetivo es desarrollar un modelo con un enfoque intermedio entre el enfriamiento de la pared y el desarrollo de energía térmica. A su vez, la Tabla 9 presenta los resultados CFD y los compara con los otros modelos diferentes desarrollados anteriormente, y la Tabla 10 los relativos al caso del panel PV funcionando sin refrigeración.

*Tabla 8: Consideraciones geométricas para los tres diseños propuestos.*

Parámetro	Diseño A	Diseño B	Diseño C
Tamaño de orificio [mm]	5	9	7
Espacio entre orificios [mm]	50	15	20

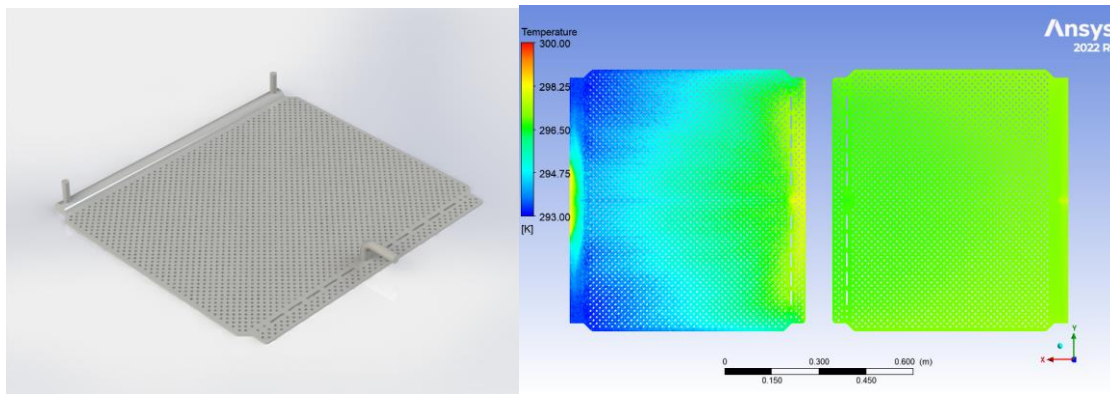


Figura 8: Renderizado del Diseño C (izquierda) y su campo de temperatura (derecha).

Para el caso del Diseño C, el campo de temperatura se presenta con una homogeneidad aceptable, sin renunciar a una potencia térmica baja, lo que cumple su función de proponer una refrigeración eficiente con un desarrollo de potencia térmica.

Tabla 9: Resultados de los análisis CFD para los tres modelos.

Parámetro	Diseño A	Diseño B	Diseño C
$\Delta T$ [K]	6.9	5.1	4.2
$T_{wall}$ [K]	299.2	296.7	297.5
$h_{conv}$ [ $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ ]	181.9	324.2	615.8
Nu	3.2	5.9	11.3
$\sigma T$ [K]	1.6	1.5	1.2
$P_{th}$ [ $W\ m^{-2}$ ]	604.8	450.2	372.2
$\eta_{th}$ [%]	60	45	37
$T_{PV}$ [K]	299.8	296.8	297.6
$P_{el}$ [ $W\ m^{-2}$ ]	183.1	185.3	184.7
$\eta_{el}$ [%]	18.3	18.5	18.4
$\Delta P$ [Pa]	72	271	36

Tabla 10: Resultados para el análisis Steady-State Thermal sobre el modelo de panel PV sin refrigeración.

Parámetro	Half-PV panel model
$P_{el}$ [ $W\ m^{-2}$ ]	144.1
$\eta_{el}$ [%]	14.4
$T_{PV}$ [K]	364.1

#### 4.2. Análisis de la caída de presión y los requisitos de bombeo.

En esta sección, la atención se centra en el examen de la caída de presión y los requisitos de bombeo asociados en los diseños propuestos. Este análisis permite comprender las implicaciones prácticas de la aplicación de configuraciones geométricas optimizadas en instalaciones reales.

La caída de presión a través del intercambiador de calor es un factor clave que influye en los requisitos de bombeo y, en consecuencia, en los costes operativos y la eficiencia energética del colector PVT. Una mayor caída de presión indica una mayor resistencia al flujo del fluido, lo que requiere bombas más potentes y potencialmente más caras para mantener el caudal deseado, así como un mayor consumo energético. Mediante un análisis multiparamétrico, se determinó la curva de caída de presión frente al caudal para el Diseño A. La Figura 9 presenta la curva, ilustrando cómo el aumento del caudal conduce a un aumento correspondiente de la caída de presión. Dada la similitud de las configuraciones geométricas y los principios fluidodinámicos aplicados en los demás diseños, se espera que el comportamiento de la caída de presión de estos diseños siga una tendencia similar.

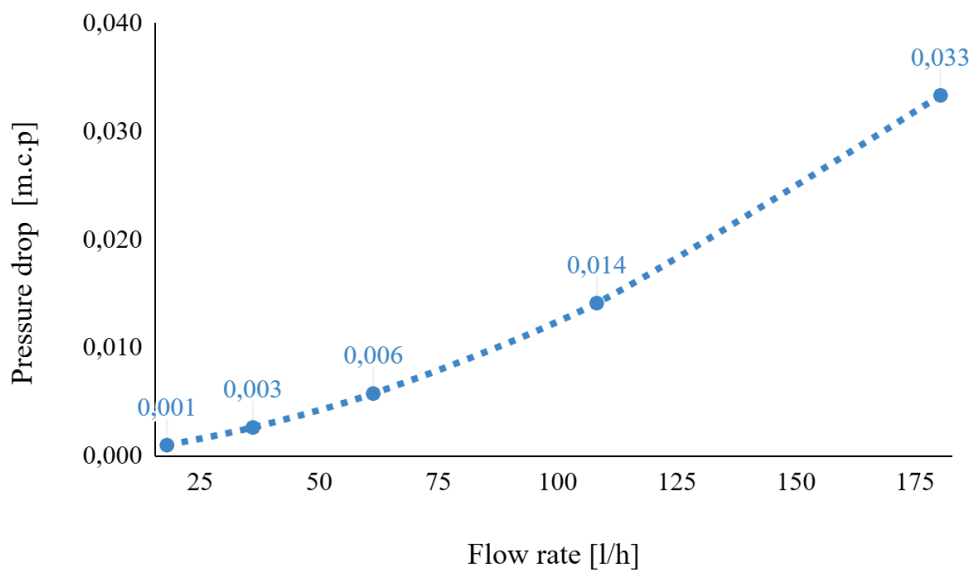


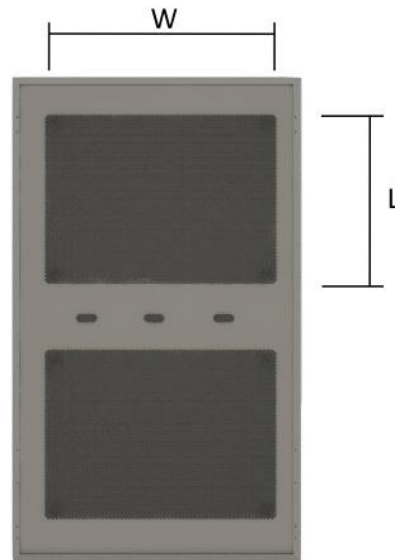
Figura 9: Caída de presión en el intercambiador en función del flujo másico para el Diseño A.

#### 4.3. Estudio de dimensiones adecuadas.

Por otro lado, para superar una desventaja del diseño original del intercambiador cuyo principal fin estaba orientado a aplicaciones de HVAC, es esencial determinar las dimensiones más adecuadas para los módulos del intercambiador de calor. Para ello se ha realizado un estudio estadístico de los principales fabricantes de paneles PVs.

El estudio estadístico consiste en analizar las especificaciones de una población de paneles PVs de los principales fabricantes. Este análisis tenía como objetivo encontrar

dimensiones y configuraciones comunes que permitieran emparejar eficazmente el intercambiador de calor con los paneles PVs más utilizados en el mercado. Al estandarizar las dimensiones, el diseño podría adaptarse a una gama más amplia de instalaciones, lo que facilitaría la implantación y maximizaría la compatibilidad.



*Figura 10: Representación visual de las dimensiones del retrofit instalado en el dorso de un panel PV convencional.*

El estudio realizado concluye que las dimensiones más adecuadas para cada módulo del intercambiador de calor son una longitud ( $L$ ) de 948 mm y un ancho ( $W$ ) de 720,5 mm. La *Figura 10* muestra un esquema visual de las longitudes principales del intercambiador. Estas dimensiones se han seleccionado en función de su prevalencia entre los paneles PVs de los principales fabricantes. El tamaño seleccionado garantiza que el intercambiador de calor pueda cubrir y refrigerar eficazmente la superficie del panel PV, mejorando la gestión térmica y optimizando el rendimiento global del sistema. En el **Anexo III**, se muestra más información sobre el estudio estadístico como el conjunto de datos considerado.

## 5. Discusión y conclusiones.

### 5.1. Análisis comparativo de las diferentes configuraciones propuestas

Se han propuesto tres diseños diferentes del intercambiador de calor polimérico para convertir un panel PV en una retroadaptación PVT. Los diseños se adaptaron para abordar objetivos distintos: maximizar la generación de energía térmica, mejorar la producción eléctrica mediante la refrigeración del panel PV y un diseño equilibrado que pretende alcanzar ambos objetivos sin gran pérdida de carga. El análisis evalúa el rendimiento de cada diseño y proporciona información que puede interpretarse sobre su idoneidad en función de los distintos perfiles de demanda de electricidad y calor de los usuarios. Para el estudio, se elige como referencia un panel PV convencional de  $300W_{el}$ . La Figura 11 muestra una comparación visual (no a escala) de los resultados CFD entre los distintos diseños desarrollados.

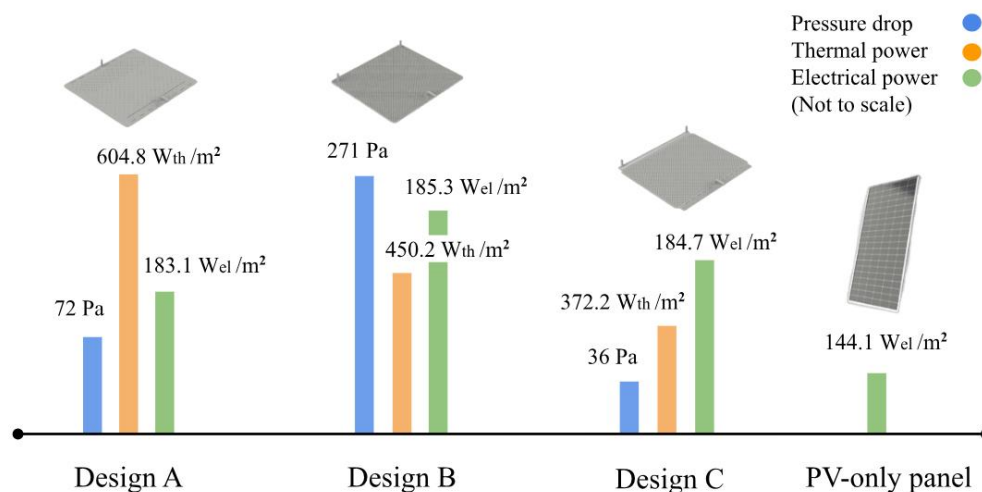


Figura 11: Comparación visual (no a escala) de los resultados CFD entre los distintos diseños desarrollados.

El Diseño A se centra en maximizar la generación de energía térmica. Este diseño presenta modificaciones que optimizan el rendimiento del intercambiador de calor en la transferencia de energía térmica solar al fluido de trabajo, maximizando la superficie de transferencia de calor mediante un gran espaciado de los orificios y mejorando la producción térmica global del sistema. El aumento de la producción eléctrica de este diseño se calcula en un +21.31% en comparación con un panel sólo PV, con un desarrollo de potencia térmica de  $604.8 W_{th}/m^2$  y una caída de presión de 72 Pa. Esto hace que el Diseño A pueda ser adecuado para aplicaciones en las que la demanda principal es de calor, como ACS o calor de proceso industrial de bajo grado.

Por otro lado, el Diseño B incorpora canales de flujo más pequeños reduciendo la separación entre orificios para maximizar el coeficiente de transferencia de calor convectivo y los valores Nusselt, lo que aumenta el efecto de refrigeración en las celdas PVs. Esto reduce significativamente la temperatura de las celdas PVs, dando lugar a una notable mejora relativa de la eficiencia eléctrica de hasta un +22.16%, en comparación con un panel sólo PV. El diseño

desarrolla una potencia térmica de 450.2 Wth/m<sup>2</sup> y tiene una caída de presión de 271 Pa. La reducción de la temperatura se correlaciona con un aumento de la producción eléctrica, lo que hace que este diseño pueda ser adecuado para escenarios en los que la demanda primaria es de electricidad. Sin embargo, es necesario un análisis más profundo para abordar la elevada caída de presión y los requisitos de bombeo.

Por último, el Diseño C se concibió inicialmente como una opción intermedia entre el Diseño A y el Diseño B, con la intención de equilibrar la refrigeración del panel PV y la generación de energía térmica. Aunque se esperaba que su rendimiento fuera más parecido al del Diseño B debido al tamaño y espaciado similares de los orificios, la inclusión de una zona de acumulación en el Diseño C dio lugar a una satisfactoria reducción de la caída de presión. Este ajuste dio como resultado un modelo con una caída de presión significativamente menor (38 Pa), al tiempo que conseguía una menor producción térmica (372.2 Wth/m<sup>2</sup>), pero una eficiencia eléctrica similar a la del Diseño B (184.7 Wth/m<sup>2</sup>), lo que representa un aumento de la eficiencia eléctrica del +21.74% en comparación con un panel sólo PV.

## 5.2. Conclusión y trabajo futuro.

Se ha realizado un extenso análisis comparativo de varias configuraciones geométricas para un absorbedor térmico PVT, centrándose en KPIs como la caída de presión, la ganancia de temperatura, la temperatura de la pared del absorbedor térmico, el coeficiente de transferencia de calor convectivo, el número de Nusselt, la desviación estándar de la temperatura, la potencia térmica y la eficiencia eléctrica. La fase inicial consistió en examinar el tamaño y la separación de los orificios para identificar las tendencias de rendimiento. A partir de ahí, se mejoró iterativamente un modelo para optimizar la potencia térmica y se propusieron dos modelos adicionales: uno que busca la homogeneidad térmica y otro que equilibraba la reducción de la caída de presión y la homogeneidad. Los resultados proporcionan una comprensión global de cómo las modificaciones geométricas afectan al rendimiento del absorbedor, guiando futuras mejoras de diseño. Los resultados demostraron una mejora eléctrica de +21.31% para el Diseño A, más centrado en la producción térmica; +22.16% para el Diseño B, enfocado a una refrigeración mayor del panel; y +21.74% para el tercer Diseño C, cuyo objetivo incluía reducir la pérdida de carga sin comprometer la refrigeración del panel; en comparación con el panel sólo PV antes de adaptar esta solución a los sistemas PVs. Además, el sistema proporcionó un importante excedente de energía en forma de agua caliente de bajo grado, mostrando eficiencias térmicas del 60%, 45% y 37%, lo que representa una producción de energía térmica de 604.8 W<sub>th</sub> m<sup>2</sup>, 450.2 W<sub>th</sub>/m<sup>2</sup> y 372.2 W<sub>th</sub>/m<sup>2</sup> en las tres configuraciones diferentes.

Este desarrollo de la potencia térmica y la mejora de la eficiencia eléctrica son dos objetivos que podrían abordarse en la fase de diseño y que pueden depender de las necesidades específicas del usuario. Los usuarios con una mayor demanda de electricidad pueden preferir los diseños de mejora eléctrica, ya que maximizan la eficiencia eléctrica del panel PV. Por el contrario, los usuarios que requieran más energía térmica deberían optar por el diseño de desarrollo de potencia térmica, que destaca en la generación de calor.

El trabajo futuro explorará una mayor optimización de estos modelos en condiciones operativas y físicas variables, como la integración de materiales poliméricos avanzados o nanofluidos como fluido de transferencia de calor para mejorar la eficiencia global del sistema, y la validación experimental mediante la creación de prototipos.

## 6. Referencias.

- [1] Tripanagnostopoulos, Y., Souliotis, M., & Battisti, R. (2003). Hybrid photovoltaic/thermal solar systems. *Solar Energy*, 76(1-3), 423-432.
- [2] Kalogirou, S. A. (2009). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(3), 231-295.
- [3] Choudhury, C., Islam, M. R., Rahman, M. H., & Saidur, R. (2016). A review on potentiality of integrating photovoltaic and solar thermal systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62, 166-178.
- [4] Kargar, A., Dincer, I., & Rosen, M. A. (2019). A review of photovoltaic/thermal hybrid solar technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 107, 414-436.
- [5] Athienitis, A. K., Bambara, J., & O'Neill, B. (2010). A review of technologies for combining solar thermal collectors and photovoltaic modules. *Solar Energy*, 84(8), 1172-1184.
- [6] Hassanien, R. H., Yilbas, B. S., & Shahzad, M. W. (2018). A review of integrated photovoltaic thermal (PV/T) collectors and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 3969-3986.
- [7] Tiwari, A., Sodha, M., & Chandra, A. (2006). Photovoltaic-thermal based air heating collectors: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 10(6), 491- 513.
- [8] Abu-Hijleh, B., Kalogirou, S., & Assi, A. (2015). A review of absorber materials for solar thermal collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 863- 870.
- [9] Deng, Y., Feng, H., & Xu, G. (2017). A review on the studies of Photovoltaic/Thermal (PV/T) hybrid systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 796-807.
- [10] Herrando, M., Fantoni, G., Cubero, A., Simón-Allué, R., Guedea, I., & Fueyo, N. (2023). Numerical analysis of the fluid flow and heat transfer of a hybrid PV-thermal collector and performance assessment. *Renewable Energy*, 209, 122-132.
- [11] Elsafi, O. S., Alghoul, M. A., Said, S. A. M., & Sopian, K. (2020). Recent advances in Photovoltaic Thermal (PV/T) collectors: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 121, 109672.
- [12] Herrando, M., Ramos, A., Zabalza, I., & Markides, C. N. (2019). A comprehensive evaluation of alternative sorbent exchanger designs for PVT hybrid water collectors. *Applied Energy*, 235, 1583-1602. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.11.024>

## Anexo I: Simulación Ansys *Steady-state Thermal* y *Fluent* para determinar el incremento de eficiencia eléctrica en paneles PVs.

Para evaluar la mejora del rendimiento eléctrico del panel PV al cual se adhiere a modo de retrofit el intercambiador de calor, se realiza un análisis detallado utilizando dos enfoques diferentes: el módulo de Ansys *Steady-state Thermal* y CFD *Fluent*.

### Enfoque 1: Simulación con Ansys *Steady-state Thermal*

En primer lugar, se simula un modelo equivalente a un panel PV utilizando el módulo de Ansys *Steady-state Thermal* a 25°C como temperatura ambiente. Este modelo incluye las diferentes capas y propiedades del panel, y se expone a un flujo de 1000 W/m<sup>2</sup> en el vidrio templado, que simula la radiación solar incidente. Además, se consideran dos condiciones de contorno relativa las pérdidas de convección entre la parte posterior y el ambiente de 0.45 W/m<sup>2</sup> K, y entre la parte anterior y el ambiente, establecido a 4.79 W/m<sup>2</sup> K. Por último, las pérdidas por radiación en el vidrio se incluyen considerando la emisividad a longitudes de onda largas del vidrio, fijada en 0.86, además de las pérdidas por radiación de las celdas solares, con una emisividad de 0.89. Estas condiciones de contorno relativas a pérdidas siguen las fijadas en estudios revisados en la revisión del estado del arte [10]. La simulación se lleva a cabo para medir la temperatura media de la capa de las celdas solares.

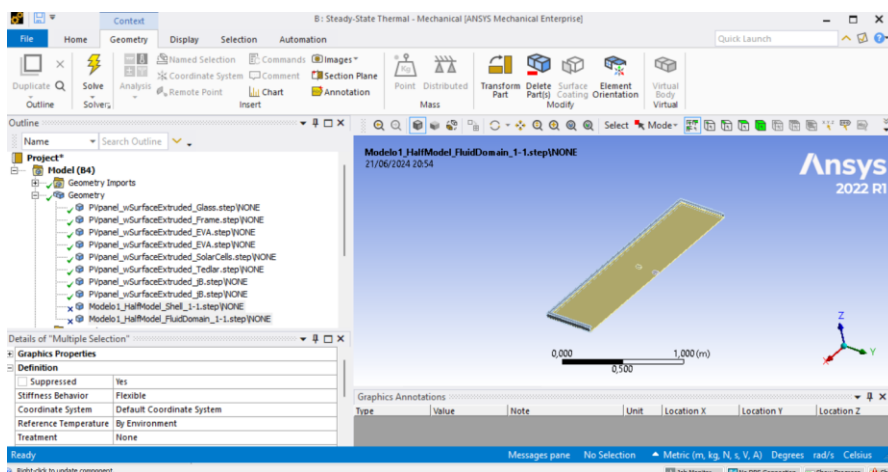


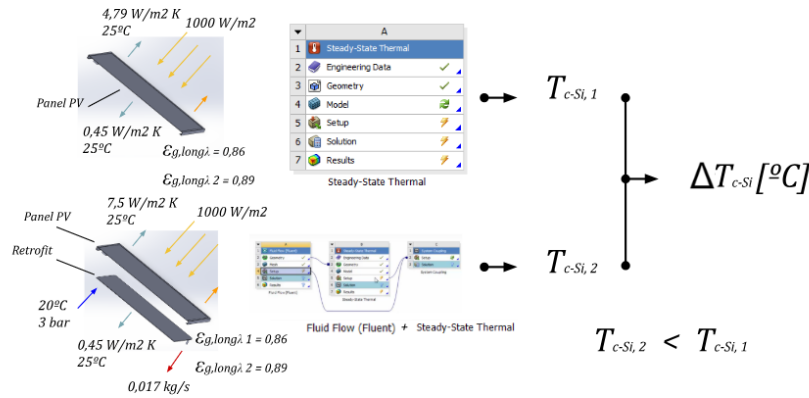
Figura 12: Interfaz del módulo de Ansys *Steady-State Thermal*.

### Enfoque 2: Simulación con CFD *Fluent*

Paralelamente, se simula el mismo panel solar utilizando una estructura acoplada con CFD *Fluent* mediante un módulo *System coupling* y una previa definición de una región denominada *Fluid-Solid Interface*. En esta simulación, se aplican las mismas condiciones de contorno para el fluido que en el resto del estudio, con la diferencia de que la condición de contorno se aplica al vidrio expuesto al sol. Además, considera las pérdidas por convección, tal como en el primer enfoque. El objetivo es obtener la nueva temperatura media de la capa equivalente a las celdas solares bajo la refrigeración del retrofit.

La comparación entre ambas temperaturas medias, obtenidas de las dos simulaciones, permite evaluar el incremento en el rendimiento eléctrico del panel PV cuando es refrigerado.

Esto se realiza considerando el coeficiente de temperatura de las celdas, expresada en  $[+%/^{\circ}\text{C}]$ , e interpretado como el porcentaje en ganancia de eficiencia de las celdas por cada grado centígrado refrigerado. La siguiente *Figura 13 muestra un esquema visual de este proceso seguido.*



$$\Delta T_{c-Si} [^{\circ}\text{C}] \times K_{c-Si} [+%/^{\circ}\text{C}] = \Delta \eta_{el} [+ \%]$$

$$0,035 \text{ kg/s} \times 4186 \text{ J/Kg K} \times \left( \frac{1}{2} \times (T_{\text{outlet}}[\text{K}] + 293 \text{ K}) - 293 \text{ K} \right) = P_{th} [\text{W}]$$

*Figura 13: Esquema visual de la metodología para el cálculo del aumento en rendimiento eléctrico.*

La motivación detrás de este nuevo enfoque para el cálculo del aumento de eficiencia eléctrica radica en que, en estudios previos, la condición de contorno se aplicaba directamente al dorso del intercambiador de calor, omitiendo el modelo completo del panel PV. Esta simplificación se realizaba para reducir el coste computacional, ya que el objetivo era comparar diferentes modelos de intercambiadores de calor bajo las mismas condiciones de contorno.

Este análisis más detallado proporciona una comprensión más precisa de cómo el intercambiador de calor influye en la temperatura de las celdas solares y, por ende, en la eficiencia eléctrica del panel PV. Para el coeficiente de temperatura para la eficiencia de las celdas se tomó un valor de  $0.45\%/K$ .

## Anexo II: Campos de presión y velocidad para los distintos modelos desarrollados: Diseño A, Diseño B y Diseño C.

- Diseño A

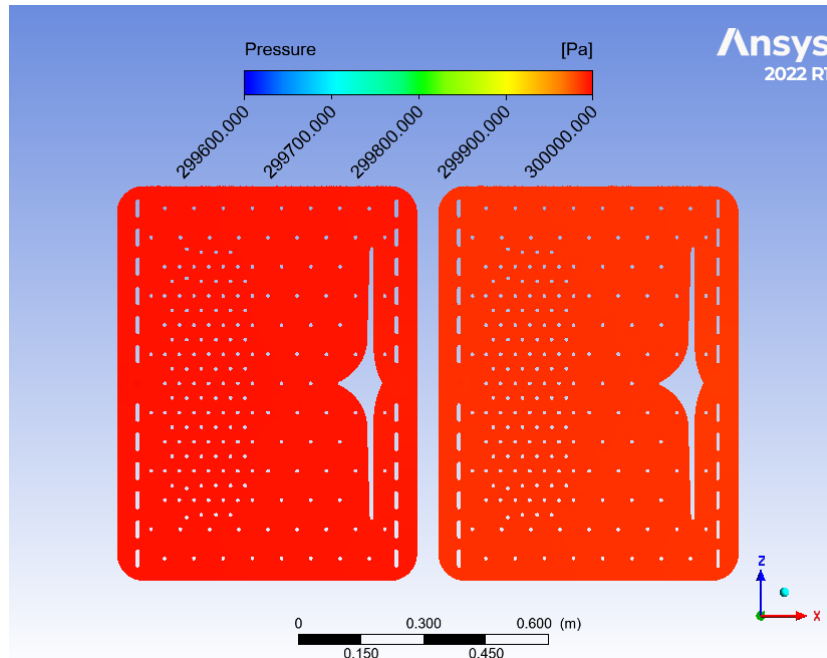


Figura 14: Campo de presión para el Diseño A.

En este caso, la figura muestra el campo de presión donde se observa una caída de presión baja en comparación al resto de modelos, fruto del aumento de la distancia entre los agujeros, que además de ganar más superficie de intercambio de calor entre el panel PV y el *retrofit*, consigue reducir la resistencia al flujo del mismo.

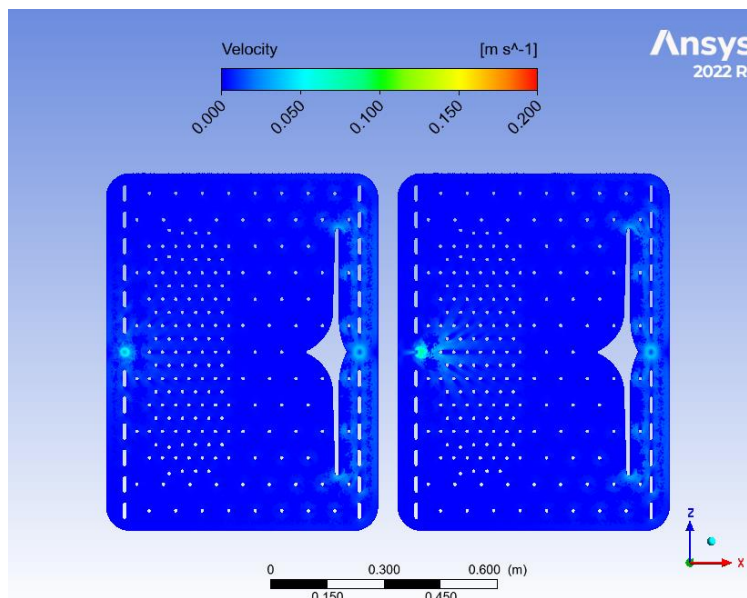


Figura 15: Campo de velocidades para el Diseño A.

En cuanto al campo de velocidades, se observa una velocidad del fluido cercana a cero, con valores mayores en las áreas cercanas a la entrada y la salida, debido al elevado cambio de sección entre la tubería que actúa de inlet y la sección del intercambiador.

- **Diseño B**

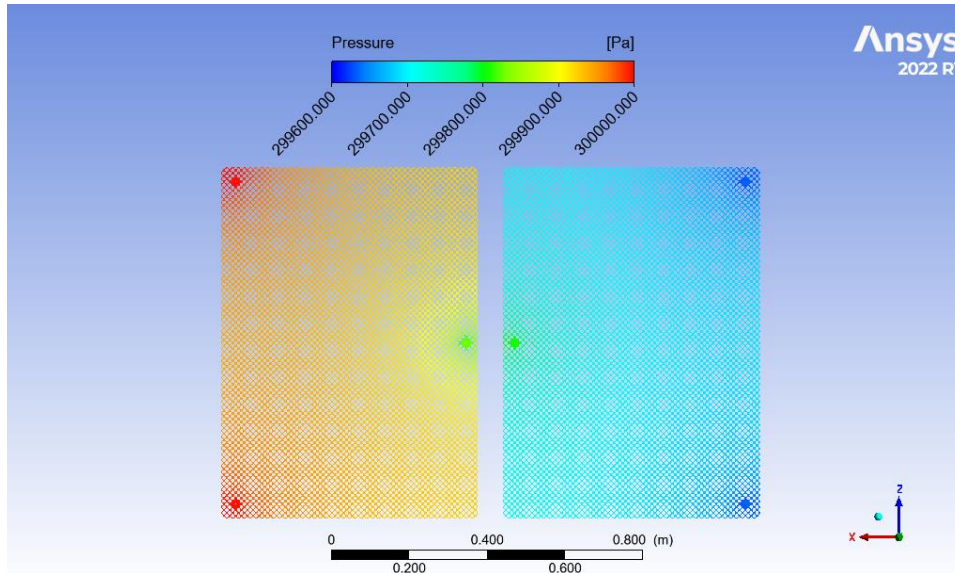


Figura 16: Campo de presiones para el Diseño B.

El campo de presión para el Diseño B se presenta en esta figura. La caída de presión es mayor en comparación con la configuración anterior, lo que indica una peor eficiencia hidráulica del sistema, aumentando los requisitos de bombeo.

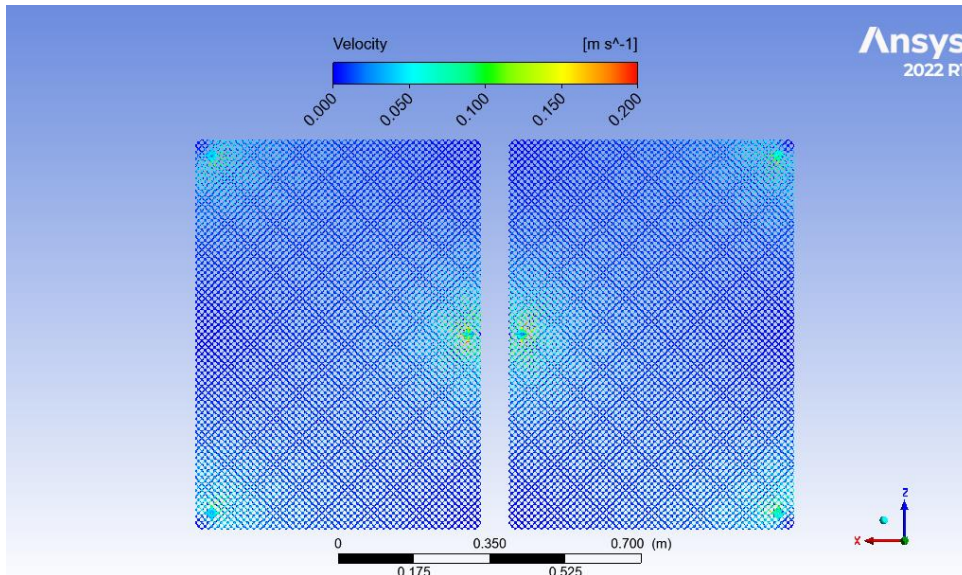


Figura 17: Campo de velocidades para el Diseño B.

En cuanto a la distribución de la velocidad se puede observar nuevamente una velocidad mínima del fluido a lo largo del intercambiador, que aumenta cuando se acerca a las salidas o las entradas.

- **Diseño C**

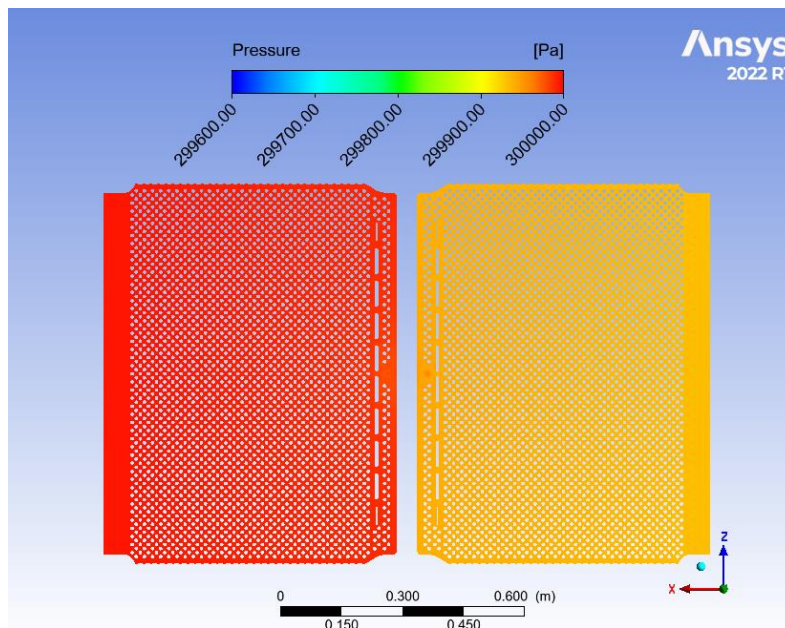


Figura 18: Campo de presiones para el Diseño B.

Para el caso del Diseño C, la pérdida de carga se manifiesta en un campo de presiones intermedio entre las interiores configuraciones, produciéndose la mayor parte de la pérdida de carga en el bypass entre los dos módulos.

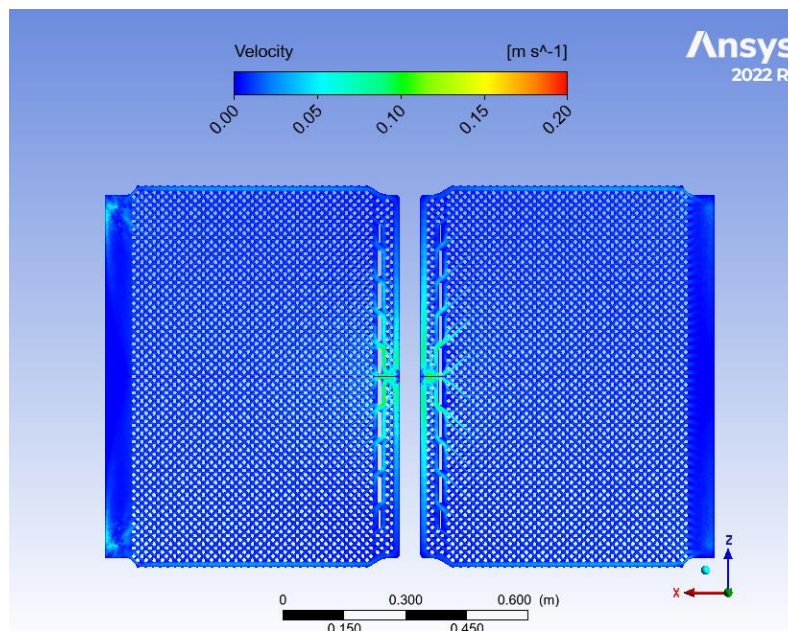


Figura 19: Campo de velocidades para el Diseño C.

El campo de velocidades vuelve a sugerir un incremento de velocidad en las salidas y entradas, con la diferencia de que la zona de acumulación en la primera entrada y segunda salida reduce este incremento de velocidad en estas zonas.

### Anexo III: Estudio estadístico sobre las dimensiones de paneles PV comerciales.

Con base en un análisis estadístico realizado sobre las dimensiones de paneles PV de diversos fabricantes, se determinaron las dimensiones óptimas del intercambiador de calor. Este estudio consideró variables como la longitud y el ancho, además de incluir márgenes de seguridad y requerimientos de diseño que se comentan más adelante. La siguiente Tabla 11 muestra un recopilatorio de los paneles considerados para este estudio.

*Tabla 11: Modelos de paneles PV comerciales tomados para el estudio y sus dimensiones.*

Fabricante	Modelo	Potencia nominal [W]	Largo [mm]	Ancho [mm]
ATERSA Group	A-xxxM GS	355	1956	942
JinKO	JKM300P-72	300	1956	992
JinKO	JKM305P-72	305	1956	992
JinKO	Smart Module	320	1650	992
Kioto Solar	KPV ME NEC	310	1666	992
Kioto Solar	KPV PE NEC	280	1666	992
Megasol Energy	Swiss Premium	340	1669	999
Silfab Solar	Silfab Elite	420	1864	1029
Sunerg Solar	X-ARCH (SUNRIF)	320	1691	1017
SunPower	215	215	1559	798
SunPower	315	315	1559	1046
SunPower	E20-327	327	1559	1046
SunPower	X21-345	345	1558	1046
SunPower	MAXEON3-400	400	1690	1046
SunPower	MAXEON3-430	430	1812	1046
Victron Energy	BlueSolar	330	1980	1002
Photowatt	PW2500F	290	1685	993
Eco Delta	ECO 72 LHC	550	2278	1133
Hanwha Q Cells	Q.PEAK DUO BLK	405	1879	1045

	ML-G10+			
Hanwha Q Cells	Q.PEAK DUO BLK M-G11	400	1692	1134
Hiwatt Solar	HW-M10/144H	550	2279	1134
JinKO	72M HC	540	2274	1134
Topsky Energy	TP144	555	2279	1134
Ulica Solar	N-TYPE	455	1762	1134

De acuerdo con los datos recopilados, las dimensiones promedio y otros estadísticos clave de los paneles PV se presentan en la siguiente Tabla 12.

*Tabla 12: Promedio, moda y mediana de los datos recopilados.*

	Longitud	Ancho
Promedio	1736.94 mm	1012.31 mm
Moda	1956 mm	1046 mm
Mediana	1680 mm	1046 mm

Para un diseño estandarizado y compatible con la mayoría de paneles, y considerando que el conjunto se compone de dos intercambiadores de calor, se seleccionaron las dimensiones de referencia para el intercambiador de calor en **948 mm** para el largo y **720.5 mm** para el ancho. Para este análisis, se consideraron espesores de marco que varían entre 24 y 32 mm, junto con un grosor de la caja de conexiones situada en el dorso de los paneles PV en 30 mm. Además, para asegurar un acoplamiento adecuado y evitar interferencias con los elementos estructurales del panel, se añadió un margen de seguridad de 10 mm en cada lado.