



## Trabajo Fin de Grado

Modelado del flujo fluido y transferencia de calor  
en paneles solares híbridos PVT

Modeling of fluid flow and heat transfer in PVT  
hybrid solar panels

Autor

Guillermo Fantoni Rubio

Director

Norberto Fueyo Díaz

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA DE ZARAGOZA  
Año 2019

## **Resumen**

El siguiente trabajo fin de grado aborda el estudio de un panel solar híbrido, por medio de un modelo CFD en ANSYS fluent. Se dispone de los datos del panel solar híbrido comercial ECOVOLT de Endef Engineering, y se busca obtener un modelo computacional para realizar modificaciones y optimizar el funcionamiento. El estudio se centra principalmente en el intercambiador de calor de tipo roll bond. Estos intercambiadores son poco comunes en el mercado de la energía solar, y es de gran interés comprender su comportamiento, tanto del fluido como de la transferencia de calor.

Es difícil encontrar artículos que modelen en CFD un panel PVT, más difícil aún encontrar artículos que estudien intercambiadores de calor del tipo "*Roll bond*". La mayoría de artículos aplican simplificaciones, por eso uno de los grandes objetivos de este trabajo es obtener un modelo CFD completo del panel PVT. Realizar este modelo implica encontrar una correcta metodología a pesar de las limitaciones computacionales.

El estudio se divide en dos partes:

Inicialmente se modela y estudia el fluido, analizando como se comporta el fluido en el intercambiador "*Roll bond*". Se realizan varios modelos del cuerpo fluido, centrándose primero en los elementos que lo componen, y finalmente en el fluido completo. Se analizan la distribución de presiones y velocidades, y sobretodo como se distribuye el fluido por el panel.

Posteriormente se realizan modelos para analizar la transferencia de calor. Primero se realiza un modelo de un fragmento del panel, donde se estudia la fiabilidad de las condiciones de contorno impuestas, y donde se obtienen los coeficientes de transferencia de calor. Por ultimo se modela el panel solar híbrido en su totalidad, y se obtienen las curvas de rendimiento térmico.

## **Agradecimientos**

A Nikola Tesla y Loli Martín por inspirar mi vida.

A María Herrando Zapater por sus aportaciones al campo de los PVT, y por asesorarme en este trabajo.

A Norberto Fueyo Díaz por compartir su experiencia y conocimiento.

# Índice general

---

|   |           |
|---|-----------|
| <b>Índice de figuras</b>  | <b>6</b>  |
| <b>Índice de tablas</b>   | <b>10</b> |
| <b>1. Introducción</b>  | <b>12</b> |
| 1.1. Breve historia de la energía solar . . . . .                     | 12        |
| 1.2. Contexto de los paneles solares híbridos PVT . . . . .           | 13        |
| 1.3. Objetivos y alcance del presente trabajo . . . . .               | 14        |
| 1.4. Descripción de la geometría panel híbrido . . . . .              | 14        |
| 1.5. Planificación de los modelos CFD . . . . .                       | 16        |
| 1.5.1. Modelos y simulaciones del cuerpo fluido . . . . .             | 16        |
| 1.5.2. Modelos y simulaciones para transferencia de calor . . . . .   | 19        |
| <b>2. Estudio del cuerpo fluido</b>                                   | <b>21</b> |
| 2.1. Caracterización del cuerpo fluido . . . . .                      | 21        |
| 2.2. Modelo canal . . . . .   | 23        |
| 2.2.1. Geometría del modelo canal . . . . .                           | 23        |
| 2.2.2. Malla del modelo canal . . . . .                               | 23        |
| 2.2.3. Análisis de velocidades en el canal . . . . .                  | 25        |
| 2.2.4. Distribución de presiones en el canal . . . . .                | 28        |
| 2.2.5. Análisis de la distribución de presiones en el canal . . . . . | 29        |

|  |           |
|--|-----------|
| 2.3. Modelo medio colector . . . . .   | 31        |
| 2.3.1. Geometría del modelo medio colector . . . . .                           | 31        |
| 2.3.2. Malla del modelo medio colector . . . . .                               | 31        |
| 2.3.3. Simulación y análisis de los resultados del modelo medio colector . . . | 33        |
| 2.3.4. Distribución de los caudales en el colector . . . . .                   | 37        |
| 2.4. Modelo medio colector reducido . . . . .                                  | 39        |
| 2.4.1. Geometría del modelo medio colector reducido . . . . .                  | 39        |
| 2.4.2. Malla del modelo medio colector reducido . . . . .                      | 40        |
| 2.4.3. Simulación y análisis de resultados del modelo colector reducido . . .  | 41        |
| 2.5. Curvas de pérdidas de carga del panel solar híbrido PVT . . . . .         | 46        |
| 2.6. Equilibrado de caudales . . . . .   | 48        |
| <b>3. Transferencia de calor</b>   | <b>54</b> |
| 3.1. Capas del panel híbrido y balance de energía . . . . .                    | 54        |
| 3.1.1. Cristal . . . . .   | 56        |
| 3.1.2. Módulo fotovoltaico . . . . .   | 57        |
| 3.1.3. Tedlar . . . . .  | 57        |
| 3.1.4. Colector aluminio . . . . .   | 57        |
| 3.2. Condiciones de contorno para transferencia de calor . . . . .             | 58        |
| 3.2.1. Metodología del modelo CFD . . . . .                                    | 59        |
| 3.3. Modelo cinco eslabones . . . . .  | 67        |
| 3.3.1. Geometría del modelo cinco eslabones . . . . .                          | 67        |
| 3.3.2. Condiciones del modelo CFD . . . . .                                    | 68        |
| 3.3.3. Estudio de mallas para el modelo cinco eslabones . . . . .              | 69        |
| 3.3.4. Condiciones para obtener el flujo desarrollado . . . . .                | 73        |
| 3.3.5. Resultados de la simulación en el modelo cinco eslabones . . . . .      | 75        |
| 3.4. Coeficiente de transferencia de calor . . . . .                           | 81        |
| 3.5. Modelo medio panel híbrido . . . . .                                      | 84        |

|  |            |
|--|------------|
| 3.5.1. Geometría del modelo medio panel . . . . .                                      | 85         |
| 3.5.2. Malla del modelo medio panel . . . . .  | 85         |
| 3.5.3. Simulación y análisis de resultados en el modelo medio panel completo . . . . . | 88         |
| <b>4. Conclusiones y trabajo futuro . . . . .</b>                                      | <b>101</b> |
| 4.1. Conclusiones de cuerpo fluido . . . . .   | 101        |
| 4.2. Conclusiones de la transferencia de calor . . . . .                               | 102        |
| 4.3. Trabajo futuro . . . . .  | 102        |
| <b>Bibliografía . . . . .</b>  | <b>103</b> |
| <b>A. Anexos cuerpo fluido . . . . .</b>   | <b>105</b> |
| A.1. Datos del panel híbrido PVT . . . . .   | 105        |
| A.1.1. Valores relevantes de la geometría . . . . .                                    | 106        |
| A.1.2. Caudales y velocidades en las distintas zonas . . . . .                         | 107        |
| A.1.3. Resultados Experimentales . . . . .   | 107        |
| A.2. Cálculo teórico del número de Reynolds . . . . .                                  | 110        |
| A.3. Cálculo teórico de las pérdidas de carga en el canal . . . . .                    | 112        |
| A.4. Obtención de los coeficientes del salto de presión impuesto . . . . .             | 114        |
| <b>B. Anexos transferencia de calor . . . . .</b>                                      | <b>118</b> |
| B.1. Resultados de las simulaciones para el modelo cinco eslabones . . . . .           | 118        |
| B.1.1. Simulación a 49 l/h . . . . .   | 119        |
| B.1.2. Simulación a 98 l/h . . . . .   | 120        |
| B.1.3. Simulación a 196 l/h . . . . .  | 121        |

# Índice de figuras

---

|   |    |
|---|----|
| 1.1. Geometría del intercambiador del panel solar híbrido . . . . .       | 15 |
| 1.2. Zonas del intercambiador . . . . .                                   | 16 |
| 1.3. Geometría del modelo canal . . . . .                                 | 17 |
| 1.4. Geometría del modelo medio colector . . . . .                        | 17 |
| 1.5. Geometría del modelo medio colector reducido . . . . .               | 18 |
| 1.6. Geometría del modelo cinco eslabones . . . . .                       | 19 |
| 1.7. Geometría del modelo medio panel . . . . .                           | 20 |
| 2.1. Subgeometrías del cuerpo fluido . . . . .                            | 22 |
| 2.2. Geometría del modelo canal . . . . .                                 | 23 |
| 2.3. Vista transversal de la malla en la entrada del canal . . . . .      | 24 |
| 2.4. Vista superior de la malla(medio eslabón) . . . . .                  | 24 |
| 2.5. Contorno de velocidades en la entrada del canal . . . . .            | 25 |
| 2.6. Contorno de velocidades en el la zona intermedia del canal . . . . . | 26 |
| 2.7. Contorno de velocidades en la salida del canal . . . . .             | 27 |
| 2.8. Vectores de velocidad en la salida del canal . . . . .               | 27 |
| 2.9. Geometría del modelo canal dividido . . . . .                        | 28 |
| 2.10. Curva de perdidas de carga en el eslabón 4 . . . . .                | 30 |
| 2.11. Curva de perdidas de carga en el eslabón de entrada . . . . .       | 30 |
| 2.12. Geometría del modelo medio colector . . . . .                       | 31 |
| 2.13. Vista transversal de la malla en la entrada del colector . . . . .  | 32 |

|  |    |
|--|----|
| 2.14. Vista superior de la malla(medio eslabón) . . . . .  | 32 |
| 2.15. Residuals del modelo medio colector . . . . .  | 33 |
| 2.16. Convergencia de la presión del modelo medio colector . . . . .   | 34 |
| 2.17. Convergencia de la velocidad del modelo medio colector . . . . .   | 34 |
| 2.18. Contorno de presiones en el rango(1000-2500)Pa . . . . .   | 35 |
| 2.19. Contorno de velocidades en x, en el rango (-0,1;0)m/s . . . . .  | 36 |
| 2.20. Contorno de velocidades en x, en el rango (-0,1;0)m/s con etiquetas . . . . .  | 37 |
| 2.21. Diagrama de barras de la distribución de caudal . . . . .  | 38 |
| 2.22. Geometría del modelo colector reducido . . . . .   | 40 |
| 2.23. Vista transversal de la malla a la entrada del colector . . . . .  | 40 |
| 2.24. Vista de la malla en un eslabón del modelo medio colector reducido . . . . .   | 41 |
| 2.25. Residuals del modelo medio colector reducido . . . . .   | 42 |
| 2.26. Convergencia de la presión del modelo medio colector . . . . .   | 43 |
| 2.27. Convergencia de la velocidad del modelo medio colector reducido . . . . .  | 43 |
| 2.28. Comparación del contorno de velocidad en x, en el rango(-0,3-0)m/s. a) modelo reducido, b) modelo completo . . . . . | 44 |
| 2.29. Contorno de presiones del modelo colector reducido en el rango (1000-2500) Pa . . . . .                              | 45 |
| 2.30. Curva de pérdidas de carga CFD . . . . .   | 47 |
| 2.31. Gráfica distribución de caudal inicial y equilibrada . . . . .   | 49 |
| 2.32. Contorno de velocidad en x rango(-0,3 ; 0)m/s . . . . .  | 50 |
| 2.33. Contorno de velocidad . . . . .  | 51 |
| 2.34. Contornos de presión . . . . .   | 53 |
| 3.1. Condiciones de contorno . . . . .   | 55 |
| 3.2. Flujos de energía en las capas . . . . .  | 56 |
| 3.3. Condiciones de contorno . . . . .   | 59 |
| 3.4. Procesos de absorción,reflexión y transmisión asociados con un medio semi-transparente [10]. . . . .                  | 61 |
| 3.5. Geometría del modelo cinco eslabones . . . . .  | 67 |

|  |    |
|--|----|
| 3.6. Capas que componen el modelo cinco eslabones . . . . .  | 68 |
| 3.7. Vista transversal malla tetraédrica fina . . . . .  | 70 |
| 3.8. Vista transversal malla tetraédrica basta . . . . .   | 71 |
| 3.9. Vista transversal de la malla poliédrica . . . . .  | 72 |
| 3.10. Contorno de velocidades en x . . . . .   | 74 |
| 3.11. contorno de velocidades en x, con los perfiles impuestos . . . . .   | 74 |
| 3.12. Residuals de la simulación . . . . .   | 75 |
| 3.13. Convergencia de la velocidad en x a la salida . . . . .  | 76 |
| 3.14. Convergencia de la temperatura del fluido a la salida . . . . .  | 76 |
| 3.15. Distribución de temperaturas en el fluido . . . . .  | 78 |
| 3.16. Distribución de temperaturas en el intercambiador de calor (cara del aislante) . . . . .   | 78 |
| 3.17. Distribución de temperaturas a la salida del fluido . . . . .  | 79 |
| 3.18. Distribución de temperaturas en el aluminio, a la salida del ultimo eslabón . . . . .  | 79 |
| 3.19. Contorno del calor transferido desde el aluminio (cara de las capas) al fluido . . . . .   | 80 |
| 3.20. Paredes del fluido . . . . .   | 81 |
| 3.21. Gráfico del coeficiente de transferencia de calor en función de la velocidad . . . . .   | 83 |
| 3.22. Geometría del modelo medio panel completo . . . . .  | 85 |
| 3.23. Vista transversal de la malla en la entrada del fluido . . . . .   | 86 |
| 3.24. Contorno de velocidades en x para el rango (-0,3;0) m/s. a) cuerpo fluido del modelo medio panel completa b) cuerpo fluido del modelo colector reducido. . . . . | 87 |
| 3.25. Malla en la entrada del panel . . . . .  | 88 |
| 3.26. Residuals de la simulación del fluido . . . . .  | 89 |
| 3.27. Convergencia de la $\Delta P$ . . . . .  | 90 |
| 3.28. Convergencia de la velocidad en X a la salida . . . . .  | 90 |
| 3.29. Residual de la transferencia de calor . . . . .  | 91 |
| 3.30. Convergencia de la temperatura del fluido a la salida . . . . .  | 92 |
| 3.31. Contorno de la velocidad en X rango(-0,3;0)m/s . . . . .   | 93 |
| 3.32. Contorno de temperaturas del cuerpo fluido . . . . .   | 94 |

|  |     |
|--|-----|
| 3.33. Contorno de temperaturas del intercambiador de calor (Cara superior) . . . . . | 95  |
| 3.34. Contorno de temperaturas del intercambiador de calor(cara inferior) . . . . .  | 96  |
| 3.35. Curva de rendimiento térmico para 98l/h . . . . .                              | 98  |
| 3.36. Curva de rendimiento térmico para 70l/h . . . . .                              | 100 |
| <br>   |     |
| A.1. Geometría del colector . . . . .  | 105 |
| A.2. Zonas del colector . . . . .  | 106 |
| A.3. Curva de rendimiento térmico experimental . . . . .                             | 108 |
| A.4. Geometría del canal reducido . . . . .  | 114 |
| A.5. Contorno de velocidades en los eslabones . . . . .                              | 115 |
| <br>   |     |
| B.1. Resultados de la simulación 49 (l/h) 298K . . . . .                             | 119 |
| B.2. Resultados de la simulación 49 (l/h) 318K . . . . .                             | 119 |
| B.3. Resultados de la simulación 49 (l/h) 338K . . . . .                             | 119 |
| B.4. Resultados de la simulación 98 (l/h) 298K . . . . .                             | 120 |
| B.5. Resultados de la simulación 98 (l/h) 318K . . . . .                             | 120 |
| B.6. Resultados de la simulación 98 (l/h) 338K . . . . .                             | 120 |
| B.7. Resultados de la simulación 196 (l/h) 298K . . . . .                            | 121 |
| B.8. Resultados de la simulación 196 (l/h) 318K . . . . .                            | 121 |
| B.9. Resultados de la simulación 196 (l/h) 338K . . . . .                            | 121 |

# Índice de tablas

---

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 2.1.  | Velocidades en las distintas zonas del colector para un caudal de 98 l/h . . . . .  | 22 |
| 2.2.  | Características de la malla del canal . . . . .                                     | 24 |
| 2.3.  | Saltos de presión en las diferentes zonas del canal . . . . .                       | 29 |
| 2.4.  | Características de la malla del modelo medio colector . . . . .                     | 32 |
| 2.5.  | Comparación de las pérdidas de carga en el canal con respecto al colector . . . . . | 36 |
| 2.6.  | Distribución del caudal por los canales . . . . .                                   | 38 |
| 2.7.  | Características de la malla del modelo colector reducido . . . . .                  | 41 |
| 2.8.  | Salto de presión en los diferentes modelos . . . . .                                | 44 |
| 2.9.  | Saltos de presión en el intercambiador . . . . .                                    | 46 |
| 2.10. | Distribución de caudal inicial y final . . . . .                                    | 49 |
| 2.11. | Saltos de presión a añadir en los canales . . . . .                                 | 52 |
| 3.1.  | Propiedades ópticas del cristal y el modulo fotovoltaico . . . . .                  | 61 |
| 3.2.  | Propiedades térmicas y espesor de las capas . . . . .                               | 64 |
| 3.3.  | Propiedades físicas de las capas [9] . . . . .                                      | 68 |
| 3.4.  | Condiciones de contorno para la transferencia de calor [9] . . . . .                | 69 |
| 3.5.  | Características de la malla tetraédrica fina . . . . .                              | 70 |
| 3.6.  | Características de la malla tetraédrica basta . . . . .                             | 71 |
| 3.7.  | Características de la malla poliédrica . . . . .                                    | 72 |
| 3.8.  | Comparación de los tipos de malla . . . . .   | 73 |
| 3.9.  | Tiempo de cálculo para las simulaciones . . . . .                                   | 73 |

|   |     |
|---|-----|
| 3.10. Resultados de la simulación para 98 l/h y 298 K . . . . .             | 77  |
| 3.11. Balance de energía para la simulación 98 l/h y 298 K . . . . .        | 77  |
| 3.12. Temperaturas en las paredes del eslabón intermedio . . . . .          | 81  |
| 3.13. Coeficientes de transferencia de calor para un eslabón . . . . .      | 82  |
| 3.14. Coeficiente de transferencia de calor en función del caudal . . . . . | 82  |
| 3.15. Características de la malla del modelo medio panel . . . . .          | 86  |
| 3.16. Comparación del salto de presiones . . . . .                          | 87  |
| 3.17. Potencias y eficiencias para el caudal 98l/h . . . . .                | 97  |
| 3.18. Eficiencias experimentales y CFD para el caudal 98 l/h . . . . .      | 97  |
| 3.19. Potencias y eficiencias para el caudal 70 l/h . . . . .               | 99  |
| 3.20. Eficiencias experimentales y CFD para el caudal 70 l/h . . . . .      | 99  |
| 3.21. Parámetros de las curvas de rendimiento térmico . . . . .             | 100 |
| <br>A.1. Valores de la geometría . . . . .                                  | 106 |
| A.2. Caudales y velocidades en las diferentes zonas del colector . . . . .  | 107 |
| A.3. Parámetros de la curva de rendimiento térmico . . . . .                | 108 |
| A.4. Saltos de temperatura a diferentes caudales . . . . .                  | 109 |
| A.5. Números de Reynolds en las distintas zonas del colector . . . . .      | 111 |
| A.6. Saltos de presión teóricos y CFD . . . . .                             | 113 |
| A.7. Constantes del salto de presión . . . . .                              | 113 |
| A.8. Saltos de presión en el canal y en el canal reducido . . . . .         | 116 |
| A.9. Saltos de presión en los modelos canal y canal reducido . . . . .      | 116 |
| <br>B.1. Nomenclatura de las tablas . . . . .                               | 118 |

---

## CAPÍTULO 1

# Introducción

---

### 1.1 Breve historia de la energía solar

---

La energía solar tiene una larga e interesante historia. Podemos ir desde las leyendas de Arquímedes concentrando el sol en el asedio de Siracusa, allá por el año 212 a.c, hasta la actualidad, donde las grandes plantas de energía termosolar concentrada funcionan con el mismo principio.

El sol es una fuente de energía constante que calienta nuestro planeta. Casi todas las fuentes de energía de la tierra provienen en última instancia del sol. La energía hidráulica, la eólica y hasta los hidrocarburos no existirían sin el sol. El sol proporciona una gran cantidad de energía, esta cantidad se refleja en la constante solar. La constante solar es la cantidad de energía por unidad de tiempo, que recibe un área que se encuentra perpendicular a la dirección de propagación de la radiación solar. The World Radiation Center (WRC) establece el valor de  $1367 \text{ W/m}^2$  para dicha constante.

Volviendo a la historia de la energía solar y los hechos que conciernen a los paneles solares híbridos. El primer colector solar se atribuye a Horace Bénédict De Saussure, llamado caja caliente era capaz de calentar agua con la energía del sol. En 1838 Becquerel descubre el efecto fotoeléctrico, fenómeno físico que se escondía detrás del descubrimiento de William Grylls, que desarrolló la primera célula fotovoltaica compuesta de selenio. Con el tiempo se han ido mejorando estos dos inventos, y se han reducido sus costes hasta ser accesibles a la población. Hoy en día la combinación de los colectores solares y los paneles fotovoltaicos, nos brinda el panel solar híbrido. Este tipo de panel es una unión que dota de sentido a la palabra sinergia. El agua refrigerará el módulo fotovoltaico aumentando su eficiencia y de esta refrigeración se obtiene además agua caliente para diversos usos.

## 1.2 Contexto de los paneles solares híbridos PVT

---

Las células fotovoltaicas pueden absorber hasta un 80 % de la radiación solar incidente, pero solo un pequeño porcentaje es convertido en electricidad, el resto se transforma en calor. El aumento de temperatura en las células fotovoltaicas reduce el rendimiento de las mismas, degrada el panel solar y acorta el tiempo de vida [1]. Es de interés refrigerar el panel para reducir los problemas causados por las altas temperaturas y aumentar la eficiencia. La refrigeración del panel además proporciona la obtención de agua caliente para uso doméstico. Los paneles solares híbridos nacen de la combinación de un panel fotovoltaico y de un colector solar, proporcionando electricidad y agua caliente.

En función de las células solares el rendimiento de un panel solar puede oscilar desde un 6 % hasta un 25 % operando en condiciones óptimas [2]. Un panel solar híbrido puede poseer una eficiencia total en torno al 70% [3] y puede llegar hasta un 87% [4]. Con este tipo de panel se puede cubrir un porcentaje de las demandas energéticas básicas de una vivienda. Para una vivienda unifamiliar típica de Reino Unido, se puede cubrir hasta el 51 % de la demanda eléctrica anual, y hasta el 36 % de la demanda de agua caliente [5].

Existen varios tipos de panel solar híbrido. Los más básicos y típicos son los refrigerados por fluidos, como el aire o el agua. También existen paneles híbridos basados en materiales de cambio de fase (PCM), y panales con elementos termoeléctricos (TEG) que convierten el calor en electricidad [6]. Este trabajo se centra en los paneles solares híbridos refrigerados por agua, se trata del tipo más comercial y utilizado para uso doméstico. Los panales pueden ser cubiertos, dichos paneles están compuestos por una capa de gas y una capa de cristal adicional que lo contiene, aumentando la eficiencia térmica. También pueden ser descubiertos como el panel estudiado en este trabajo consiguiendo reducir el coste y precio.

## 1.3 Objetivos y alcance del presente trabajo

---

A continuación se exponen los puntos en los que se centra el presente trabajo fin de grado.

- Obtener un modelo CFD del cuerpo fluido del panel solar híbrido comercial ECOVOLT
- Estudiar el comportamiento del fluido en un intercambiador tipo "*Roll bond*"
- Proponer cambios que mejoren el comportamiento del panel solar híbrido
- Estudiar la transferencia de calor y obtener los coeficientes de transferencia del intercambiador
- Obtener por medio de métodos numéricos las curvas de rendimiento térmico del panel solar híbrido ECOVOLT

## 1.4 Descripción de la geometría panel híbrido

---

Antes de hablar sobre los modelos CFD es preciso describir la geometría del panel, concretamente del intercambiador de calor para mejor entendimiento. El intercambiador de calor (o colector) de tipo "*Roll bond*" es el elemento que diferencia el panel ECOVOLT con respecto a los anteriores modelos Endef. Los anteriores modelos eran de tipo "Sheet-and-tube", el absorbéndor estaba en contacto con tubos que transportaban el agua. Este modelo es muy rudimentario, ya que nace de la combinación de los colectores solares típicos con un panel fotovoltaico.

La geometría del intercambiador se compone de dos circuitos (Figura 1.1). El fluido entra al colector por la parte izquierda de la imagen, unos tubos lo introducen directamente. El cuerpo fluido esta compuesto por 22 canales, y estos canales están compuestos por eslabones. Los canales de la parte central se componen de 26 eslabones, mientras que el resto se componen de 28. El cuadro que se observa en la parte izquierda es espacio reservado para los componentes electrónicos.

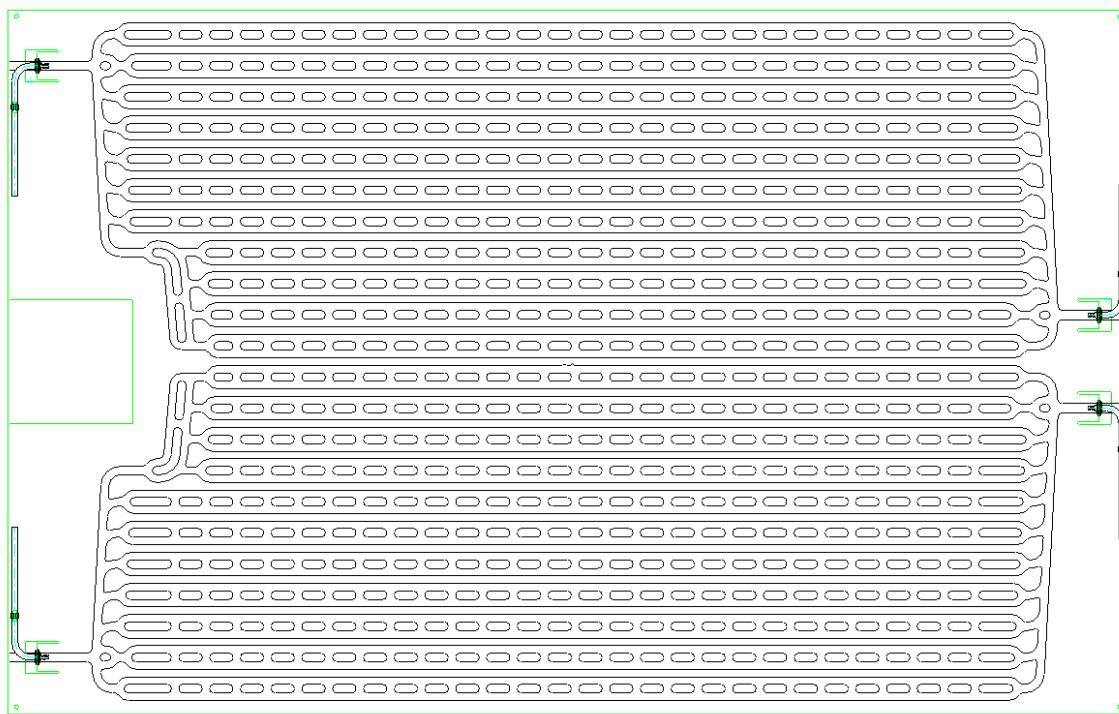


Figura 1.1: Geometría del intercambiador del panel solar híbrido

La geometría del intercambiador se puede dividir diferentes zonas (Figura 1.2).

- Mitad del cuerpo fluido o circuito
- Entrada y salida de los canales
- canales
- Subcanal
- Eslabón

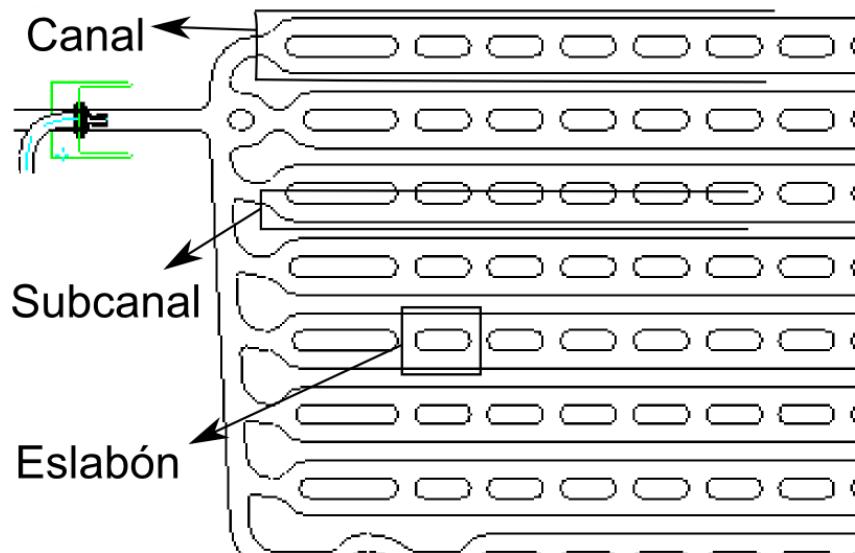


Figura 1.2: Zonas del intercambiador

## 1.5 Planificación de los modelos CFD

Para alcanzar los objetivos propuestos, se planifican una serie de modelos y simulaciones. Cada modelo consigue satisfacer un objetivo, y/o apoyar a otro modelo para conseguirlo.

### 1.5.1 Modelos y simulaciones del cuerpo fluido

Primero se estudia el cuerpo fluido para simplificar la geometría y reducir la exigencia de los recursos computacionales. Una vez realizado el modelo se analiza su comportamiento en el intercambiador *Roll bond*. Comprendido el flujo, se proponen modificaciones para mejorar el comportamiento. Los resultados que se obtienen para el cuerpo fluido se comparan con los resultados para el panel completo. Al simular el fluido por separado se puede realizar un modelo con una malla más fina y por tanto se tiene más confianza en la precisión de los resultados. Por tanto, cuando se realiza el modelo del panel completo se pueden comparar los resultados, y tener la confianza de que el fluido se resuelve correctamente.

- **Modelo canal:**

El colector esta compuesto de dos circuitos y estos a la vez por 11 canales cada uno. Los canales son idénticos y suponen casi la totalidad del colector, comprendiendo un canal se puede comprender casi todo el colector si se tiene en cuenta la simetría del colector. La geometría total se puede reducir a estos elementos, pudiendo realizar un mallado más fino, simulaciones más precisas y tiempos más rápidos (Figura 1.3).

Del modelo canal se busca obtener la distribución de velocidades y presiones, comprender como se comporta el flujo y cuánto tarda en desarrollarse. Se puede comparar la simulación precisa en el canal con las simulaciones del medio colector y comprobar que resultados para una malla más gruesa son fieles.



Figura 1.3: Geometría del modelo canal

- **Modelo medio colector:**

El colector posee geometrías de entrada y salida a los canales complejas. Es preciso realizar un modelo de un circuito completo (Figura 1.4), y así conocer como se comporta el fluido en dichas geometrías.

Se quiere conocer ante todo la distribución de caudales por cada canal. Y el salto de presión total en un circuito. El comportamiento de las presiones y las velocidades, es también un punto de interés.

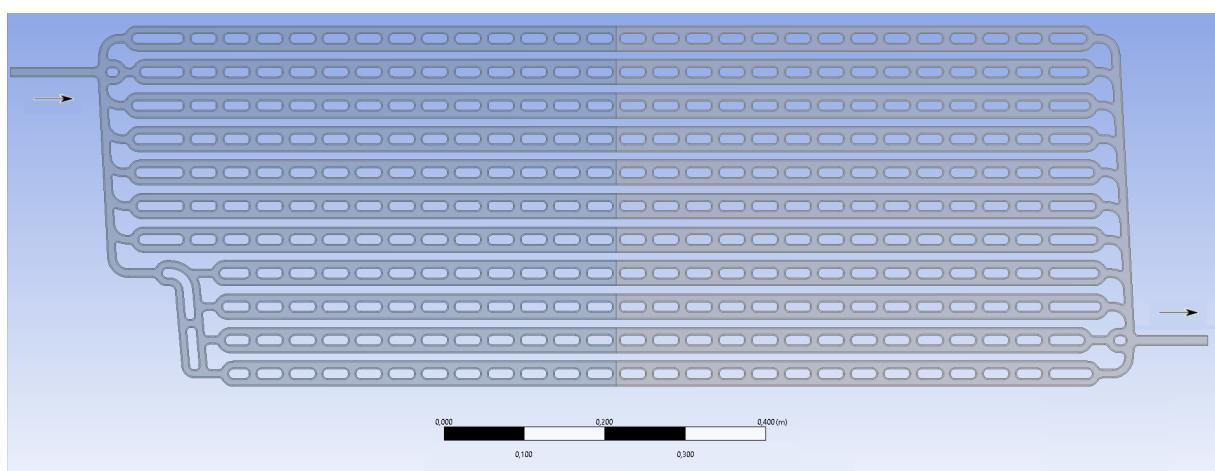


Figura 1.4: Geometría del modelo medio colector

- **Modelo medio colector reducido:**

El modelo del medio colector es demasiado grande como para introducir una malla fina. Se reduce la geometría del circuito prescindiendo de los eslabones intermedios (Figura 1.5). Se introducen las pérdidas de carga que se darían en los eslabones eliminados imponiendo un medio poroso. Se busca una geometría menor para conseguir una malla más fina, y además reducir el número de elementos con respecto al modelo anterior.

La finalidad de esta reducción es obtener un modelo CFD del fluido de precisa y rápida convergencia. Con este modelo se obtienen los distintos puntos que definen la curva de pérdidas de carga. Se realizan con este modelo debido a que las simulaciones convergen más rápidamente. Además este modelo permite variar las pérdidas de carga en los canales, con lo que se puede modificar el flujo. El colector presenta una distribución de caudal irregular, por lo que también se utiliza para equilibrar los caudales, añadiendo pérdidas de carga en los canales con mayor caudal.

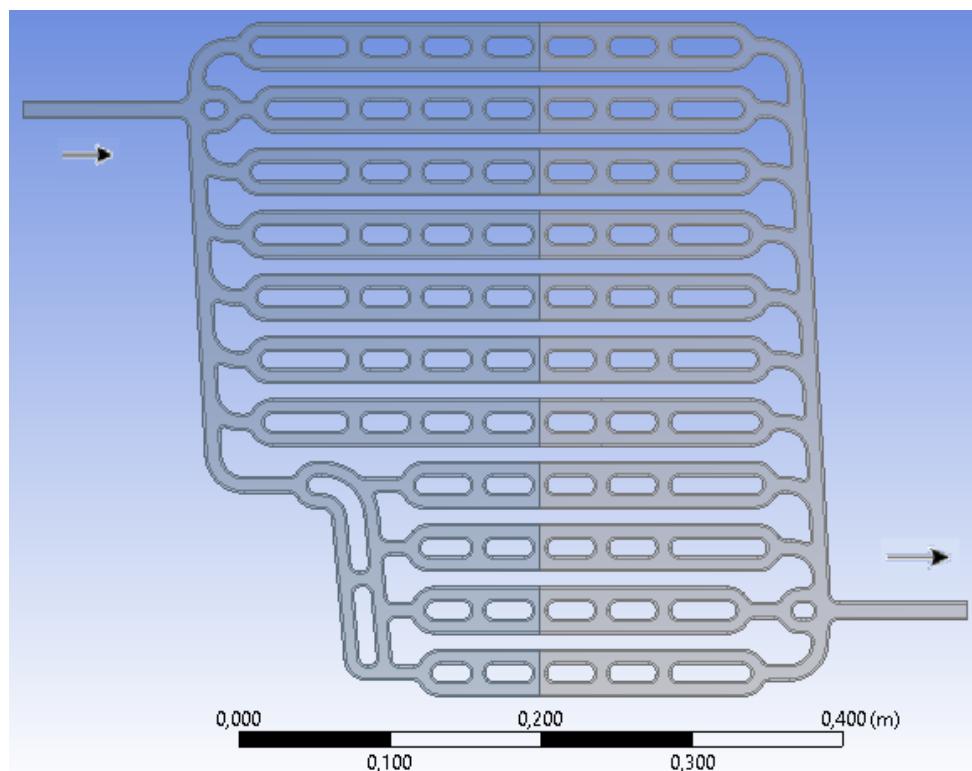


Figura 1.5: Geometría del modelo medio colector reducido

### 1.5.2 Modelos y simulaciones para transferencia de calor

El estudio de la transferencia de calor precisa de modelos mas complejos debido a que se deben resolver las ecuaciones para el fluido y la energía. Por tanto, se busca una geometría simple para el primer modelo. El colector esta compuesto casi en su totalidad por eslabones. La unión de estos eslabones componen un canal. Como un eslabón es la unidad mínima a la que se puede reducir el panel, se estudian primero los fenómenos de transferencia de calor en esta geometría. Ante todo interesa comprobar que las condiciones de contorno impuestas son correctas. Una vez comprobado el funcionamiento de la transferencia en un fragmento del panel se realiza el modelo completo.

- **Modelo cinco eslabones:**

Se realiza un modelo con cinco eslabones para obtener flujo desarrollado al menos en el eslabón intermedio (Figura 1.6). Es necesario que el flujo esté desarrollado para obtener resultados válidos. En este modelo se introducen las condiciones de contorno para transferencia de calor.

Con este modelo se busca validar la correcta aplicación de las condiciones de contorno impuestas. Al ser la geometría mínima a la que se puede simplificar el panel, es más sencillo comprobar la validez de dichas condiciones en un eslabón que en el panel completo. Una vez comprobado que las condiciones son correctas se tiene la confianza de aplicarlas al panel completo. De este modelo también se obtienen los coeficientes de transferencia de calor para un eslabón.

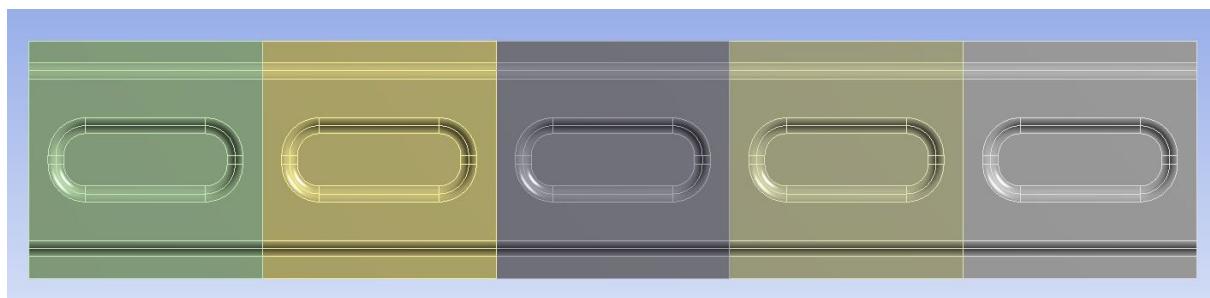


Figura 1.6: Geometría del modelo cinco eslabones

- **Modelo medio panel**

Finalmente se realiza un modelo del medio panel completo (Figura 1.7). Dicho modelo presenta complicaciones debido a las limitaciones del ordenador. La malla y la simulación deben ser tratadas con tiempo y cuidado para conseguir una correcta convergencia.

En este modelo se realizan las simulaciones pertinentes para obtener las curvas de rendimiento térmico. Se estudia la distribución de temperaturas, y la transferencia de calor en el panel.

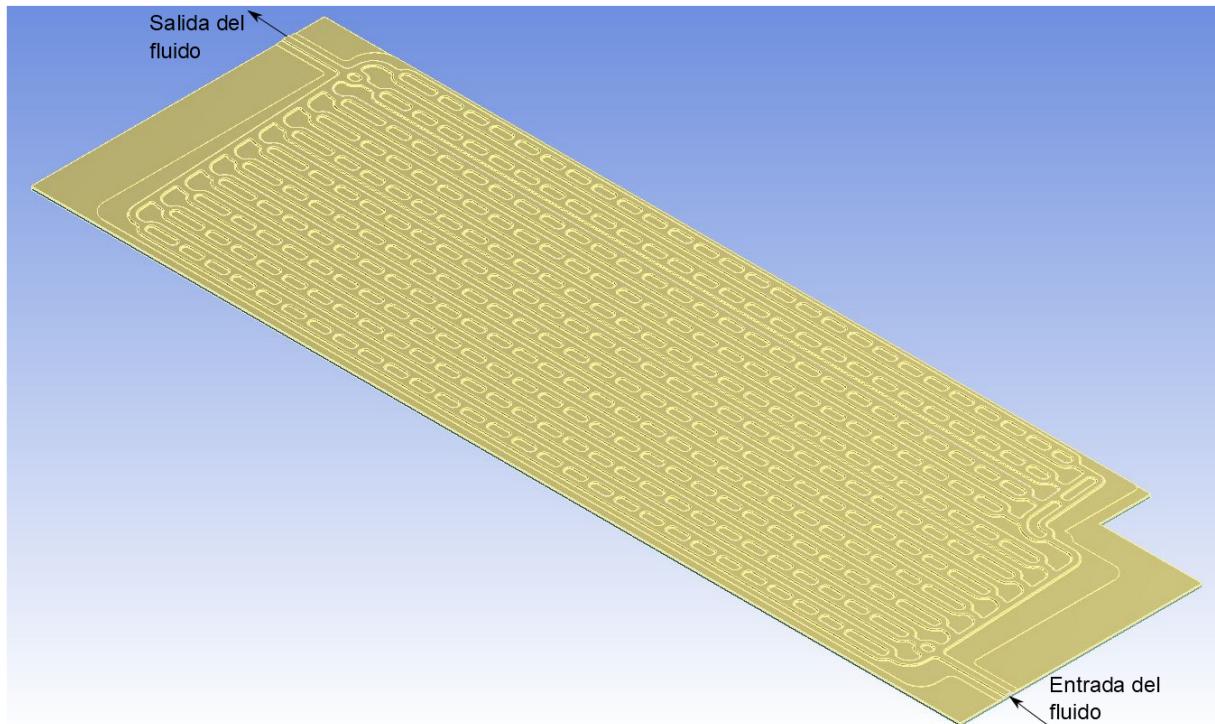


Figura 1.7: Geometría del modelo medio panel

---

## CAPÍTULO 2

# Estudio del cuerpo fluido

---

Para el análisis del intercambiador de calor es preciso conocer el comportamiento del fluido, siendo la distribución de velocidades y presiones los aspectos más importantes. Se debe analizar el fluido en los elementos singulares, como son la entrada y salida del intercambiador, y los canales. Estos datos deben ser conocidos e interpretados para conocer el comportamiento del flujo. Una vez conocidos los factores del fluido y el comportamiento que se deriva de ellos, se pueden modificar para mejorar el panel híbrido.

## 2.1 Caracterización del cuerpo fluido

---

En primer lugar se define el fluido determinando sus características, como son la geometría (Figura 1.1), las velocidades y el tipo de régimen del fluido. Todo lo anterior es necesario para poder elaborar el modelo correspondiente, y aplicar las ecuaciones que mejor modelicen el fluido.

La geometría del cuerpo fluido se puede dividir diferentes zonas (Figura 2.1). Las medidas que definen las distintas zonas de la geometría se recogen en el Anexo A.1.1.

- Mitad del cuerpo fluido o circuito
- Entrada y salida de los canales
- canales
- Subcanal
- Eslabón

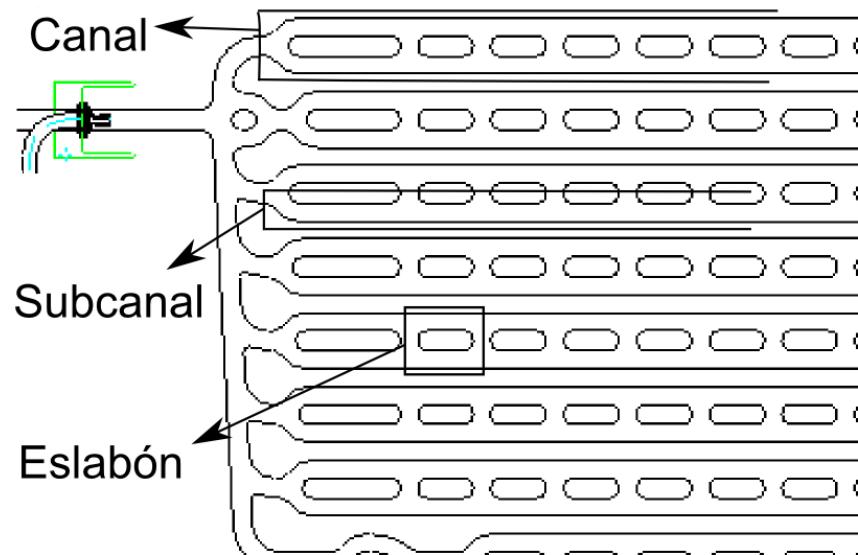


Figura 2.1: Subgeometrías del cuerpo fluido

Cada zona tiene su respectiva geometría, y por tanto, una velocidad diferente para un caudal de entrada nominal de 98 l/h (Tabla 2.1). La obtención de las velocidades queda explicada en el Anexo A.1.2.

| Zona del colector    | Velocidad(m/s) |
|----------------------|----------------|
| Entrada del circuito | 0,765          |
| Entrada del canal    | 0,083          |
| Subcanal             | 0,0415         |
| Entrada del eslabón  | 0,0278         |

Tabla 2.1: Velocidades en las distintas zonas del colector para un caudal de 98 l/h

El número de Reynolds que se obtiene en los subcanales es de 127 (Anexo A.2). Esta muy por debajo del régimen de transición y por tanto se puede determinar que el flujo es laminar. Al modelo CFD se aplican las ecuaciones para flujo laminar, lo cual facilita los cálculos.

## 2.2 Modelo canal

El intercambiador de calor se compone de dos circuitos, poseyendo así una simetría que permite reducir la geometría (Figura 1.1).

El intercambiador se compone de 11 canales, que excepto por los elementos singulares de la entrada y la salida son todos iguales. Estudiando un canal, se puede conseguir una idea aproximada del comportamiento de todo el intercambiador. Todos los canales se forman por elementos que denominaremos eslabón. Los canales se componen de 24 o 26 eslabones estándar, más el de entrada y salida, que son más alargados para favorecer la entrada y salida del flujo, permitiendo que el fluido se desarrolle mejor.

Se realiza el modelo del canal para simplificar la geometría, suponiendo que el caudal se distribuye uniformemente por todos los canales. De esta manera se puede afinar la malla y conseguir resultados más precisos. Posteriormente se observa como se comporta el fluido. Es de interés conocer cómo se desarrollan los perfiles de velocidad, así como se distribuyen las presiones. Cuando se realicen las simulaciones de un circuito, al ser una geometría más extensa, la malla no podrá tener la precisión del modelo canal. Tener los resultados para una malla fina y que aporte confianza, permite asegurar o descartar los resultados del modelo de un circuito.

### 2.2.1 Geometría del modelo canal

La geometría del modelo consiste en uno de los 22 canales que componen el colector completo (Figura 2.2). Esta compuesto de 26 eslabones, siendo el eslabón ubicado en la entrada del fluido el más largo.



Figura 2.2: Geometría del modelo canal

### 2.2.2 Malla del modelo canal

Se elabora la malla del modelo con elementos tetraédricos. Se añade la función inflación para conseguir elementos más finos en las paredes del fluido (Figura 2.3). Se consigue una malla fina y precisa (Figura 2.4) con casi cuatro millones de elementos (Tabla 2.2).

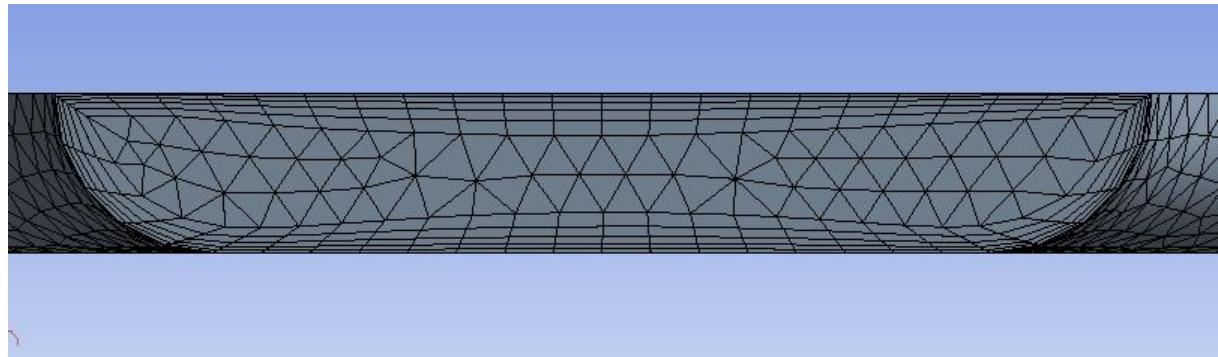


Figura 2.3: Vista transversal de la malla en la entrada del canal

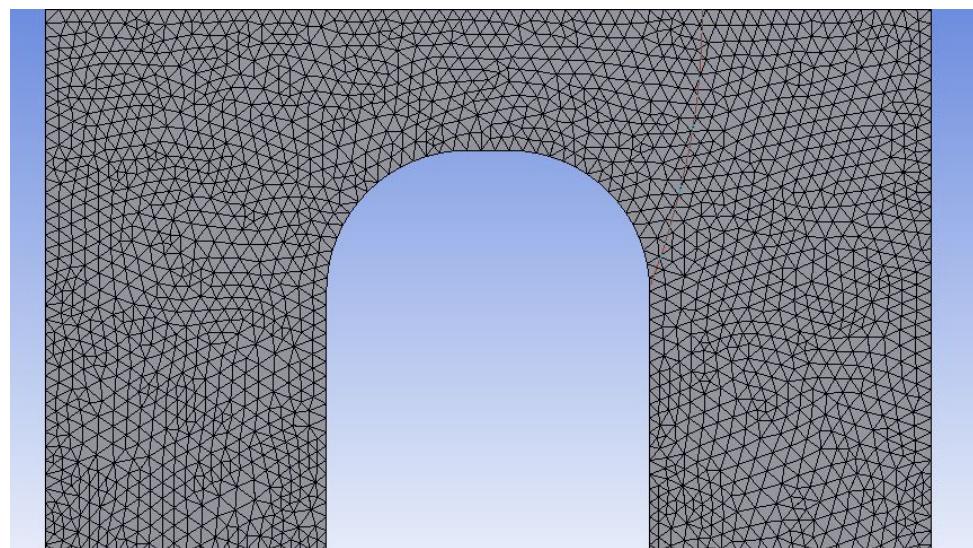


Figura 2.4: Vista superior de la malla (medio eslabón)

| Número de elementos | Elementos en el espesor del fluido |
|---------------------|------------------------------------|
| 3.900.000           | 12                                 |

Tabla 2.2: Características de la malla del canal

### 2.2.3 Análisis de velocidades en el canal

Se realiza una simulación con un caudal de entrada de 98 l/h, siendo la velocidad de entrada al canal de 0,083 m/s (Anexo A.1.2). Posteriormente se analizan los resultados para observar el fluido a través del canal.

Analizando la entrada del canal (Figura 2.5), se ve como el fluido entra y se subdivide entre los dos subcanales. El flujo se desarrolla rápidamente y establece un patrón de velocidades que se mantiene en todo el canal.

Si se observa el flujo en los eslabones (Figura 2.6), se ve como el fluido recorre los subcanales. En la zona entre eslabones, este se desvía levemente hacia el interior. En la parte del fluido que se encuentra entre eslabones, en la parte central, la velocidad es próxima a cero. Este tipo de diseño con dos subcanales entrelazados se debe a que si existieran imperfecciones, o el flujo fuera mayor en uno de los dos subcanales, acabaría equilibrándose.

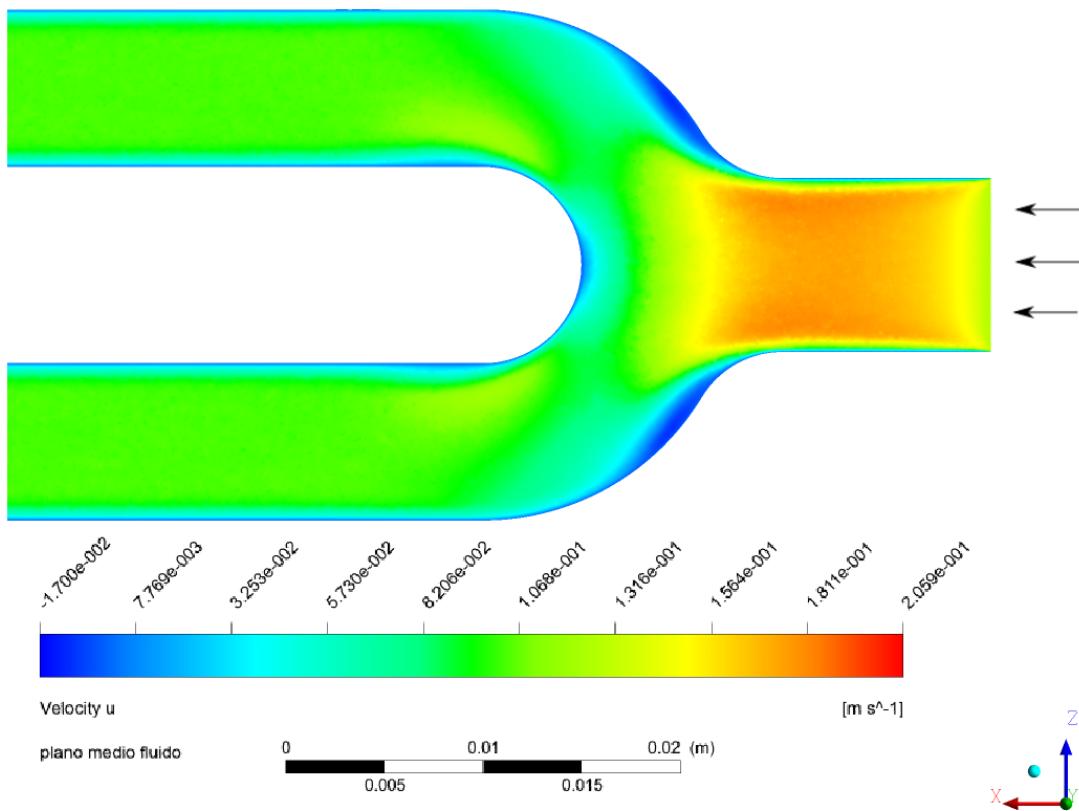


Figura 2.5: Contorno de velocidades en la entrada del canal

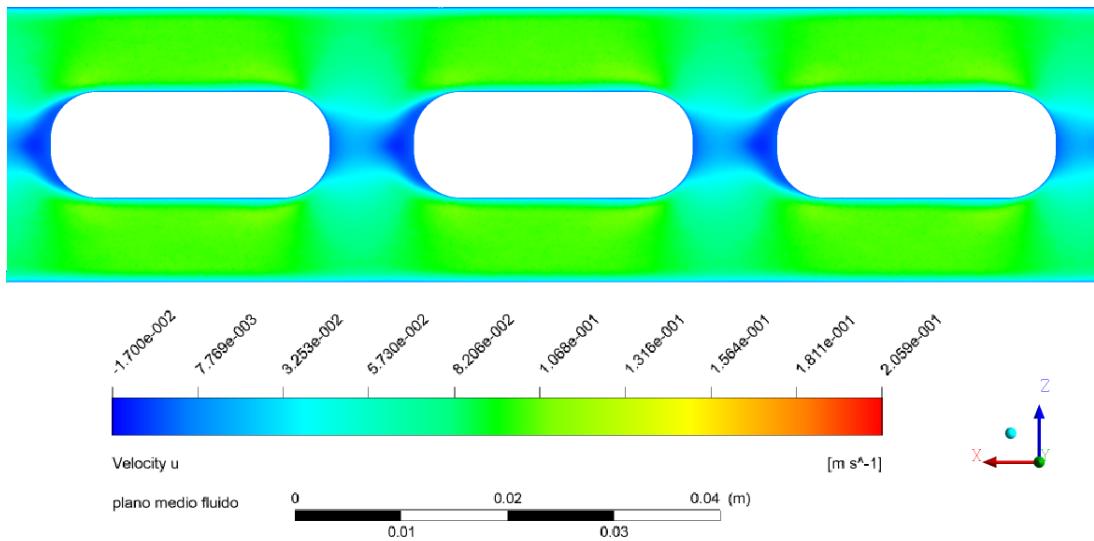


Figura 2.6: Contorno de velocidades en el la zona intermedia del canal

Si se observa la salida del canal, se ve como converge el fluido de los dos subcanales en la salida, aumentando la velocidad (Figura 2.7).

Si se analizan los vectores se comprueba lo dicho anteriormente (Figura 2.8). El fluido circula por los subcanales desviándose levemente en la zona entre eslabones, donde la velocidad es casi nula.

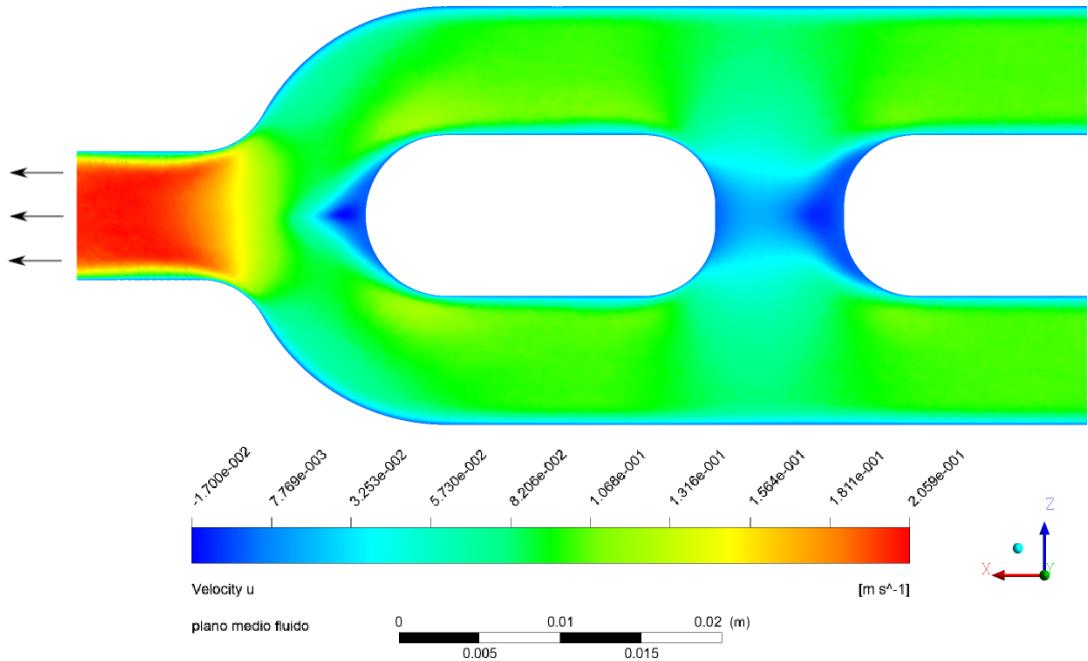


Figura 2.7: Contorno de velocidades en la salida del canal

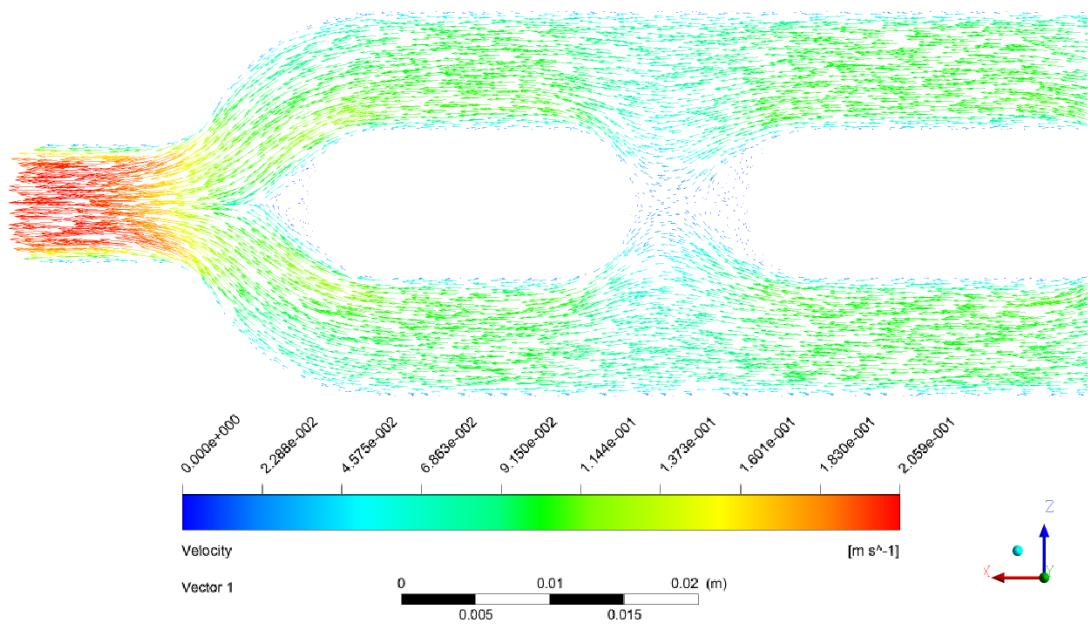


Figura 2.8: Vectores de velocidad en la salida del canal

Se puede ver que el flujo es estable, sin la existencia de turbulencias. También se adapta rápidamente y se encuentra desarrollado en el primer eslabón.

## 2.2.4 Distribución de presiones en el canal

Una vez observado el flujo en el canal, y analizado el comportamiento de la distribución de velocidades, se analiza la distribución de presiones.

Para el estudio de las presiones se subdivide el canal en partes, de esta manera se obtienen de manera separada los saltos de presión (Figura 2.9). La malla del modelo es la misma que para el modelo canal 2.2.2.

La entrada y la salida, se componen de geometrías más complejas, al ser elementos singulares los saltos de presión serán mayores que en el resto de los eslabones. Por otro lado se separan los tres primeros eslabones (Eslabones 1,2 y 3), para determinar cuando se estabilizan las presiones y se puede concluir por tanto, que el flujo está desarrollado. Se analiza un eslabón intermedio (Eslabón 4), que será el que posea un flujo completamente desarrollado.

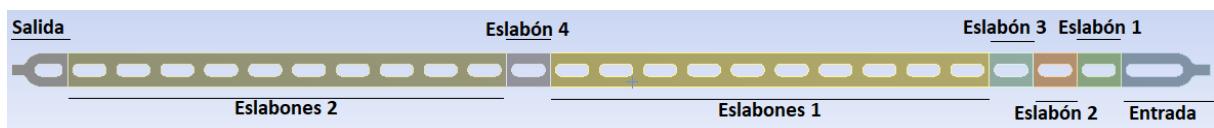


Figura 2.9: Geometría del modelo canal dividido

En resumen el canal se divide en las siguientes partes:

- Entrada del canal
- Eslabón 1
- Eslabón 2
- Eslabón 3
- Eslabones 1
- Eslabón 4
- Eslabones 2
- salida del canal

## 2.2.5 Análisis de la distribución de presiones en el canal

Se recogen los saltos de presión obtenidos en cada zona (Tabla 2.3), siendo E1 el eslabón 1, E2 el eslabón 2 y así sucesivamente. Se define como  $\Delta P$  entrada al salto de presión en el eslabón a la entrada del canal, y  $\Delta P$  salida al salto de presión dado en el último eslabón. Finalmente se define como  $\Delta P$  canal al salto de presión total que se da en el canal.

Los saltos de presión obtenidos a la entrada son mayores que a la salida, excepto en los caudales más elevados. Ambas pérdidas de entrada y salida, siempre son mayores que las pérdidas en los eslabones.

Si se compara el salto de presión obtenido para los caudales más bajos (49 l/h, 68,8 l/h), el eslabón 1 y el eslabón 4 poseen saltos de presión muy similares. Por tanto, se puede concluir que el flujo está prácticamente desarrollado. Para los caudales más elevados (196 l/h, 245 l/h) se aprecia que hay variaciones leves en los saltos de presión en los eslabones de entrada, costando más que el flujo se desarrolle.

| Caudal (l/h) | v (m/s) | $\Delta P$ entrada (Pa) | $\Delta P$ salida (Pa) | $\Delta P$ E <sub>1</sub> (Pa) | $\Delta P$ E <sub>2</sub> (Pa) | $\Delta P$ E <sub>3</sub> (Pa) | $\Delta P$ E <sub>4</sub> (Pa) | $\Delta P$ canal (Pa) |
|--------------|---------|-------------------------|------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|-----------------------|
| 49           | 0,041   | 12,25                   | 9,94                   | 4,58                           | 4,58                           | 4,58                           | 4,58                           | 132                   |
| 68,6         | 0,058   | 17,59                   | 15,08                  | 6,51                           | 6,51                           | 6,51                           | 6,50                           | 189                   |
| 98           | 0,083   | 26,08                   | 23,84                  | 9,33                           | 9,32                           | 9,33                           | 9,32                           | 273                   |
| 127          | 0,107   | 35,51                   | 34,49                  | 12,46                          | 12,53                          | 12,45                          | 12,33                          | 367                   |
| 147          | 0,124   | 42,21                   | 44,54                  | 14,62                          | 14,48                          | 14,55                          | 14,08                          | 430                   |
| 196          | 0,166   | 60,72                   | 62,83                  | 19,84                          | 91,84                          | 91,88                          | 91,03                          | 589                   |
| 245          | 0,207   | 81,47                   | 88,74                  | 26,24                          | 26,23                          | 26,05                          | 25,89                          | 800                   |

Tabla 2.3: Saltos de presión en las diferentes zonas del canal

Se representan gráficamente los saltos de presión en función de la velocidad axial. Para el eslabón 4, las pérdidas de carga poseen una regresión lineal (Figura 2.10). Era de esperar para un flujo laminar, como se muestra en el Anexo A.3.

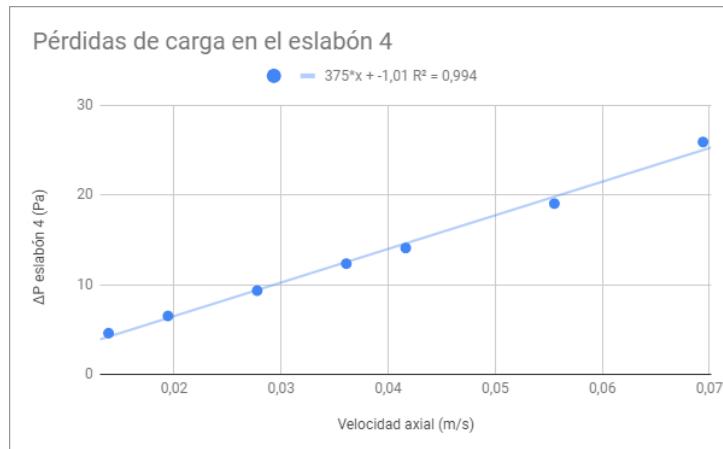


Figura 2.10: Curva de pérdidas de carga en el eslabón 4

Mientras que para el eslabón de entrada como se muestra en la siguiente gráfica (Figura 2.11), la regresión obtenida es polinómica. Al ser un elemento singular como es la bifurcación del fluido, el salto de presión obtiene una relación cuadrática con la velocidad.

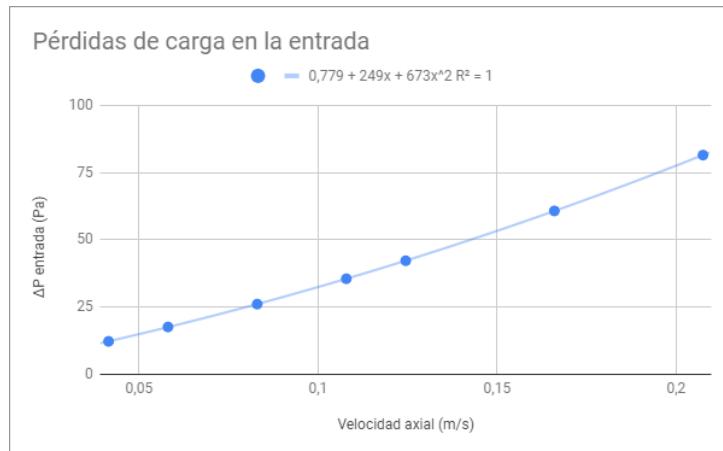


Figura 2.11: Curva de pérdidas de carga en el eslabón de entrada

Como conclusiones finales, podemos determinar que el flujo se desarrolla prácticamente en la entrada del canal y las pérdidas en el eslabón tienen un carácter lineal con la velocidad.

## 2.3 Modelo medio colector

Se realiza un modelo CFD de la mitad del cuerpo fluido de un circuito debido a la complejidad de la geometría. Los elementos a la entrada y salida del circuito son complejos de modelar teóricamente y se necesita conocer con precisión el comportamiento del fluido. Con este modelo se busca conocer la distribución de presiones y velocidades del fluido, sobretodo la distribución del caudal por los diferentes canales.

### 2.3.1 Geometría del modelo medio colector

Al existir simetría en el colector, se simplifica la geometría. Dicha geometría se constituye por la mitad del cuerpo fluido del panel solar híbrido (Figura 2.12). La geometría consta de 11 canales que subdividen el flujo. Tanto la entrada como la salida son elementos de alto interés, pues poseen formas complejas que determinan la distribución del fluido.

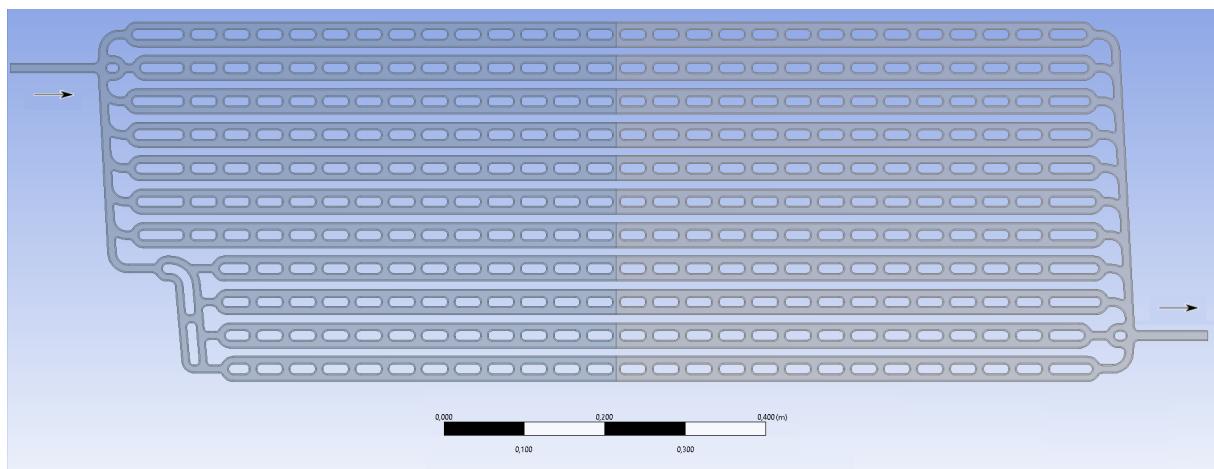


Figura 2.12: Geometría del modelo medio colector

### 2.3.2 Malla del modelo medio colector

Se elabora la malla con elementos tetraédricos, y se introduce la función inflación para afinar los elementos en las paredes del fluido (Figura 2.13).

La malla se compone de 26 millones de elementos (Tabla 2.4). Es un número elevado de elementos, pero no lleva al límite los recursos computacionales, consumiendo 27 GB de RAM.

Las simulaciones convergen lentamente pero no exceso, el tiempo de calculo es del orden de medio día (Figura 2.14).

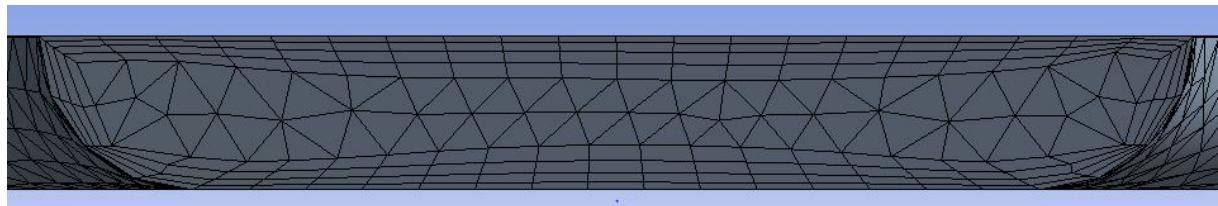


Figura 2.13: Vista transversal de la malla en la entrada del colector

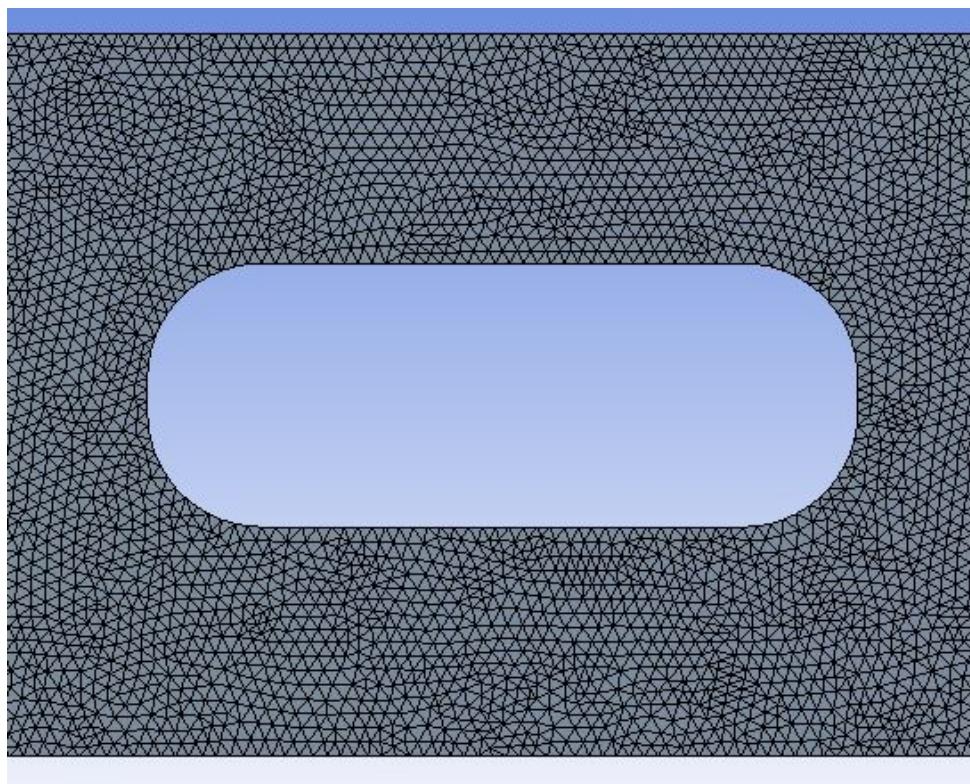


Figura 2.14: Vista superior de la malla(medio eslabón)

| Número de elementos | Elementos en el espesor del fluido |
|---------------------|------------------------------------|
| 28.800.000          | 10                                 |

Tabla 2.4: Características de la malla del modelo medio colector

### 2.3.3 Simulación y análisis de los resultados del modelo medio colector

Se realiza una simulación con el caudal de entrada de 98(l/h). Se impone una velocidad de entrada al circuito de 0,765 m/s (Anexo A.1.2).

Los objetivos de la simulación son:

- Observar el comportamiento del fluido en el intercambiador "roll bond"
- Obtener la distribución de los caudales por el intercambiador
- Obtener el salto de presión que se da en un circuito

Al ser una geometría compleja, es necesario utilizar el algoritmo "coupled" integrado en ANSYS fluent, a diferencia del método común que es el "simple". En este algoritmo la presión y la velocidad se resuelven a la vez [7]. El cálculo por iteración es mas lento, sin embargo, converge en menos iteraciones.

#### 2.3.3.1 Convergencia de las simulaciones en el modelo medio colector

Se analiza la convergencia de los residuales, se observa como el error de las ecuaciones desciende progresivamente (Figura 2.15). Se puede concluir que la simulación converge adecuadamente.

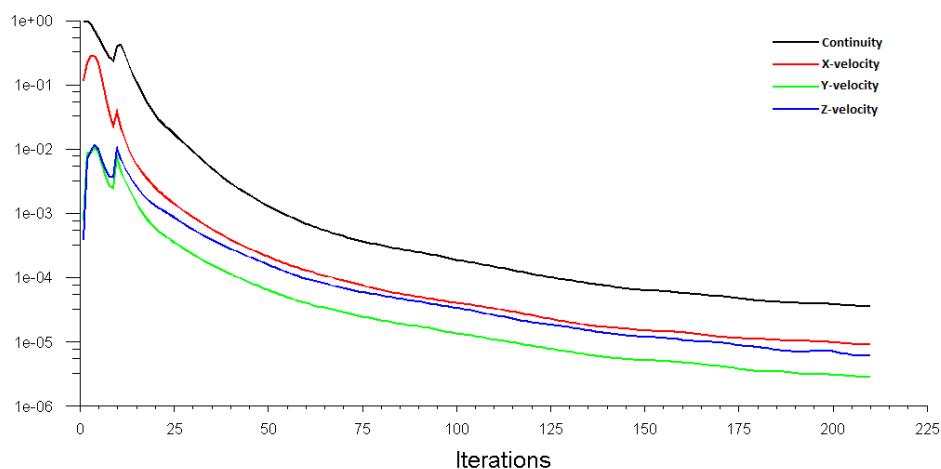


Figura 2.15: Residuals del modelo medio colector

La convergencia de la presión es bastante buena (Figura 2.16), converge en pocas iteraciones, aproximadamente 75. No presenta ruidos ni fluctuaciones.

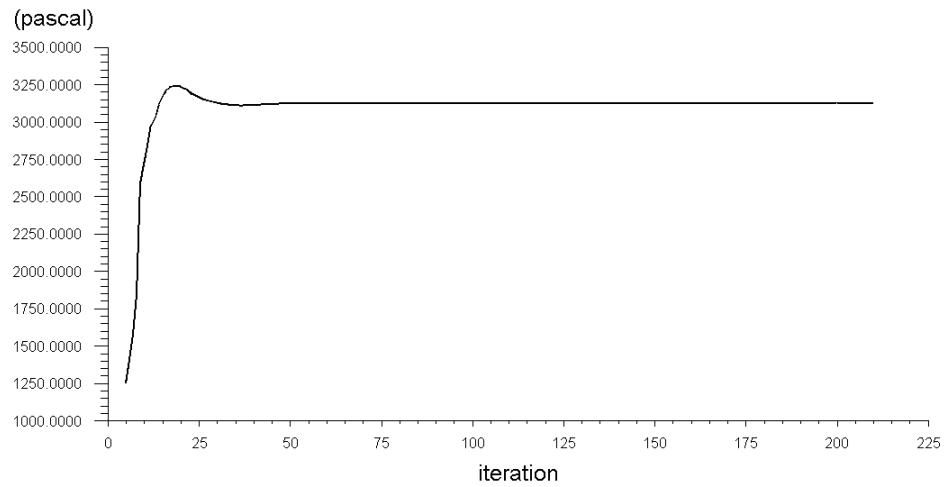


Figura 2.16: Convergencia de la presión del modelo medio colector

Por otro lado, la convergencia de la velocidad sí que presenta una fluctuación (Figura 2.17), pero converge también sobre las 75 iteraciones.

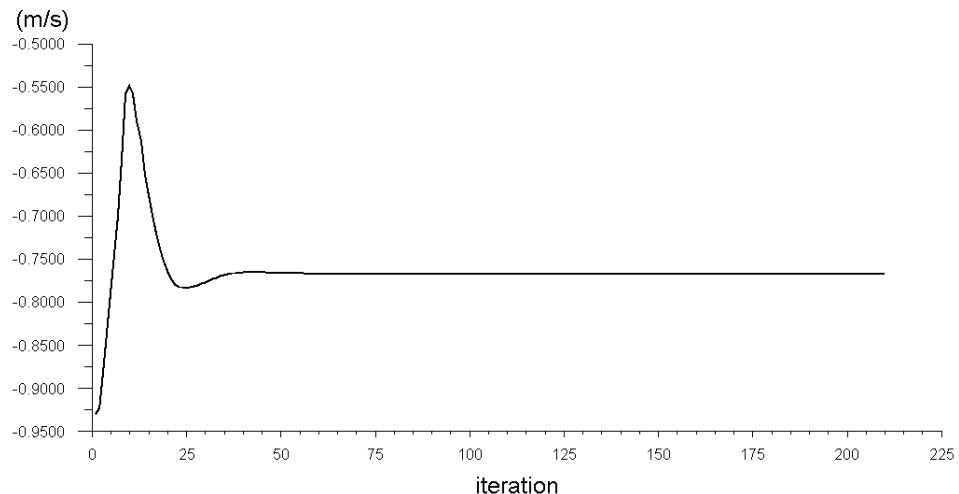


Figura 2.17: Convergencia de la velocidad del modelo medio colector

### 2.3.3.2 Distribución de presiones y velocidades en el colector

Una vez realizada la simulación se extraen los contornos de presión y velocidad.

Las presiones en el colector destacan un gradiente diagonal que cruza desde la entrada a la salida (Figura 2.18). La presión dinámica se deja ver en el canal de la entrada. Se observa como algunos canales tienen mayor gradiente de presión, estos canales deben de poseer las mayores velocidades. Todos presentan mayor presión a la entrada del canal, como era de esperar.

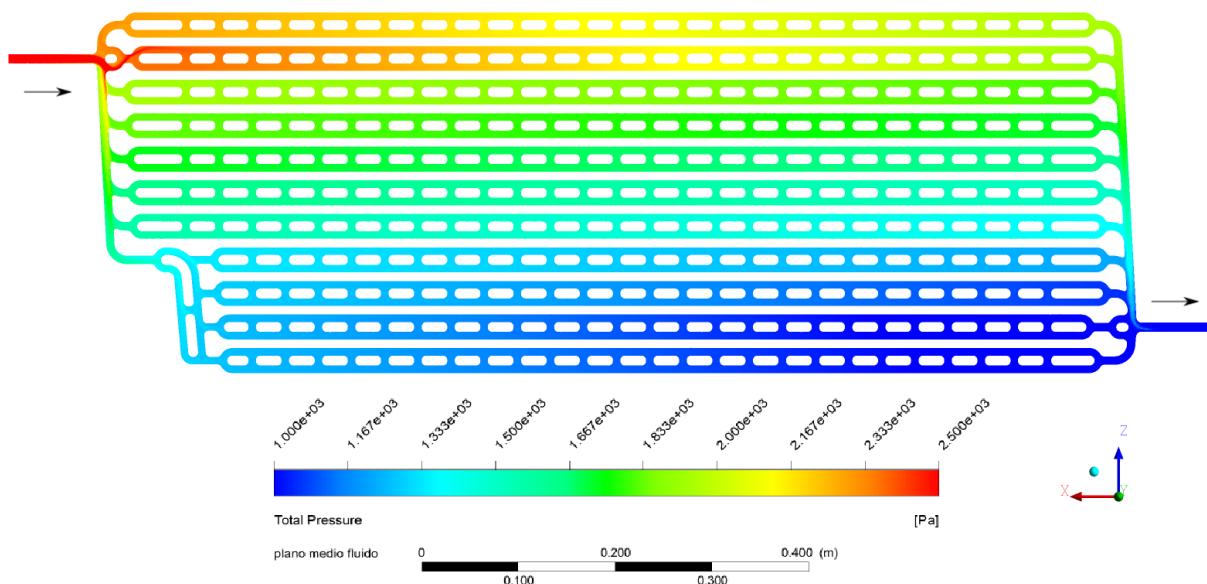


Figura 2.18: Contorno de presiones en el rango(1000-2500)Pa

Debido a que la velocidad en la entrada es mucho mayor que la que circula por los canales, se reduce el rango de velocidades en la gráfica para poder apreciar mejor las velocidades (Figura 2.19). Los valores salen negativos debido a que la velocidad de entrada es contraria al eje x del sistema de referencia.

Como hemos visto en la imagen de las presiones, el canal con mayor gradiente es a su vez el canal con mayor caudal. La distribución de caudales no es uniforme, de hecho es completamente irregular, los caudales se desvían por los canales que están más próximos a la entrada y la salida.

De los resultados obtenidos para las presiones llegamos a una conclusión interesante. Sabemos que las pérdidas en el colector completo son de 3129 Pa [8], mientras que las pérdidas en el canal son de 273 Pa.

Como los canales están dispuestos en paralelo, y si se simplifica suponiendo que por todos los canales circula el mismo caudal, el salto de presión de un canal es equivalente al de todos

(Tabla 2.5). Esto nos conduce a determinar que el salto de presiones en los canal no llega ni al 9 % del salto de presión total. Es lógico pensar que la gran parte del salto de presión se da en la entrada y la salida del colector, debido a que el caudal es mucho mayor, y a su vez existen codos y elementos singulares que aumentan las pérdidas. En el caso de considerar los caudales irregulares como se ha visto en la distribución de velocidades, el mayor salto de presión sería de 513 Pa. En este caso aún así solo supondría el 16,4 %.

|   |      |
|---|------|
| $\Delta P$ del colector (Pa)                                  | 3129 |
| $\Delta P$ del canal (Pa)                                     | 273  |
| $(\Delta P \text{ canal}) / (\Delta P \text{ colector}) (\%)$ | 8,7  |

Tabla 2.5: Comparación de las pérdidas de carga en el canal con respecto al colector

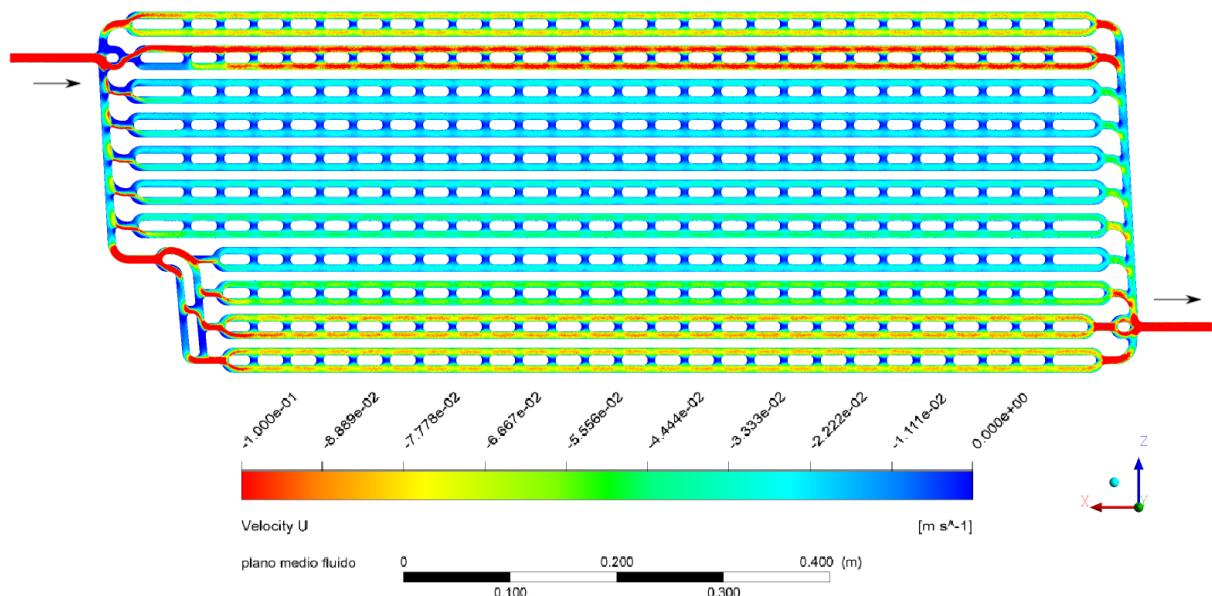


Figura 2.19: Contorno de velocidades en x, en el rango (-0,1;0)m/s

### 2.3.4 Distribución de los caudales en el colector

El colector presenta una distribución no uniforme, como se ha visto anteriormente. Se obtienen los caudales de cada canal y se recogen en la Tabla 2.6. En la siguiente imagen (Figura 2.20) se identifican los canales que componen el colector.

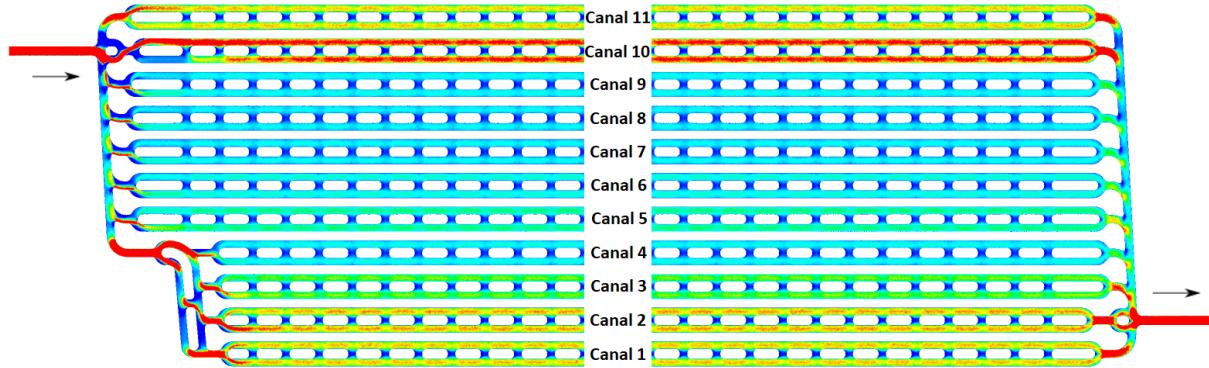


Figura 2.20: Contorno de velocidades en x, en el rango (-0,1;0)m/s con etiquetas

Se ve como un 59 % del caudal total circula por los cuatro canales de los extremos, y un 41 % del caudal en los siete restantes (Tabla 2.6). Esto implica una refrigeración no uniforme y puede provocar pérdidas de eficiencia. Es importante intentar equilibrar los caudales, para mejorar la refrigeración del modulo fotovoltaico, y aumentar el rendimiento eléctrico y térmico del panel.

| canal        | velocidad (m/s) | Caudal(l/h) | Caudal(Kg/s) | Porcentaje del caudal total |
|--------------|-----------------|-------------|--------------|-----------------------------|
| 1            | 0,0374          | 6,64        | 0,00184      | 13,67 %                     |
| 2            | 0,0388          | 6,90        | 0,00192      | 14,20 %                     |
| 3            | 0,0260          | 4,62        | 0,00128      | 9,51 %                      |
| 4            | 0,0134          | 2,38        | 0,00066      | 4,89 %                      |
| 5            | 0,0199          | 3,54        | 0,00098      | 7,29 %                      |
| 6            | 0,0148          | 2,64        | 0,00073      | 5,44 %                      |
| 7            | 0,0126          | 2,24        | 0,00062      | 4,62 %                      |
| 8            | 0,0122          | 2,16        | 0,00060      | 4,45 %                      |
| 9            | 0,0131          | 2,32        | 0,00065      | 4,79 %                      |
| 10           | 0,0487          | 8,65        | 0,00240      | 17,81 %                     |
| 11           | 0,0364          | 6,47        | 0,00180      | 13,33 %                     |
| Suma canales | -               | 48,545      | 0,01348      | 100 %                       |

Tabla 2.6: Distribución del caudal por los canales

Representando en un gráfico de barras los caudales que circulan por cada canal, se ve claramente el protagonismo de los extremos (Figura 2.21).

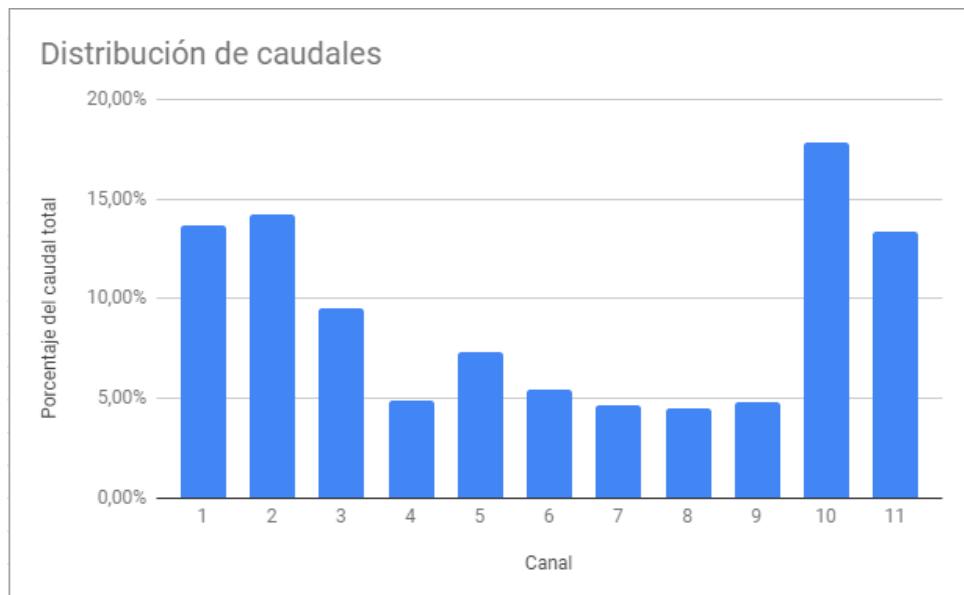


Figura 2.21: Diagrama de barras de la distribución de caudal

## 2.4 Modelo medio colector reducido

---

Se realiza un modelo reducido, en el que se prescinde de los eslabones centrales. La finalidad de este modelo es reducir la geometría para poder afinar la malla, y a la vez reducir el número de elementos. En total se reduce el número de eslabones hasta en un 77 %.

Como los caudales no son idénticos en cada canal, se introduce un salto de presión que proporcione las pérdidas de carga que proporcionaban los eslabones eliminados. La metodología del salto de presión se explica en el Anexo A.4.

Las simulaciones del modelo medio colector convergen lentamente, siendo el tiempo de convergencia de medio día. Reduciendo el modelo se agilizan los cálculos. Se necesita agilizar los cálculos para las varias simulaciones que definan los saltos de presión para diferentes caudales. Posteriormente se puede utilizar el modelo reducido, para aumentar los saltos de presión en los canales con mayor caudal. Con esta acción se pueden equilibrar los caudales. También se pueden obtener los saltos de presión necesarios que se deberían imponer en el modelo experimental para conseguir el equilibrio de los caudales. Si se modifican los caudales y se consigue uniformidad, se puede aumentar el rendimiento térmico. Con una distribución de caudales uniforme se mejora la refrigeración del panel, y por tanto, aumenta el rendimiento eléctrico y térmico.

### 2.4.1 Geometría del modelo medio colector reducido

Debido a que los canales son idénticos, se elabora un modelo reducido que consta de la entrada y la salida (Figura 2.22). Se prescinden de 21 eslabones de cada canal, dejando 69 de los 300 que componen el colector. Se dejan dos eslabones en la entrada para asegurar el desarrollo del flujo.

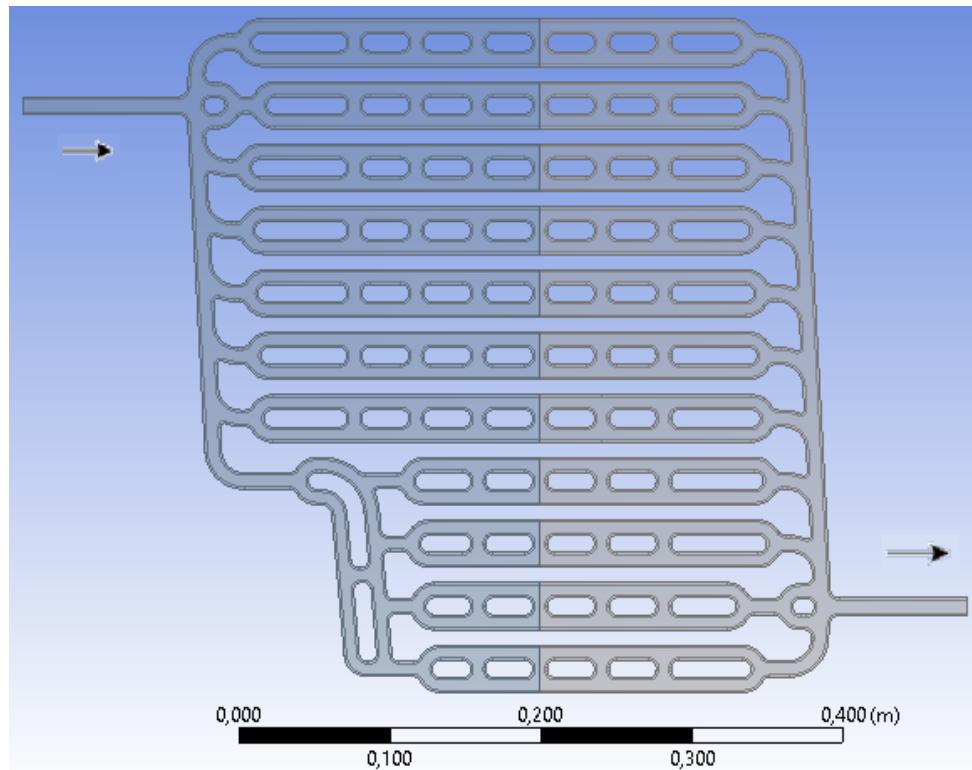


Figura 2.22: Geometría del modelo colector reducido

#### 2.4.2 Malla del modelo medio colector reducido

La malla del modelo es ligeramente más fina que la del colector completo (Figura 2.23). Si en el modelo anterior el tamaño del elemento era de 0,6 mm, en este modelo es de 0,5 mm (Figura 2.24). Por tanto, se consigue una malla más fina con menos elementos con respecto al modelo completo.

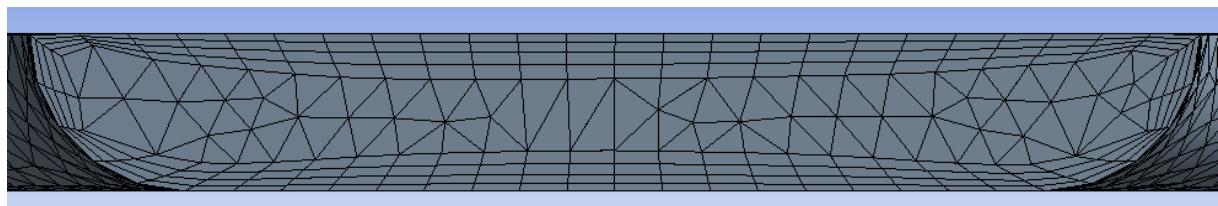


Figura 2.23: Vista transversal de la malla a la entrada del colector

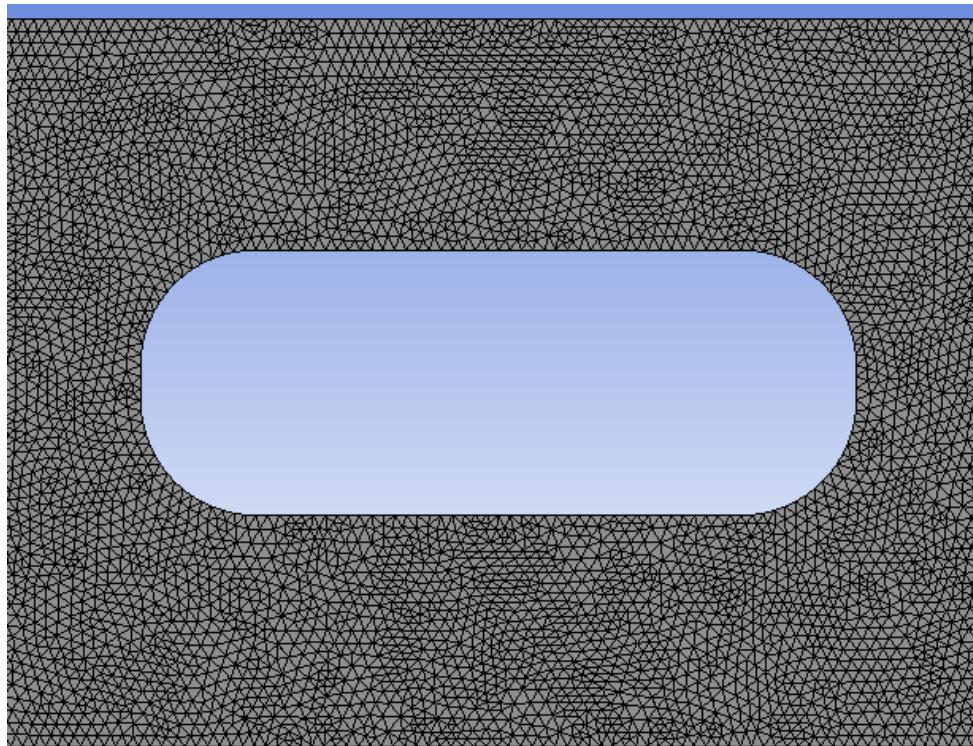


Figura 2.24: Vista de la malla en un eslabón del modelo medio colector reducido

Se consigue reducir la malla en dieciséis millones de elementos menos que el modelo anterior (Tabla 2.7). Reduciendo el número de elementos a menos de la mitad se agilizan sustancialmente las simulaciones.

| Número de elementos | Elementos en el espesor del fluido |
|---------------------|------------------------------------|
| 12.600.000          | 10                                 |

Tabla 2.7: Características de la malla del modelo colector reducido

### 2.4.3 Simulación y análisis de resultados del modelo colector reducido

Se realiza la misma simulación que en el modelo anterior, siendo la velocidad de entrada de 0,765m/s.

#### 2.4.3.1 Convergencia de las simulaciones del modelo medio colector reducido

Se analiza la convergencia de las simulaciones para el modelo medio colector reducido.

Primero se observa como convergen los residuales. El error va descendiendo, pero presenta fluctuaciones (Figura 2.25). El solver "coupled" empleado en la simulación tiene dificultades con los saltos de presión. Por tanto, las fluctuaciones observadas se deben al salto de presión.

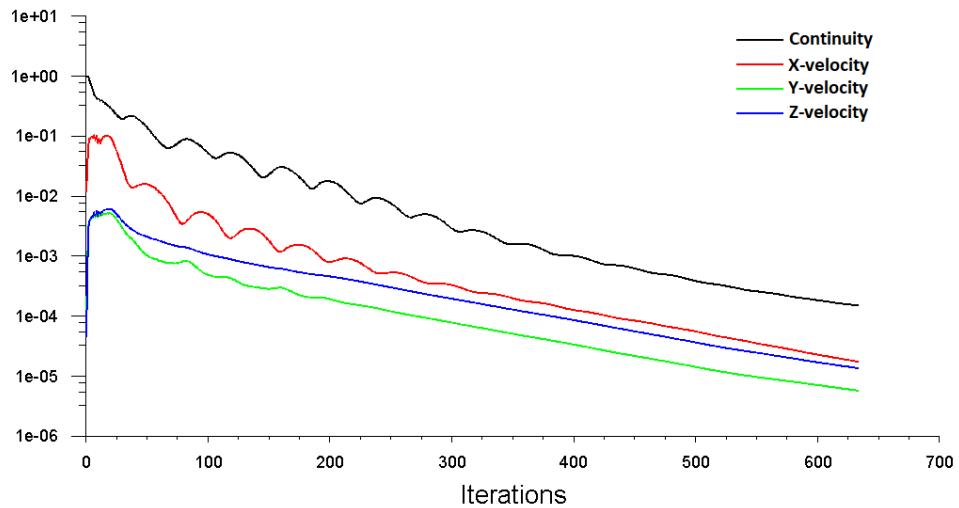


Figura 2.25: Residuals del modelo medio colector reducido

La convergencia de la presión (Figura 2.16), y la velocidad (Figura 2.17) se estabiliza en torno a las 500 iteraciones. El modelo reducido precisa de más iteraciones para converger que el modelo completo, pero realiza dichas iteraciones más rápidamente. Con el modelo medio colector reducido se consigue una buena convergencia en torno a 6 horas. En el modelo medio colector se precisa de medio día para conseguir la convergencia.

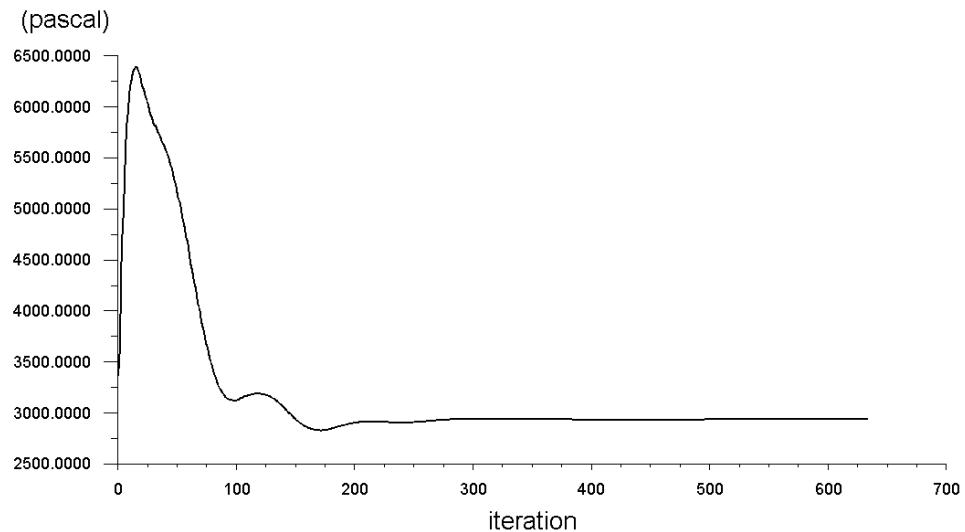


Figura 2.26: Convergencia de la presión del modelo medio colector

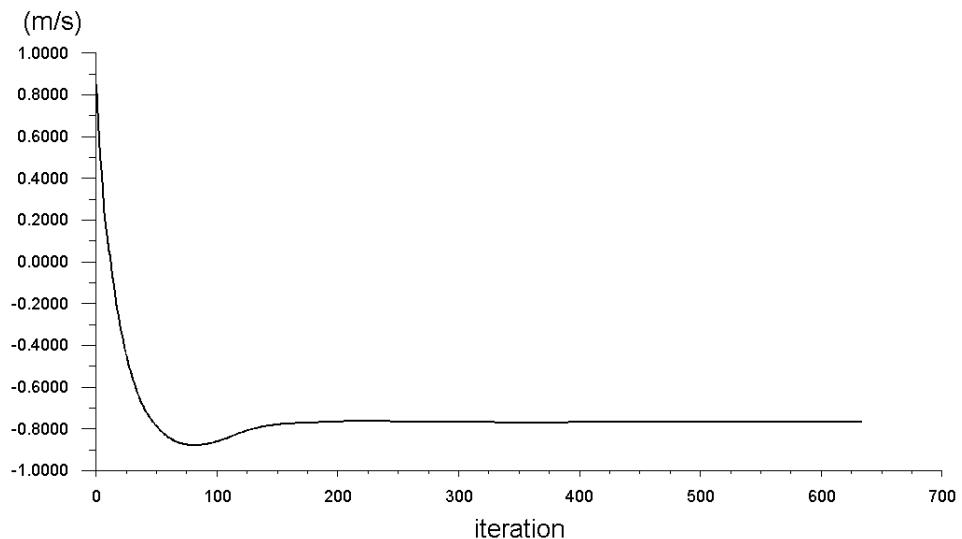


Figura 2.27: Convergencia de la velocidad del modelo medio colector reducido

#### 2.4.3.2 Distribución de presiones y velocidades

Se comparan los contornos de velocidades y los saltos de presión para comprobar la validez del modelo reducido.

El contorno de velocidades obtenido es casi idéntico al obtenido en el modelo completo (Figura 2.28). Se puede concluir que el salto de presión impuesto en la unión de los canales, hace su

función y el modelo reducido es fiel al modelo completo.

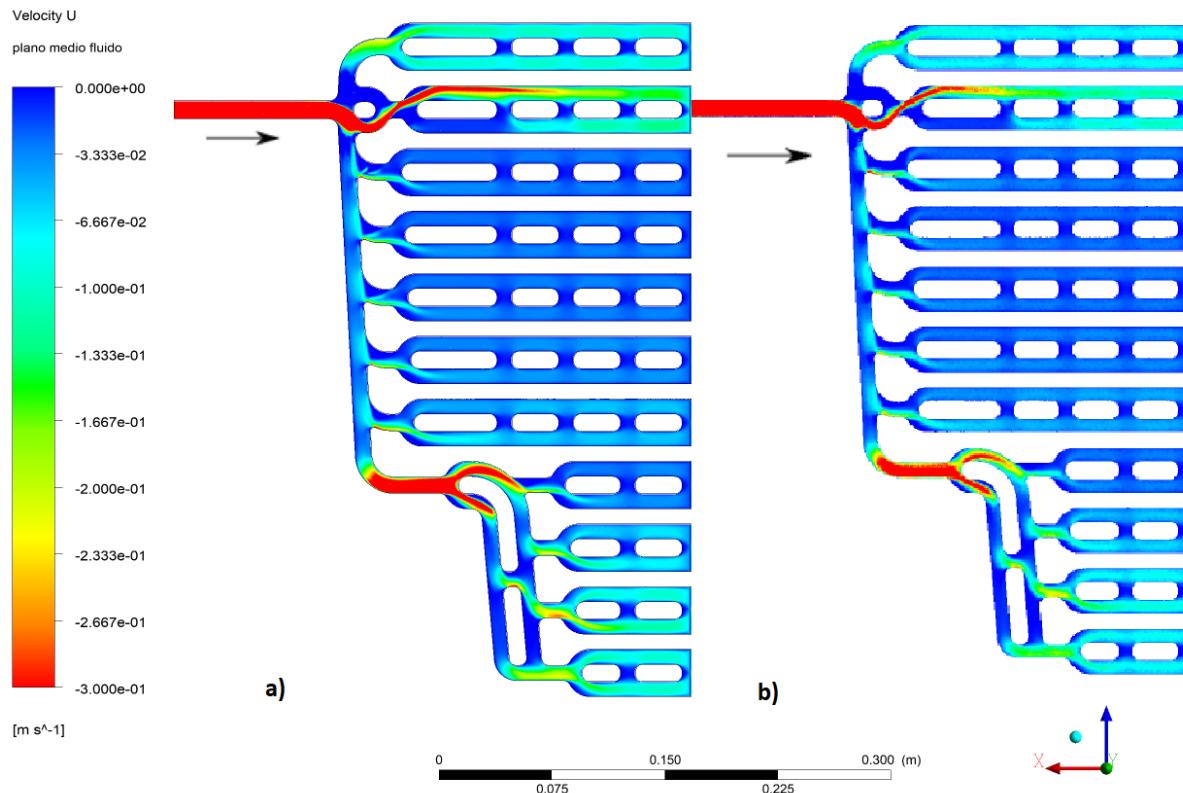


Figura 2.28: Comparación del contorno de velocidad en x, en el rango(-0,3-0)m/s. a) modelo reducido, b) modelo completo

Si se analizan los saltos de presión obtenidos para el medio colector, y el medio colector reducido, se ve que son casi las mismas, con un error del 3,2% (Tabla 2.8). Se puede concluir también que con respecto a las presiones el modelo medio colector reducido es fiel al modelo medio colector.

| Modelo CFD              | Salto de presión (Pa) |
|-------------------------|-----------------------|
| Medio colector          | 3129                  |
| Medio colector reducido | 3230                  |

Tabla 2.8: Salto de presión en los diferentes modelos

El contorno de presiones del modelo reducido queda representado en la siguiente imagen (Figura 2.29). Se ve claramente el salto de presiones en la unión del canal. Los canales con mayor

velocidad presentan un cambio de color más elevado.

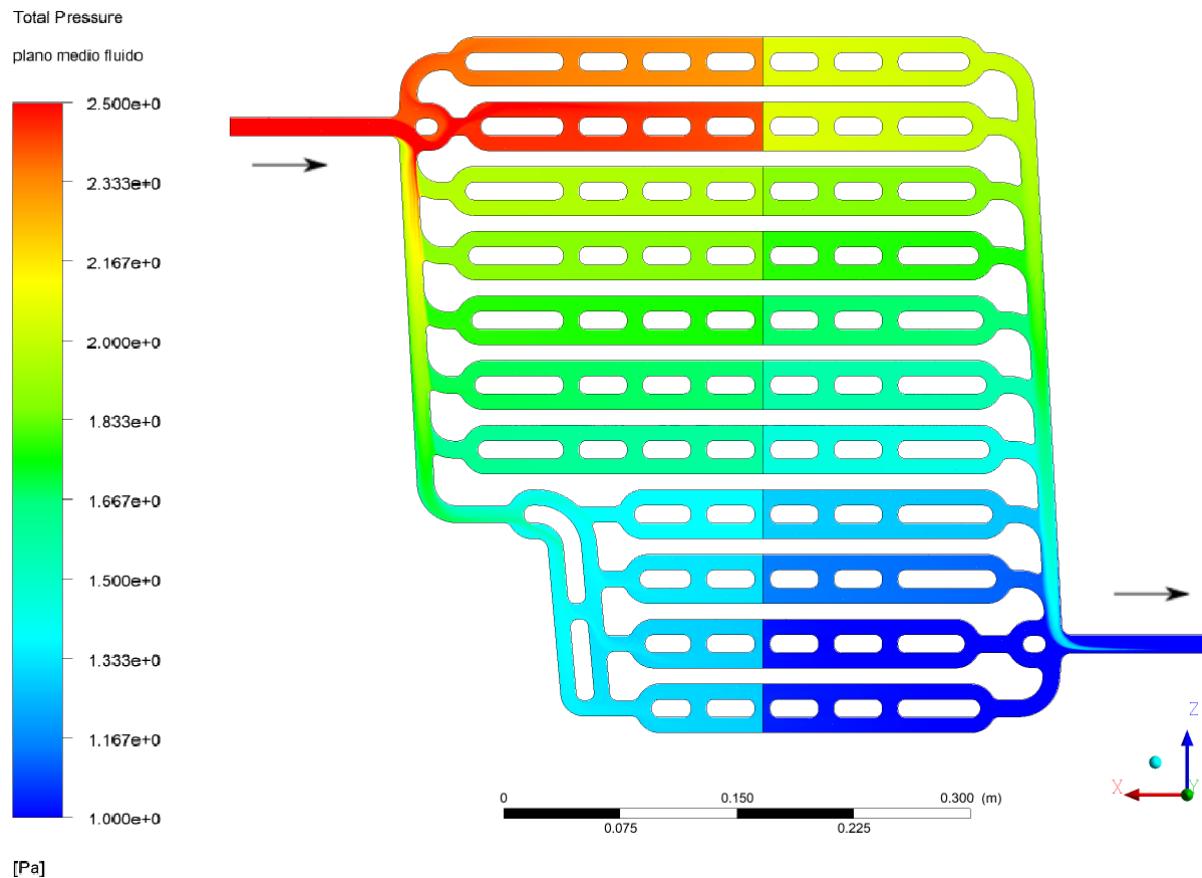


Figura 2.29: Contorno de presiones del modelo colector reducido en el rango (1000-2500) Pa

A través de la comparación de presiones y velocidades queda demostrado que el modelo reducido es fiel al modelo completo. La utilidad de este modelo reside en la agilización de las simulaciones, y en la posibilidad de modificar los saltos de presión en cada canal como se ha comentado anteriormente.

## 2.5 Curvas de pérdidas de carga del panel solar híbrido PVT

Conocer la curva de pérdidas de carga es un punto indispensable de cualquier intercambiador. Al poseer una ecuación que relacione las pérdidas de carga con el caudal, se puede conocer la presión necesaria para operar en el caudal deseado.

Se realizan las simulaciones para los diferentes caudales con el modelo colector reducido, debido a que este modelo converge mas rápidamente.

Se recogen los resultados de los saltos de presión en la Tabla 2.9. Al ser idénticas las dos mitades del panel, el salto de un circuito es igual al del colector.

| Caudal (l/h) | $\Delta P$ (Pa) |
|--------------|-----------------|
| 20           | 410             |
| 49           | 1220            |
| 68,6         | 1920            |
| 98           | 3230            |
| 127,4        | 4650            |
| 147          | 5750            |
| 196          | 8890            |

Tabla 2.9: Saltos de presión en el intercambiador

La curva de pérdidas de carga queda representada gráficamente en la Figura 2.30. De la regresión de la curva se obtiene la ecuación que define las perdidas en función del caudal:

$$\Delta P = 19,961 \cdot Q + 0,1311 \cdot Q^2 \quad (2.1)$$

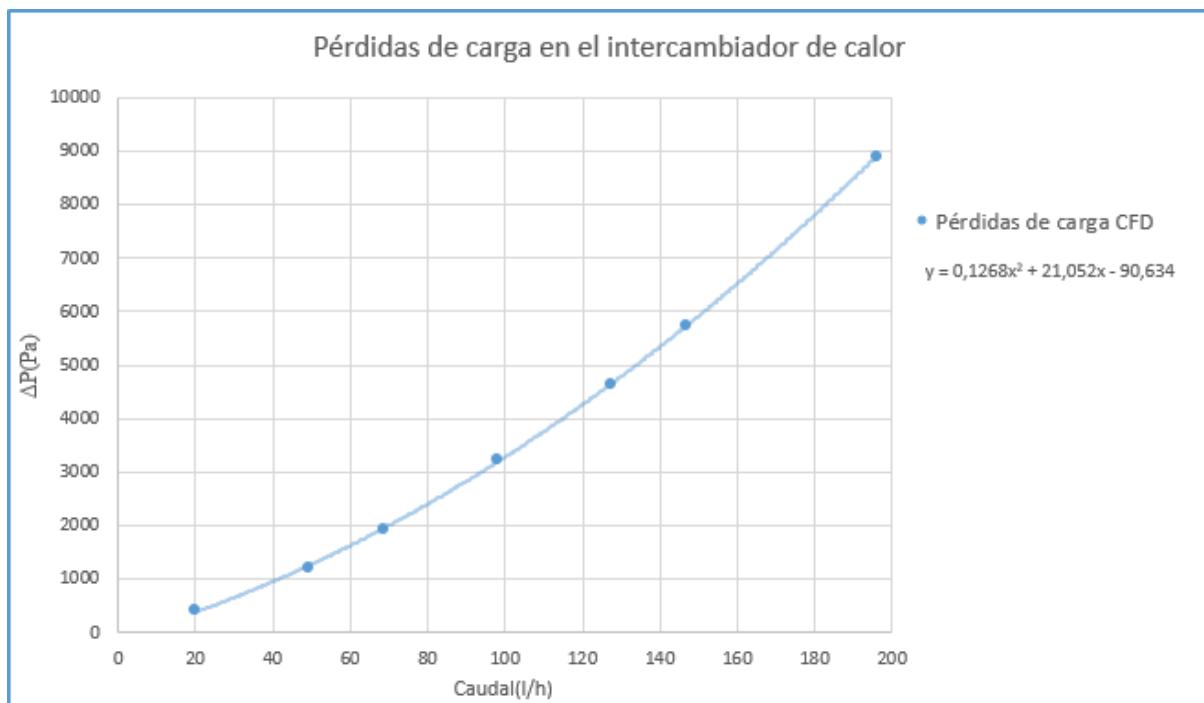


Figura 2.30: Curva de pérdidas de carga CFD

## 2.6 Equilibrado de caudales

---

Al observar la distribución de caudales en el colector, se aprecia una enorme desigualdad. A través del modelo medio colector reducido, se pretende equilibrar la distribución de caudales modificando los parámetros del "*Porous jump*". El "*Porous jump*" es un medio poroso que se impone en el modelo reducido para obtener las pérdidas que aportaban los eslabones eliminados (Anexo A.4). Los parámetros del medio poroso se modifican para aumentar selectivamente el salto de presión en los canales. Aumentando la dificultad de circulación del fluido en los canales con mayor caudal se puede conseguir una distribución uniforme del caudal por el intercambiador. Una vez conseguido, se obtendrán los saltos de presión en cada canal y con ello, cuanto deberían aumentar estos saltos para conseguir un flujo uniforme. La obtención de un flujo uniforme aumentaría la eficiencia del panel solar híbrido PVT.

Para modificar los parámetros del medio poroso sería erróneo basarse en las presiones, debido a que una vez modificado el caudal las presiones cambiarán y entraríamos en un ciclo iterativo con difícil salida.

Por otro lado se puede saber cuánto tendrían que modificarse estos coeficientes fijándose en la dificultad relativa que tiene el flujo para circular por cada canal. Se sigue el método expuesto a continuación:

1. Se recogen en una tabla los caudales de cada canal
2. Se identifica el canal con menor caudal
3. Se dividen los caudales de cada canal entre el caudal menor
4. Se multiplica el coeficiente  $\alpha$  del medio poroso por el resultado de la división anterior
5. Se introduce el nuevo coeficiente en las condiciones de contorno de cada canal
6. Se comprueban los nuevos caudales, si siguen desequilibrados se repite el proceso

Siguiendo el proceso anterior, después de 5 iteraciones se obtiene una distribución de caudales próxima al equilibrio (Tabla 2.10). En la tabla se llama  $Q_{inicial}$  al caudal obtenido en el colector sin modificar ningún parámetro, Y  $Q_{final}$  al caudal que se obtiene con los saltos de presión añadidos para equilibrar la distribución.

Como se ve, el equilibrio no es perfecto, hay diferencias en los caudales de hasta el 1,1 %. Anteriormente existían diferencias de hasta el 13,36 %. Para corregir los caudales en el modelo real sería suficiente con introducir tubos y/o aletas que aumentaran el salto de presión.

| Canal        | $Q_{inicial}(l/h)$ | $Q_{final}(l/h)$ | $Q_{inicial}/Q_{total}(\%)$ | $Q_{final}/Q_{total}(\%)$ |
|--------------|--------------------|------------------|-----------------------------|---------------------------|
| 1            | 6,64               | 4,35             | 13,67                       | 8,77                      |
| 2            | 6,90               | 4,35             | 14,20                       | 8,76                      |
| 3            | 4,62               | 4,44             | 9,51                        | 8,95                      |
| 4            | 2,38               | 4,71             | 4,89                        | 9,50                      |
| 5            | 3,54               | 4,59             | 7,29                        | 9,26                      |
| 6            | 2,64               | 4,73             | 5,44                        | 9,53                      |
| 7            | 2,24               | 4,77             | 4,62                        | 9,62                      |
| 8            | 2,16               | 4,69             | 4,45                        | 9,45                      |
| 9            | 2,32               | 4,55             | 4,79                        | 9,17                      |
| 10           | 8,65               | 4,21             | 17,81                       | 8,49                      |
| 11           | 6,47               | 4,23             | 13,33                       | 8,52                      |
| Suma canales | 48,56              | 49,60            | 100                         | 100                       |

Tabla 2.10: Distribución de caudal inicial y final

En la siguiente imagen (Figura 2.31) se comparan las distribuciones de caudal inicial y final. Se ve una enorme diferencia entre ambas. La distribución corregida no es idónea, pero consigue un flujo uniforme que puede mejorar la eficiencia del panel solar híbrido PVT.

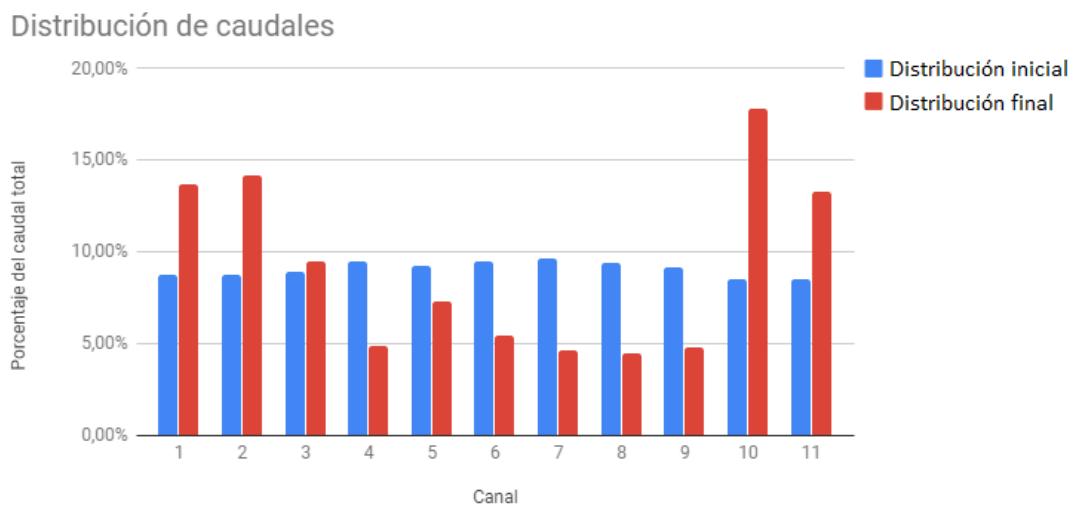


Figura 2.31: Gráfica distribución de caudal inicial y equilibrada

Al representar la velocidad axial a través de los canales se aprecia el equilibrio (Figura 2.32). El fluido diverge de manera equitativa por los canales. Se aprecia claramente como el final de los canales es idéntico para todos.

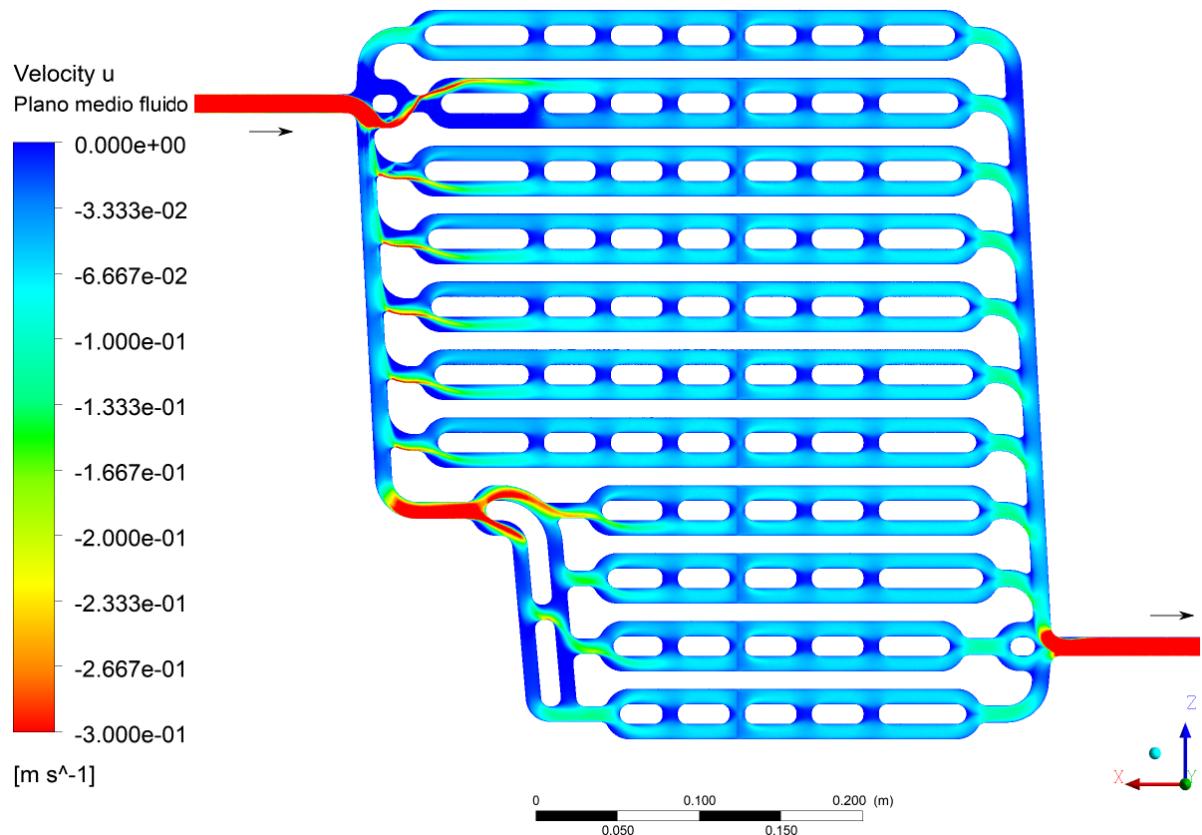


Figura 2.32: Contorno de velocidad en x rango(-0,3 ; 0)m/s

Representando la magnitud de la velocidad se aprecia más claramente como se distribuye el fluido en la entrada y salida del colector (Figura 2.33).

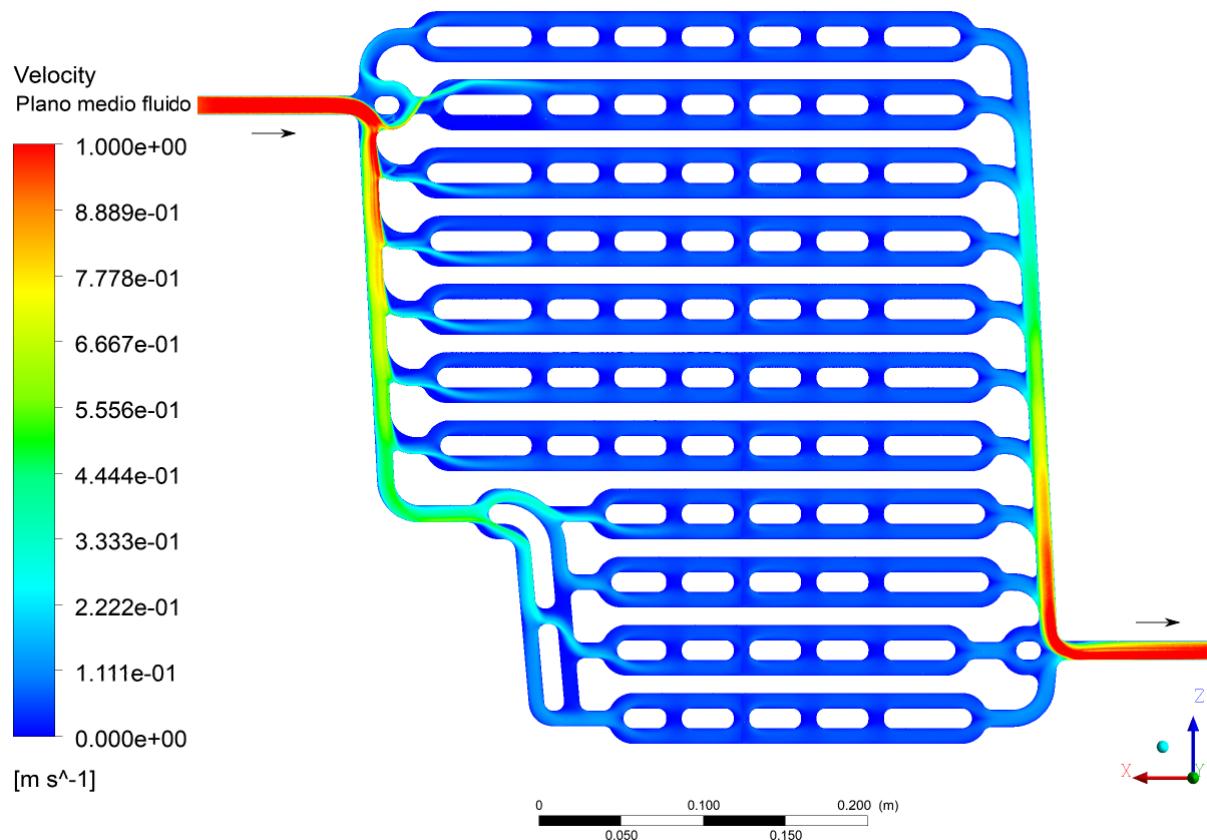


Figura 2.33: Contorno de velocidad

Para equilibrar los caudales es preciso introducir en los canales con mayor caudal elementos que dificulten el paso del fluido. En otras palabras, es necesario aumentar el salto de presión. En la Tabla 2.11 se recoge el valor de la presión, que se ha de incrementar en cada canal.

| canal | $\Delta P$ final(Pa) | $\Delta P$ añadida (Pa) |
|-------|----------------------|-------------------------|
| 1     | 822,65               | 626,78                  |
| 2     | 836,75               | 640,88                  |
| 3     | 660,85               | 464,98                  |
| 4     | 442,88               | 247,01                  |
| 5     | 427,17               | 231,29                  |
| 6     | 298,00               | 102,13                  |
| 7     | 223,35               | 27,48                   |
| 8     | 208,03               | 12,16                   |
| 9     | 244,80               | 48,93                   |
| 10    | 846,50               | 650,63                  |
| 11    | 744,92               | 549,33                  |

Tabla 2.11: Saltos de presión a añadir en los canales

Observando gráficamente el contorno de presiones se observa como se distribuyen las presiones por el colector (Figura 2.34). Cómo se ve, los mayores gradientes de presión se encuentran en los canales que anteriormente poseían los mayores caudales.

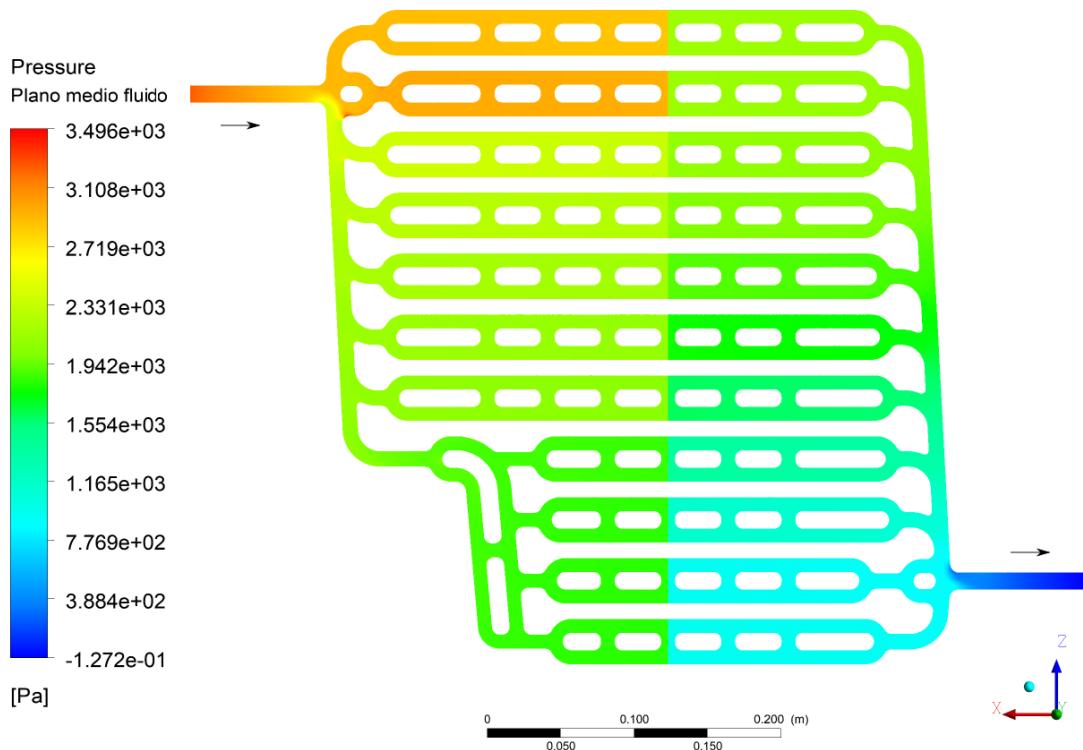


Figura 2.34: Contornos de presión

Un flujo equilibrado por todo el panel, conseguiría posiblemente aumentar la eficiencia térmica, y refrigerar en mayor medida el modulo fotovoltaico, aumentando la eficiencia eléctrica. Para aumentar el salto de presión en los canales, se pueden añadir elementos como tubos o aletas, que dificultan el paso del fluido y a la vez aumentan la superficie de transferencia de calor. Por lo tanto, se mejoraría aún más la eficiencia térmica, sin tener que cambiar por completo el diseño del intercambiador de calor.

Para este trabajo no da tiempo a elaborar un modelo de transferencia de calor con los caudales equilibrados. Se establecen los pasos a seguir para conseguir dicho modelo.

1. Se realiza un modelo del canal, y se introducen diferentes tipos de tubos y aletas
2. Se cuantifican los saltos de presión adicional que proporciona cada elemento
3. Se calcula cuantos elementos y de que tipo habría que añadir en cada canal
4. Se elabora una nueva geometría del intercambiador de calor con los elementos añadidos
5. Se realiza el modelo CFD de la nueva geometría y se extraen los resultados

---

## CAPÍTULO 3

# Transferencia de calor

---

Una vez realizado el estudio del cuerpo fluido, se procede al estudio de la transferencia de calor. Antes de realizar ningún modelo se debe modelar dicha transferencia a través de un balance de energía, y posteriormente describir las condiciones de contorno a introducir en el modelo CFD. Primero se realiza un modelo de un fragmento del panel, que comprende cinco eslabones. En el modelo de los cinco eslabones se introducen las condiciones de contorno, y se estudia la validez y coherencia de los resultados. Una vez comprobado que el modelo es coherente, se obtienen los coeficientes de transferencia de calor para la unidad eslabón. Por último, se realiza un modelo que comprende medio panel híbrido, y con él se obtienen las curvas de rendimiento térmico que nos permitirán compararlo con el modelo experimental.

### 3.1 Capas del panel híbrido y balance de energía

---

Antes de elaborar algún modelo CFD del panel es preciso describir la geometría del panel y los flujos de energía que actúan sobre ella.

Capas que constituyen el panel híbrido Se observa el corte transversal del panel solar híbrido para identificar los elementos que lo componen (Figura 3.1).

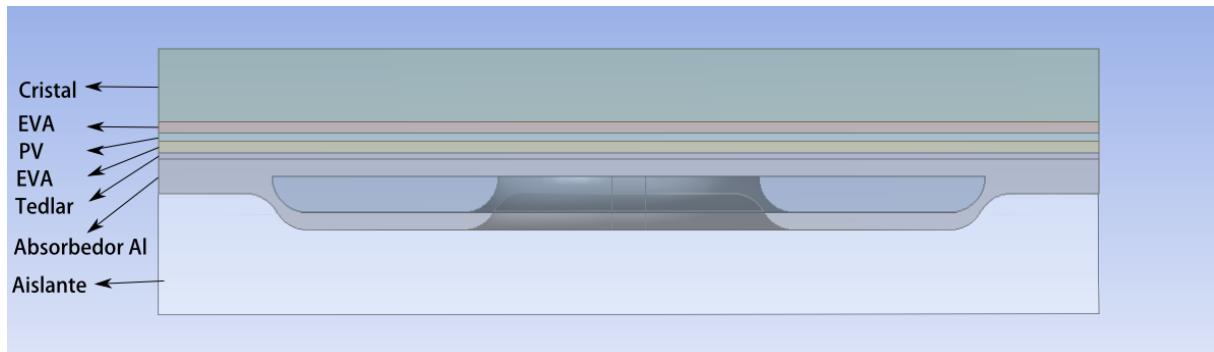


Figura 3.1: Condiciones de contorno

El panel solar híbrido se compone de capas diversas. A continuación se expone la función que desempeña cada capa [9, 3].

#### 1. Cristal templado:

El cristal es templado, y su función es cubrir y proteger el panel. Tiene un alto coeficiente de trasmisividad para facilitar el paso de la radiación solar hasta las células fotovoltaicas.

#### 2. Encapsulante goma EVA:

El etilvinilacetato o EVA es una resina transparente que se sitúa encima y debajo de las células fotovoltaicas. Es un material encapsulante de alta resistencia térmica, y con alta trasmisividad. También previene la fractura de las células frente a las tensiones térmicas.

#### 3. Modulo fotovoltaico:

El modulo se compone de varias células fotovoltaicas. Las células son semiconductores monocristalinos C-Si, y su misión es convertir la radiación solar en electricidad. Las células absorben gran parte del espectro que emite el sol, pero al intervenir el efecto fotoeléctrico solo la radiación de alta frecuencia se convierte en electricidad. El resto, como las radiaciones infrarrojas son convertidas en calor, generando el ascenso de la temperatura.

#### 4. Tedlar:

El tedlar tiene una magnifica adherencia con el EVA, presenta una gran resistencia contra la humedad, los rayos ultra violeta y el calor. Tiene una alta reflectividad incrementando la eficiencia del modulo.

#### 5. Absorbedor de aluminio:

En un colector solar típico encontramos un absorbador en contacto con varios tubos por los que circula agua. En el caso del panel ECOVOLT nos encontramos con un intercambiador de tipo "*Roll bond*", donde el fluido circula entre dos laminas de aluminio. Esta

capa también se podría definir como el intercambiador de calor. La capa del absorbedor tiene una alta conductividad térmica y su función es trasmitir la máxima cantidad de calor al fluido.

#### 6. Aislante:

El aislante está constituido por fibra de vidrio, se sitúa entre el intercambiador de calor y la carcasa inferior. Su función es evitar que el calor se transfiera al exterior, y llegue la máxima cantidad posible al intercambiador de calor.

**Balance de energía en el panel híbrido** En la Figura 3.2 se recogen los diversos flujos de energía que se dan en las capas del panel. Se establece el balance de energía centrándose en las capas. Para simplificar se suponen un flujo de energía unidireccional desde la parte superior del panel hasta la inferior. En el balance la temperatura de una capa se establece como la temperatura de la cara superior de dicha capa.

En el balance se expresan los distintos flujos de calor, posteriormente en la sección reservada para las condiciones de contorno se explican los flujos y se determinan las variables físicas que intervienen en la transferencia de calor.

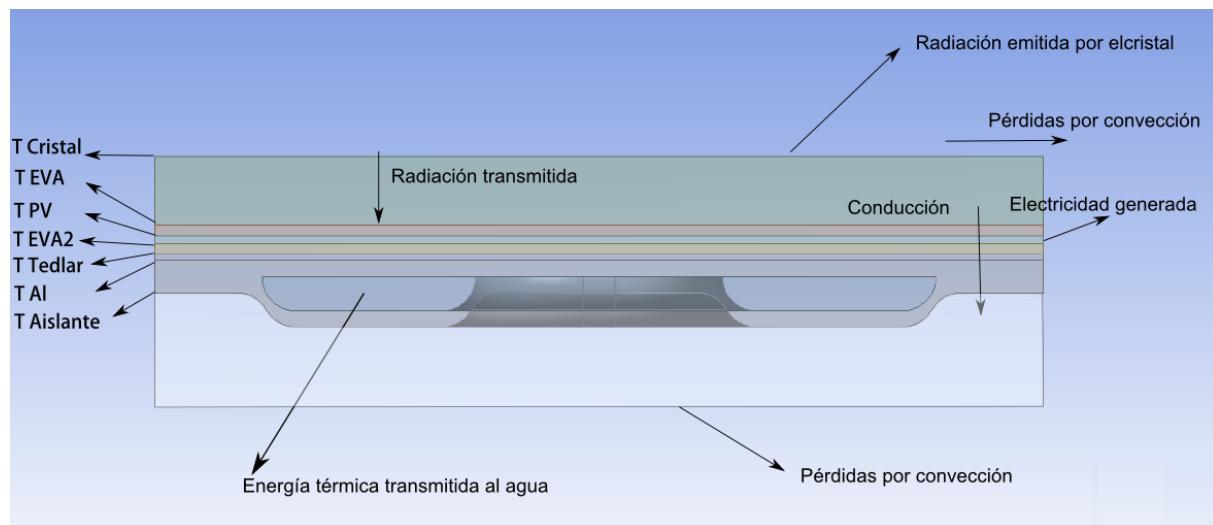


Figura 3.2: Flujos de energía en las capas

#### 3.1.1 Cristal

En el modelo CFD se modeliza que la radiación solar incide directamente en la capa de EVA. A dicha radiación se le aplica el coeficiente ( $\tau\alpha$ ). En la cara superior del cristal se producen

pérdidas por radiación y convección. Por tanto, el calor incidente menos las pérdidas sera el calor transmitido por conducción a las capas inferiores.

$$G_{PV} \cdot A_{PVT} = A_{PVT} (\dot{Q}''_{rad\ cristal} + \dot{Q}''_{conduccion\ EVA} + \dot{Q}''_{Conveccion\ cristal}) \quad (3.1)$$

La radiación solar que incide sobre la capa de EVA se obtiene de:

$$G_{PV} = G \cdot \tau_{cristal\ \lambda\ cortas} \cdot \alpha_{PV\ cortas} \lambda \quad (3.2)$$

### 3.1.2 Módulo fotovoltaico

El calor llega por conducción hasta la capa fotovoltaica. Parte de este calor se transformara en electricidad y el restante llegara a las capas inferiores.

$$A_{PVT} \dot{Q}''_{conduccion\ EVA} = \dot{P}_e + \dot{Q}''_{conduccion\ EVA2} A_{PVT} \quad (3.3)$$

La ecuación que define la potencia eléctrica obtenida es la siguiente:

$$\dot{P}_e = G \cdot \tau_{cristal\ \lambda\ cortas} \cdot \eta_{PV} \cdot A_{PVT} \quad (3.4)$$

El rendimiento del módulo fotovoltaico queda en función por la temperatura de las células:

$$\eta_{PV} = \eta_{ref} (1 - \beta_0 (T_{PV} - T_{PV,ref})) \quad (3.5)$$

### 3.1.3 Tedlar

La capa de tedlar conduce el calor hasta el absorbedor de aluminio.

$$\dot{Q}''_{conduccion\ EVA2} A_{PVT} = \dot{Q}''_{conduccion\ Tedlar} A_{PVT} \quad (3.6)$$

### 3.1.4 Colector aluminio

Parte del calor procedente del tedlar llega hasta el fluido y parte se pierde por el aislante. El calor que recibe el fluido es el calor útil o la potencia térmica generada.

$$\dot{Q}''_{conduccion\ Tedlar} A_{PVT} = \dot{Q}_{agua} + A_{ais} \dot{Q}''_{Conveccion\ aislante} \quad (3.7)$$

El calor absorbido por el fluido incrementa la temperatura:

$$A_{int}(h_{int} \cdot (T_{mf} - T_{int})) = \dot{m} \cdot \Delta T_{fluido} \cdot C_e \quad (3.8)$$

El rendimiento térmico se obtiene en función del calor útil y de la radiación solar incidente.

$$\eta_{ter} = \frac{q_u}{G \cdot A_{PVT}} \quad (3.9)$$

El rendimiento térmico se expresa en función de la temperatura reducida para obtener la curva. La curva de rendimiento térmico esta definida por tres constantes  $\eta_0$ ,  $a_1$  y  $a_2$ , que están perdidas de calor.

$$\eta_{ter} = \eta_0 - a_1 \cdot T_r - a_2 \cdot G \cdot T_r \quad (3.10)$$

La temperatura reducida se expresa como:

$$T_r = \frac{T_{mf} - T_{amb}}{G} \quad (3.11)$$

## 3.2 Condiciones de contorno para transferencia de calor

---

Una vez analizados los flujos de energía, y como se relacionan entre sí a través del balance de energía. Se describen las ecuaciones y valores involucrados en los procesos físicos del panel solar híbrido. Se explican por tanto, las condiciones de contorno que se introducirán en el modelo CFD.

Condiciones del modelo experimental desarrollado por el fabricante Al buscar la validez del modelo CFD comparándolo con la curva de rendimiento térmico experimental es necesario conocer las condiciones de los ensayos. Los datos experimentales obtenidos por el fabricante, se realizan en condiciones estandarizadas (STC). Dichas condiciones son las siguientes:

- Temperatura de la célula= 25°C
- Radiación solar incidente = 1000 W/m<sup>2</sup>

Para el estudio del panel solar híbrido también se considerara una temperatura ambiente de 25°C.

### 3.2.1 Metodología del modelo CFD

Se observa el corte transversal de la placa fotovoltaica- térmica para identificar los elementos que la componen (Figura 3.3), y para analizar los diferentes fenómenos de transferencia energética (calor y electricidad) que se producen.

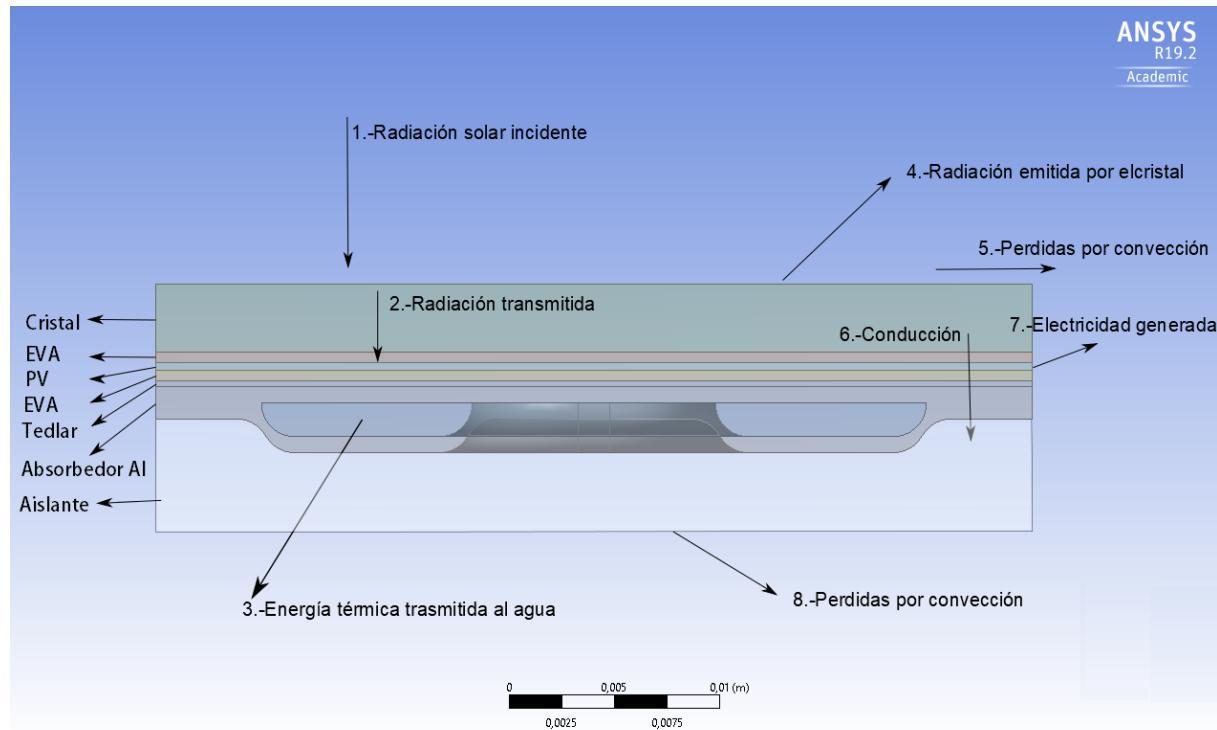


Figura 3.3: Condiciones de contorno

El panel solar híbrido se compone de varias capas. A continuación se exponen dichas capas y la función que desempeñan [9] [3].

#### 1. Cristal templado:

El cristal es templado, y su función es cubrir y proteger el panel. Tiene un alto coeficiente de trasmisividad para facilitar el paso de la radiación solar hasta las células fotovoltaicas.

#### 2. Encapsulante goma EVA:

El etilvinilacetato o EVA es una resina transparente que se sitúa encima y debajo de las células fotovoltaicas. Es un material encapsulante de alta resistencia térmica, y con alta trasmisividad. También previene la fractura de las células frente a las tensiones térmicas.

**3. Modulo fotovoltaico:**

El modulo se compone de varias células fotovoltaicas. Las células son semiconductores monocristalinos C-Si, y su misión es convertir la radiación solar en electricidad. Las células absorben gran parte del espectro que emite el sol, pero al intervenir el efecto fotoeléctrico solo la radiación de alta frecuencia se convierte en electricidad. El resto como las radiaciones infrarrojas son convertidas en calor generando el ascenso de la temperatura.

**4. Tedlar:**

El tedlar tiene una magnifica adherencia con el EVA, presenta una gran resistencia contra la humedad, los rayos ultra violeta y el calor. Tiene una alta reflectividad incrementando la eficiencia del modulo.

**5. Absorbedor de aluminio:**

En un colector solar típico encontramos un absorbedor en contacto con varios tubos por los que circula agua. En el caso del panel ECOVOLT nos encontramos con un intercambiador del tipo "*roll bond*", donde el fluido circula entre dos laminas de aluminio. Esta capa también se podría definir como el intercambiador de calor. La capa del absorbedor tiene una alta conductividad térmica y su función es trasmitir la máxima cantidad de calor al fluido.

**6. Aislante:**

El aislante esta constituido por fibra de vidrio, se sitúa entre el intercambiador de calor y la carcasa inferior. Su función es evitar que el calor se transfiera al exterior, y llegue la máxima cantidad posible al intercambiador de calor.

**3.2.1.1 Radiación solar incidente**

Se define la radiación solar incidente como la energía por unidad de tiempo y por unidad de área. Se supone para este caso una radiación solar incidente de 1000 W/m<sup>2</sup> como se ha expuesto anteriormente, puesto que los ensayos experimentales se desarrollan con este valor. La radiación solar incidente se definirá a partir de ahora como G.

**3.2.1.2 Radiación trasmisida por el cristal**

La radiación solar incidente llega al panel, parte de ella se refleja, parte se absorbe y la restante se trasmite a través del cristal (Figura 3.4).

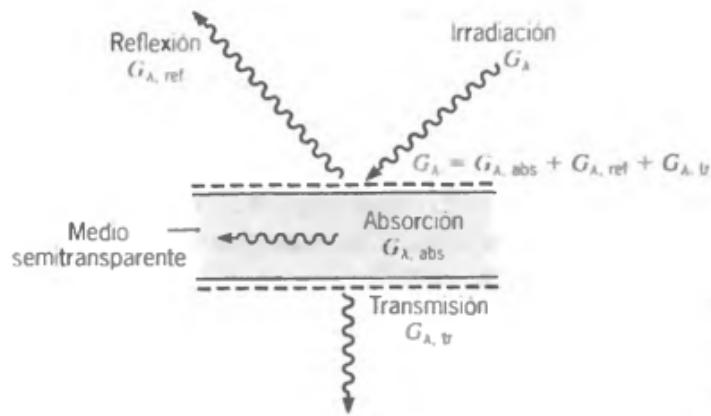


Figura 3.4: Procesos de absorción, reflexión y transmisión asociados con un medio semitransparente [10].

La radicación llega el cristal atravesándolo, en este paso pierde cierta cantidad de energía, pasando solo la radiación transmitida. La radiación transmitida a través del cristal llega al modulo fotovoltaico donde parte se absorbe y parte se refleja. Por tanto, la radiación total que llega al modulo fotovoltaico se obtiene, multiplicando la radiación total incidente, por los coeficientes de transmisividad del cristal y de absorbividad del PV.

$$G_{PV} = G \cdot \tau_{cristal \lambda cortas} \cdot \alpha_{PV \text{ cortas} \lambda} \quad (3.12)$$

Las propiedades ópticas se recogen en la Tabla 3.1 [9].

| Propiedad óptica   | Símbolo                              | valor |
|--|--------------------------------------|-------|
| Coeficiente de transmisividad del cristal a bajas longitudes de onda           | $\tau_{cristal \lambda cortas}$      | 0,94  |
| Coeficiente de absorbividad del modulo fotovoltaico a bajas longitudes de onda | $\alpha_{PV \text{ cortas} \lambda}$ | 0,89  |

Tabla 3.1: Propiedades ópticas del cristal y el modulo fotovoltaico

La radiación solar que llega al modulo fotovoltaico se expresa como  $G_{PV}$ . Por tanto, la potencia que llegará al módulo fotovoltaico en el modelo CFD será:

$$G_{PV} = 1000 \cdot 0,94 \cdot 0,89 = 836,6W/m^2 \quad (3.13)$$

### 3.2.1.3 Potencia térmica generada

Dentro de ANSYS fluent, no es necesario introducir condiciones de contorno que modelicen la transferencia entre el sólido y el fluido. Introducir la geometría y las propiedades del sólido, y el fluido es suficiente. En este caso interesa conocer el coeficiente de transferencia de calor del intercambiador "*Roll bond*".

Se pueden plantear las hipótesis de transferencia de calor a través de tubos [11]. Dichas hipótesis conducen a la siguiente ecuación. Dicha ecuación permite obtener el coeficiente de transferencia de calor  $h$ , con los datos que proporcionen las simulaciones.

$$\dot{Q}_{\text{agua}}'' = h \cdot (T_0 - T_m) \quad (3.14)$$

Donde:

- $h \rightarrow$  coeficiente de transferencia de calor por unidad de superficie
- $T_0 \rightarrow$  temperatura de la superficie del canal
- $T_m \rightarrow$  temperatura media del volumen fluido

La ecuación desarrollada a partir de la ecuación de la energía para un volumen fluido (Figura ??). Asume las siguientes suposiciones:

1. El flujo fluido está completamente desarrollado
2. El flujo es laminar
3. La temperatura de la pared del tubo es uniforme en la dirección angular
4. Hay un salto de calor constante entre el fluido y la pared del tubo que se conserva mientras se avanza en la dirección axial

### 3.2.1.4 Pérdidas por radiación en el cristal

Aplicamos la ley de Stefan-Boltzmann , que modeliza el calor transmitido por la radiación, en función de la diferencia de temperaturas. Obtenemos de este modo, la cantidad de calor emitida por el cristal hacia el medio [10].

$$\dot{Q}''_{rad\ cristal} = \sigma \cdot \epsilon_{cristal\ largas\ \lambda} (T_{cielo}^4 - T_{cristal}^4) \quad (3.15)$$

Donde:

- $\sigma \rightarrow$  constante Stefan-Boltzmann  $5,67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4}$
- $\epsilon_{cristal\ cortas} = 0,86$
- $T_{cielo} = 0,0552 T_{ambiente}^{1,5} = 283,96 \text{ K}$

### 3.2.1.5 Pérdidas por convección en la cubierta de cristal

El calor transmitido de la superficie del cristal hacia el ambiente, tendrá lugar por los fenómenos de convección dados por la acción del viento [12, 13]. La transferencia se puede modelizar con la siguiente formula:

$$\dot{Q}''_{Conveccin\ cristal} = h_{viento} \cdot (T_{ambiente} - T_{cristal}) \quad (3.16)$$

Siendo:

- $T_{ambiente} = 298 \text{ K}$
- $h_{viento} = 4,5 + 2,9 V_{viento} \xrightarrow{V_{viento}=1\text{m/s}} h_{viento} = 7,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

### 3.2.1.6 Radiación emitida por el modulo fotovoltaico

Como la emisividad del módulo fotovoltaico y la trasmisividad del cristal da un valor bajo, se desprecia dicha radiación en el modelo CFD.

Se debe añadir que en fluent la única manera de introducir estas pérdidas, es por medio de una UDF (user Defined Function), al igual que la potencia eléctrica generada. Esto nos lleva al inconveniente de que los valores obtenidos por las UDF vendrán mezclados. Por lo tanto, no se podría distinguir cuanta energía se deriva a la potencia eléctrica, y cuanta a las pérdidas por

radiación. Por todo esto se consideran las pérdidas por radiación despreciables para el modelo CFD.

### 3.2.1.7 Conducción a través de las capas del panel híbrido

El calor transferido a través de las capas sólidas se modeliza por medio de la conducción, suponiendo que no hay resistencias de contacto entre capas [10]. En la Tabla 3.2 se recogen las propiedades físicas y geométricas necesarias para calcular la conducción.

$$\dot{Q}''_{conduccin} = \frac{K}{e} \Delta T \quad (3.17)$$

| Capa                   | Constante de conductividad térmica K ( $\frac{W}{mK}$ ) | Espesor e (mm) |
|------------------------|---|----------------|
| Cristal templado       | 14  | 3,2            |
| Goma EVA               | 0,35  | 0,5            |
| Modulo fotovoltaico    | 130   | 0,35           |
| Tedlar                 | 0,36  | 0,3            |
| Absorbedor de aluminio | 310   | 1,6            |
| Aislante               | 0,034   | 30             |

Tabla 3.2: Propiedades térmicas y espesor de las capas

### 3.2.1.8 Potencia eléctrica generada por el modulo fotovoltaico

La eficiencia de la potencia eléctrica, es función de la temperatura. Siendo el modulo un semiconductor cuanto más baja sea su temperatura mayor será su eficiencia, de ahí el interés en refrigerar la placa.

La ecuación que define la eficiencia es la siguiente [14]:

$$\eta_{PV} = \eta_{ref}(1 - \beta_0(T_{PV} - T_{PV,ref})) \quad (3.18)$$

Siendo:

- $\eta_{ref} = 18,44\%$  → Eficiencia nominal de referencia del PV
- $\beta_0 = 0,0039$  → Coeficiente de temperatura del PV
- $T_{PV,ref} = 298K$  → Temperatura de referencia del PV

La potencia eléctrica total generada se obtiene de la energía que llega al modulo fotovoltaico por la eficiencia del modulo.

$$\dot{P}_{elctrica} = G \cdot \tau_{cristal \lambda cortas} \cdot \eta_{PV} \quad (3.19)$$

Para introducir la producción de electricidad en fluent, se precisa una UDF, debido a que es una función no incluida en el programa, y es un valor en función de una variable. La UDF se introducirá en la totalidad del sólido de la capa fotovoltaica. La UDF incluirá las constantes propias de la Ecuación 3.19 y de la Ecuación 3.18 llamando a la temperatura de cada celda, por medio de las función de fluent, para completar la ecuación.

### 3.2.1.9 pérdidas por convección en la cara del aislante

Para las pérdidas de calor en la parte inferior de la placa, se tienen en cuenta tanto la conducción del calor a través del aislante, como la convección del calor a través de la carcasa. Se modelizan ambos fenómenos de transferencia como una resistencia en serie [15].

El coeficiente de convección de la parte inferior del panel, suele presentar valores bajos debido a que el aire tiene mayores dificultades para circular por debajo de la carcasa. Estos valores están comprendidos entre  $(0,3-0,6) \frac{W}{m^2 K}$  [16], se toma el valor medio  $0,45 \frac{W}{m^2 K}$ .

$$\dot{Q}''_{Conveccion\; aislante} = \frac{1}{h_{viento} + \frac{\epsilon_{aislante}}{K_{aislante}}} \Delta T \quad (3.20)$$

$$\frac{1}{R_{eq}} = 0,3221 \frac{W}{m^2 K} \quad (3.21)$$

### 3.3 Modelo cinco eslabones

Para estudiar el comportamiento de la transferencia de calor, se realiza un modelo comprendido por cinco eslabones. El principal objetivo del modelo es probar el correcto funcionamiento de las condiciones de contorno, y obtener los coeficientes de transferencia de calor. Debido a que el eslabón es la unidad mínima a la que se puede reducir el panel, se obtienen dichos coeficientes para un eslabón.

El coeficiente de transferencia de calor se obtiene como se expresa en la Subsección 3.2.1.3. Se obtiene dicho coeficiente para varios caudales a diferentes temperaturas. Es preciso analizar la dependencia con la velocidad del fluido y con la temperatura de entrada.

Es necesario que el flujo se encuentre desarrollado, para poder obtener el coeficiente de transferencia. Se implementan cinco eslabones debido a que el fluido necesita recorrer al menos un eslabón para desarrollarse, de esta manera encontramos el flujo desarrollado en los eslabones intermedios.

#### 3.3.1 Geometría del modelo cinco eslabones

La geometría del modelo consiste en cinco eslabones en serie (Figura 3.5). El modelo esta compuesto por todas las capas (Figura 3.6), con las correspondientes propiedades físicas indicadas en la Tabla 3.3.

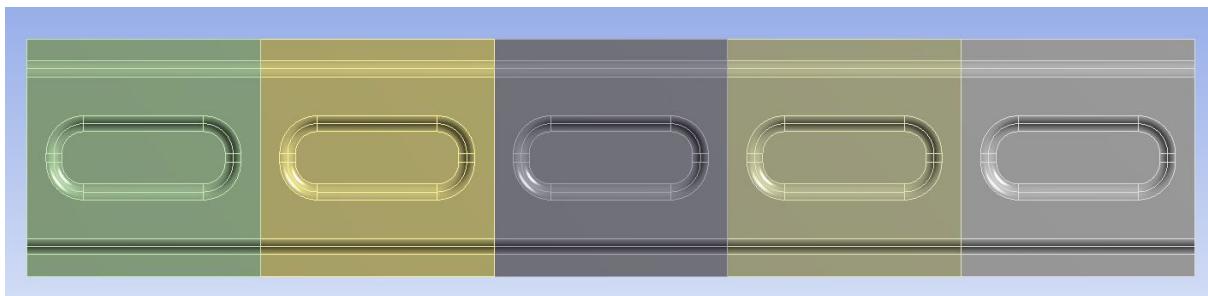


Figura 3.5: Geometría del modelo cinco eslabones

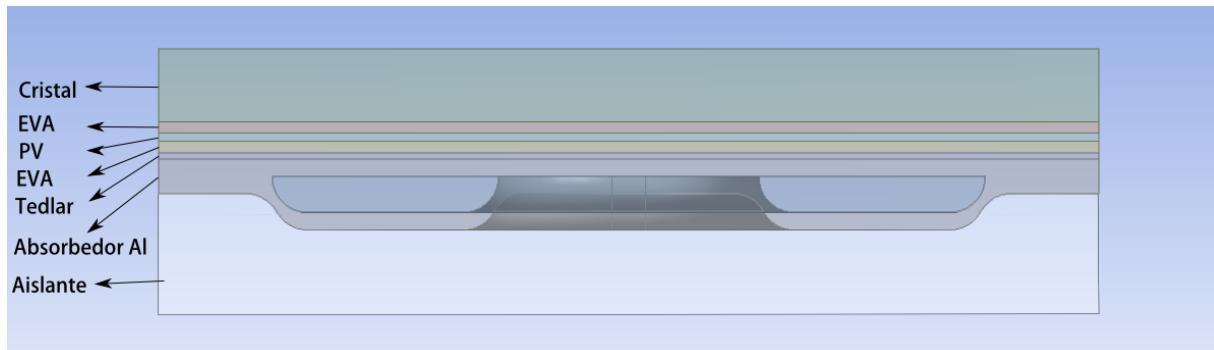


Figura 3.6: Capas que componen el modelo cinco eslabones

| Capa                   | $K \left( \frac{W}{mK} \right)$ | e (mm) | $C_p \left( \frac{J}{KgK} \right)$ | $\rho \left( Kg/m^3 \right)$ |
|------------------------|---------------------------------|--------|------------------------------------|------------------------------|
| Cristal templado       | 14                              | 3,2    | 730                                | 2210                         |
| Goma EVA               | 0,35                            | 0,5    | 2090                               | 960                          |
| Modulo fotovoltaico    | 130                             | 0,35   | 700                                | 2329                         |
| Tedlar                 | 0,36                            | 0,3    | 1200                               | 1250                         |
| Absorbedor de aluminio | 310                             | 1,6    | 880                                | 2700                         |
| Aislante               | 0,034                           | 30     | 800                                | 2,58                         |
| Agua                   | 1,6                             | 0,6    | 4182                               | 998,2                        |

Tabla 3.3: Propiedades físicas de las capas [9]

### 3.3.2 Condiciones del modelo CFD

A la hora de realizar las simulaciones de transferencia de calor, se introducen en el modelo CFD los parámetros obtenidos de la metodología para transferencia de calor expuesta anteriormente. Las condiciones de contorno se recogen en la Tabla 3.4. Una vez impuestas las condiciones se realizan las simulaciones, se comprueba que los resultados son lógicos, y por tanto, si dichas condiciones se pueden aplicar al modelo integrado del panel.

| Convección externa en el cristal           |         |
|--|---------|
| Variables                                  | valores |
| $T_{amb}(K)$                               | 298     |
| $h_{cristal}(\frac{W}{m^2 K})$             | 7,4     |
| $T_{cielo}(K)$                             | 286,82  |
| $\epsilon_{cristal-\lambda largas}$        | 0,86    |
| Convección externa en la cara del aislante |         |
| Variables                                  | valores |
| $T_{amb}(K)$                               | 298     |
| $h_{cara-ais}(\frac{W}{m^2 K})$            | 0,3221  |
| Rendimiento del modulo PV                  |         |
| Variables                                  | valores |
| $\eta_{ref}$                               | 18,44 % |
| $\beta_0(\frac{1}{K})$                     | 0,0039  |
| $T_{PV,ref}(K)$                            | 298     |
| Radiación incidente                        |         |
| Variables                                  | valores |
| $\tau_{cristal-\lambda cortas}$            | 0,94    |
| $\alpha_{PV-\lambda cortas}$               | 0,89    |
| $G_{PV}(\frac{W}{m^2})$                    | 836,6   |

Tabla 3.4: Condiciones de contorno para la transferencia de calor [9]

### 3.3.3 Estudio de mallas para el modelo cinco eslabones

Se realiza un estudio con diferentes tipos de mallas, observando su tipo, tamaño, convergencia y coste de computación. Los tipos de mallas estudiados son los siguientes:

- Malla tetraédrica fina.
- Malla tetraédrica basta.
- Malla poliédrica.

### 3.3.3.1 Malla tetraédrica fina

Se empieza con una malla genérica tetraédrica, las capas se mallan con elementos hexaédricos mediante el método sweep, y el resto con elementos tetraédricos (Figura 3.7). Se introduce la función inflación en las paredes del fluido y del intercambiador, para conseguir elementos más finos y aumentar la precisión en la interfase sólido-fluido. Se consigue una malla de once millones de elementos (Tabla 3.5).

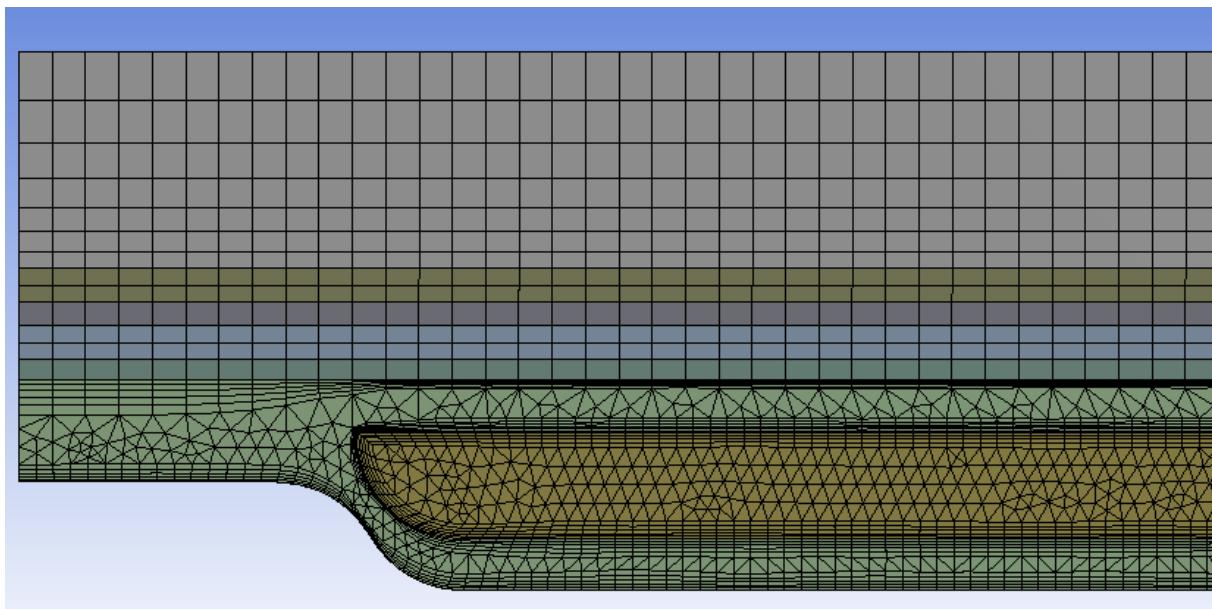


Figura 3.7: Vista transversal malla tetraédrica fina

| Número de elementos | Elementos en el espesor del fluido |
|---------------------|------------------------------------|
| 11.500.000          | 14                                 |

Tabla 3.5: Características de la malla tetraédrica fina

### 3.3.3.2 Malla tetraédrica basta

Para la malla tetraédrica basta (Figura 3.8), se reducen el tamaño de los elementos en los sólidos, considerando que es prescindible un tamaño de elemento pequeño en ellos. Las capas de la función inflación se reducen, y en el intercambiador de calor se quitan rebajando notablemente el número de elementos. Por otra parte, el fluido se rebaja pero no excesivamente. Se reduce el número de elementos hasta los dos millones (Tabla 3.6).

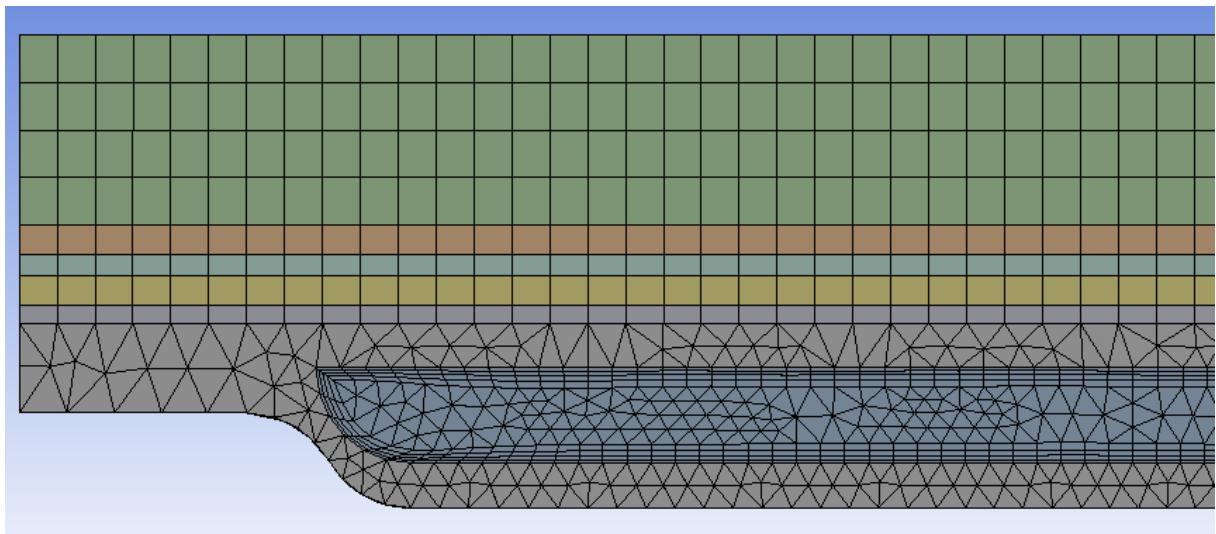


Figura 3.8: Vista transversal malla tetraédrica basta

| Número de elementos | Elementos en el espesor del fluido |
|---------------------|------------------------------------|
| 2.200.000           | 12                                 |

Tabla 3.6: Características de la malla tetraédrica basta

### 3.3.3.3 Malla poliédrica

Dentro de ANSYS fluent se puede convertir la malla tetraédrica en una poliédrica, que nos recuerda a un panal de abejas (Figura 3.9). La malla poliédrica junta varios tetraédros y genera un poliedro, esto reduce considerablemente el número de elementos, hasta la mitad en este caso (Tabla 3.7).

Al trabajar con volúmenes finitos, este tipo de elementos funcionan mejor para el cálculo. los elementos poliédricos tienen más caras de contacto que los elementos tetraédricos, esto conlleva que los gradientes se puedan aproximar mejor [17].

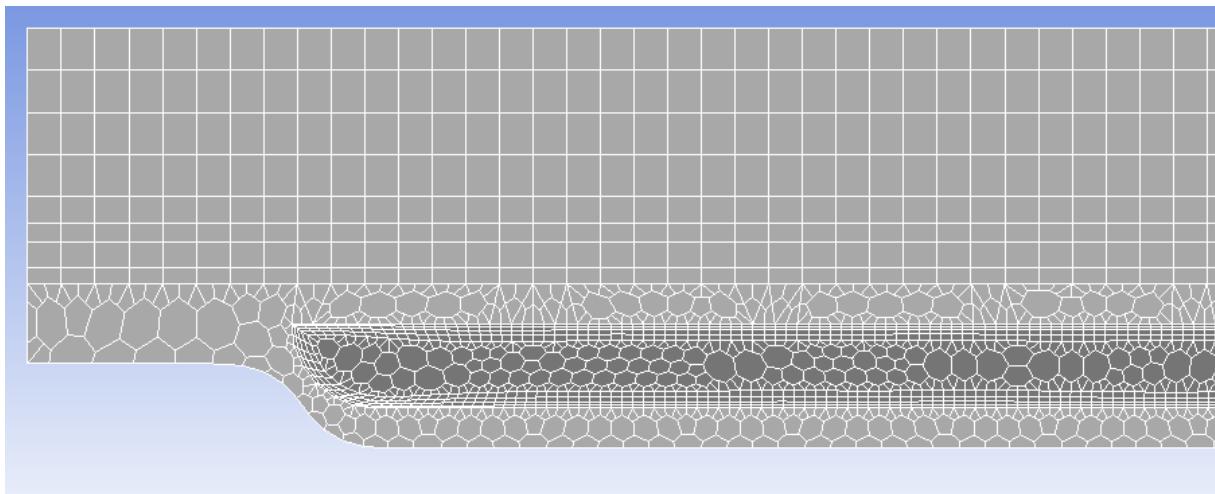


Figura 3.9: Vista transversal de la malla poliédrica

| Número de elementos | Elementos en el espesor del fluido |
|---------------------|------------------------------------|
| 1.135.481           | 12                                 |

Tabla 3.7: Características de la malla poliédrica

### 3.3.3.4 Comparación de las mallas

Se efectúa una simulación para cada tipo de malla con las mismas condiciones. Siendo la velocidad de entrada a caudal nominal (98l/h) 0,02779 m/s (Anexo A.1.2), y la temperatura de entrada de 323 K. Todos los resultados se obtienen cuando las simulaciones alcanzan las trescientas iteraciones.

Los resultados de las simulaciones para cada malla se introducen en la Tabla 3.8. Los resultados más próximos para la velocidad los obtiene la malla tetraédrica fina, aunque los resultados de todas las variables estudiadas, son muy cercanos entre sí.

Teniendo en cuenta que la memoria necesaria para simular la malla poliédrica es la menor de todas, y que el tiempo de calculo se agiliza enormemente consiguiendo las mejores convergencias. La malla poliédrica es sin duda la mejor para realizar los cálculos del modelo cinco eslabones.

| Malla             | $\Delta P$ (Pa) | $v_{salida}$ (m/s) | $T_{salida}$ (K) | Memoria RAM (Gb) |
|-------------------|-----------------|--------------------|------------------|------------------|
| Tetraédrica fina  | 76,2            | 0,0278             | 323,23           | 20,5             |
| Tetraédrica basta | 74,5            | 0,0271             | 323,24           | 17,3             |
| Poliédrica        | 77,06           | 0,0278             | 323,24           | 13,2             |

Tabla 3.8: Comparación de los tipos de malla

Por último para la malla poliédrica, se realiza un estudio del tiempo de cálculo e interacciones necesarias. Primero se simula el fluido y la transferencia de calor por separado, después se simula todo junto. Las simulaciones se paran cuando se alcanza un error de 1e-5 para la ecuación de la continuidad, y un error de 1e-11 para la ecuación de la energía.

Los valores de las simulaciones se recogen en la Tabla 3.9. En la tabla se ve como el tiempo de convergencia del fluido es mayor al de la energía. En ambos casos el tiempo total de convergencia es el mismo, con resultados para la temperatura y la presión casi idénticos. Se concluye que simular por separado fluido y transferencia de calor, no afecta al resultado de la simulación. Es importante darse cuenta de que se puede simular primero el fluido, fijarlo, y posteriormente realizar varias simulaciones para la transferencia de calor, este proceso permite ahorrar mucho tiempo de cálculo.

|             | t fluido(min / it) | t calor (min / it) | total (min / it) | $\Delta T$ (K) | $\Delta P$ (Pa) |
|-------------|--------------------|--------------------|------------------|----------------|-----------------|
| Secuenciado | 2 / 80             | 1 / 40             | 3 / 120          | 1,0382         | 77,0813         |
| Junto       | -                  | -                  | 3 / 90           | 1,0385         | 77,0732         |

Tabla 3.9: Tiempo de cálculo para las simulaciones

### 3.3.4 Condiciones para obtener el flujo desarrollado

Para obtener este flujo se realizan los siguientes pasos:

1. Se realiza el modelo con los cinco eslabones.
2. Se calcula el fluido.
3. Se obtiene el perfil de velocidad a la salida, y el perfil de presión a la entrada del eslabón intermedio.

4. Se impone el perfil de velocidad en la entrada de los cinco eslabones, y el perfil de presión en la salida de los cinco eslabones.
5. Se comprueba que el perfil de velocidades esta desarrollado.

Una vez realizada la simulación para el fluido, se obtiene el contorno de velocidades (Figura 3.10). Se observa que la velocidad en la entrada de los eslabones es uniforme, pero los eslabones intermedios consiguen un flujo desarrollado.

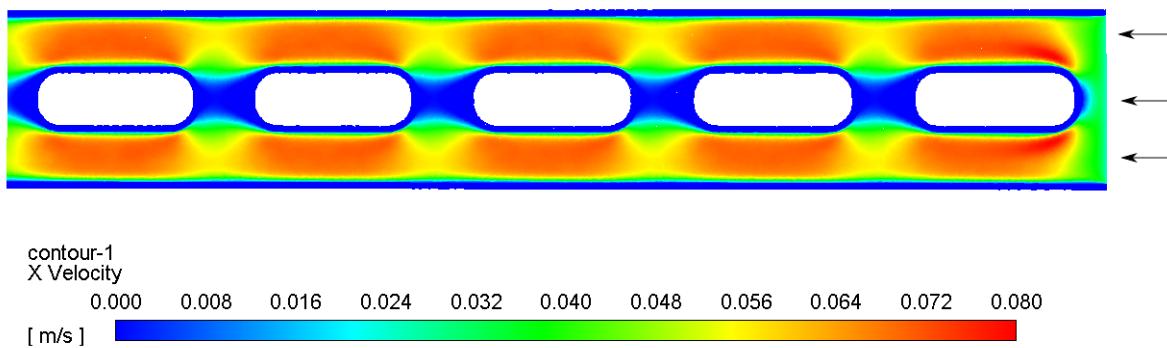


Figura 3.10: Contorno de velocidades en x

Se extraen los perfiles de velocidad y presión como se explica anteriormente, y se introducen a la entrada y salida del modelo. Se simula de nuevo y se observan los cambios en el perfil de velocidades (Figura 3.11). Ahora se presenta un flujo ya desarrollado en la entrada, y por tanto, un contorno de velocidades válido, para aplicar las hipótesis de cálculo sobre transferencia de calor (Subsección 3.2.1.3).

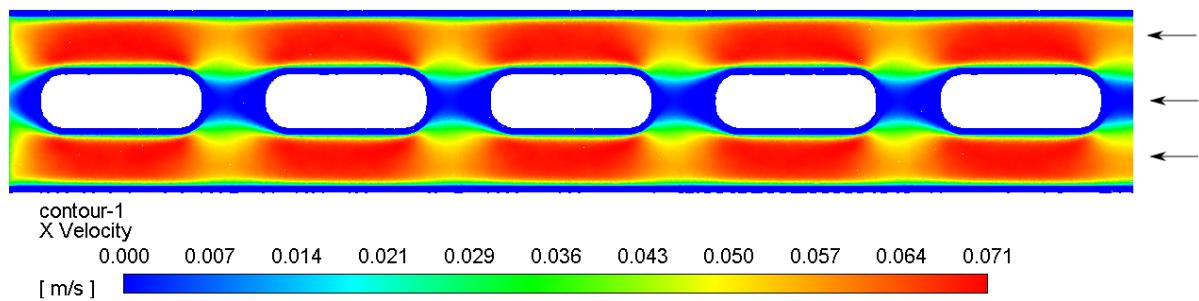


Figura 3.11: contorno de velocidades en x, con los perfiles impuestos

### 3.3.5 Resultados de la simulación en el modelo cinco eslabones

Se realiza una simulación a caudal nominal 98 l/h y una temperatura de entrada del fluido de 298 K.

#### 3.3.5.1 Convergencia de la simulación en el modelo cinco eslabones

Antes de nada se observa la convergencia de los residuales (Figura 3.12). El error de las ecuaciones desciende rápidamente, hasta valores muy bajos, y se estabiliza en torno a las 120 iteraciones. El cálculo es muy rápido, aproximadamente en 10 minutos se realizan 200 iteraciones y se consigue una buena convergencia.

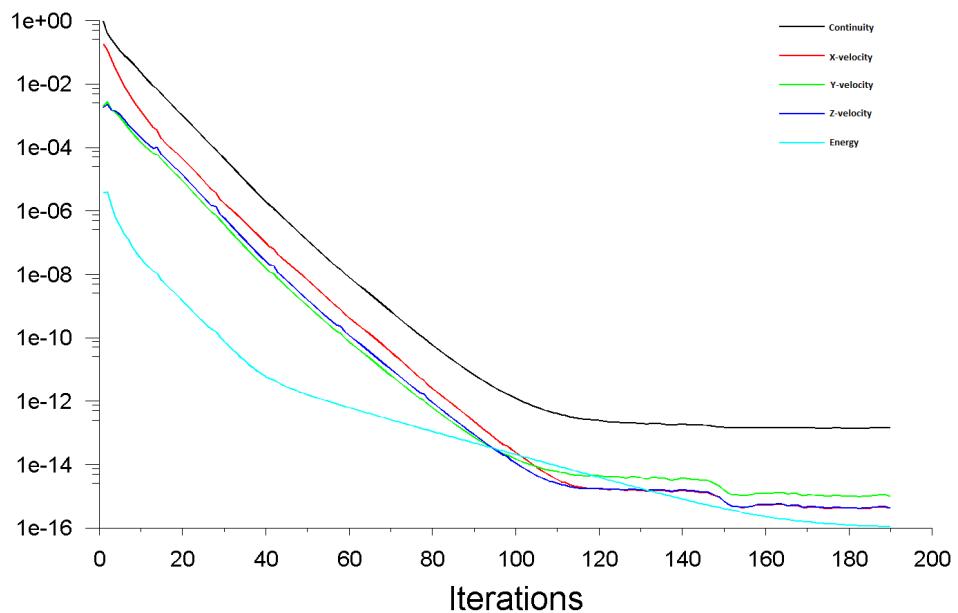


Figura 3.12: Residuals de la simulación

La velocidad converge rápidamente, y en 40 iteraciones se encuentra estabilizada (Figura 3.13). Igualmente la temperatura del fluido a la salida converge con la misma facilidad (Figura 3.14).

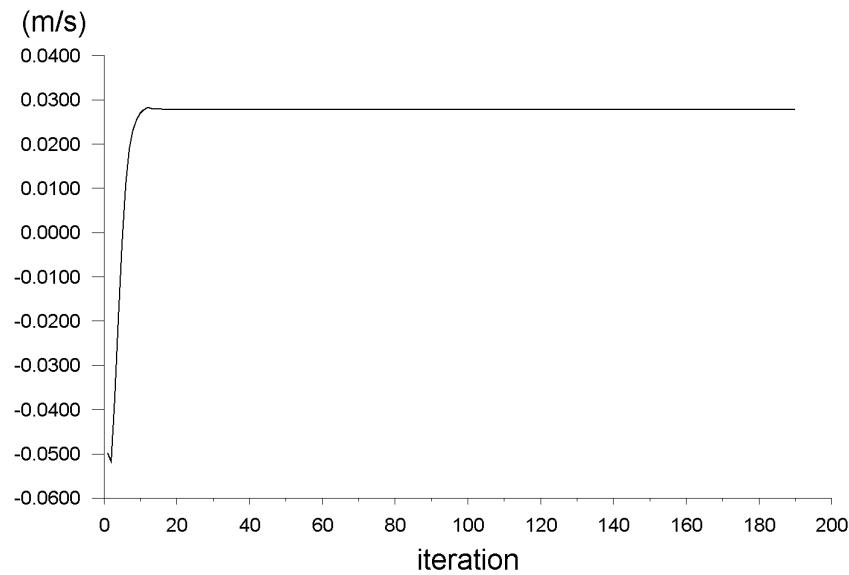


Figura 3.13: Convergencia de la velocidad en x a la salida

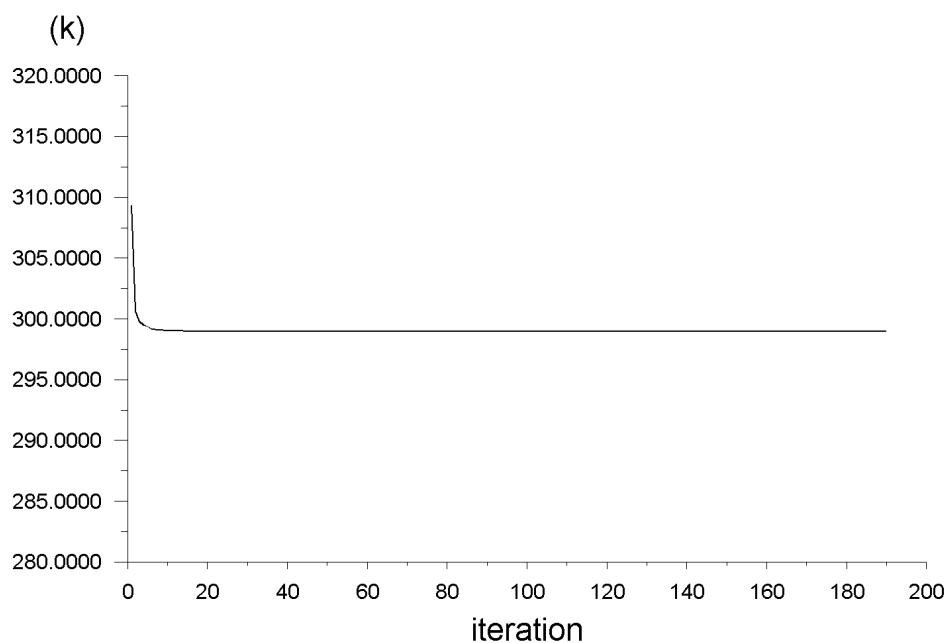


Figura 3.14: Convergencia de la temperatura del fluido a la salida

Se recogen en la Tabla 3.10 los resultados de algunas variables para poder interpretarlos y comprobar si son lógicos.

En cinco eslabones la temperatura asciende 0,9 K, por las curvas de rendimiento térmico se obtiene que el salto de temperatura total en el panel es de 7,24 K (Anexo A.1.3.1). En los 26

eslabones que tiene un canal, la temperatura del fluido ascendería 4,68 K, 2,55 K menos de lo esperado. Esta diferencia en el salto de temperatura nos indica que puede haber un error en el modelo. Se debe tener en cuenta, que las velocidades en los diferentes canales son muy desiguales. Al tener algunos canales un caudal menor el fluido se calienta más y se produce un salto de temperatura mayor. Se puede concluir que posiblemente el salto de temperaturas sea correcto, pero no se puede asegurar nada con total seguridad.

| $\Delta T$ (K) | $\Delta P$ (Pa) | T cristal (K) | T aislante (K) | T PV (K) |
|----------------|-----------------|---------------|----------------|----------|
| 0,885          | 48,3            | 299,6         | 298,7          | 300,2    |

Tabla 3.10: Resultados de la simulación para 98 l/h y 298 K

Por otro lado el balance de energía indica si los resultados son coherentes. Se recogen en la Tabla 3.11 los distintos flujos de calor, y la potencia eléctrica generada por el modulo fotovoltaico.

Se compara la energía total que teóricamente debería entrar en el panel, con la energía total que se extrae del mismo en las simulaciones. Se tienen en cuenta el calentamiento del fluido, las pérdidas y la potencia generada por el PV. La diferencia es mínima, presenta un error del 0,042 % y podemos concluir que no hay errores en este aspecto.

El balance se considera correcto, por tanto, se consideran válidas las condiciones de contorno para aplicarlas al modelo del panel completo.

| Flujos de energía                             | (W)    | (W/m <sup>2</sup> ) |
|---|--------|---------------------|
| Potencia generada por el PV                   | 1,46   | 171,8               |
| Calor transmitido al fluido (cara aislante)   | 2,33   | 273,7               |
| Calor transmitido al fluido (cara absorbedor) | 2,57   | 302,1               |
| pérdidas en la cara del cristal               | 0,82   | 96,6                |
| pérdidas a través aislante                    | 0,0021 | 0,25                |
| Balance de energía total                      | 7,188  | 844,6               |
| Energía teórica total                         | 7,185  | 844,3               |
| Diferencia                                    | 0,003  | 0,35                |

Tabla 3.11: Balance de energía para la simulación 98 l/h y 298 K

Una vez demostrado que el modelo es válido, se observan las distribuciones de temperatura en

distintas zonas del modelo. Primero observamos el fluido longitudinalmente (Figura 3.15). El agua se calienta progresivamente mientras avanza, localizándose las temperaturas más altas, en las zonas donde la velocidad el fluido es nula (Figura 3.11).

Por otro lado, el intercambiador de calor muestra una distribución de temperaturas más uniforme (Figura 3.16), es de esperar siendo la conductividad térmica del aluminio mucho mayor a la del agua.

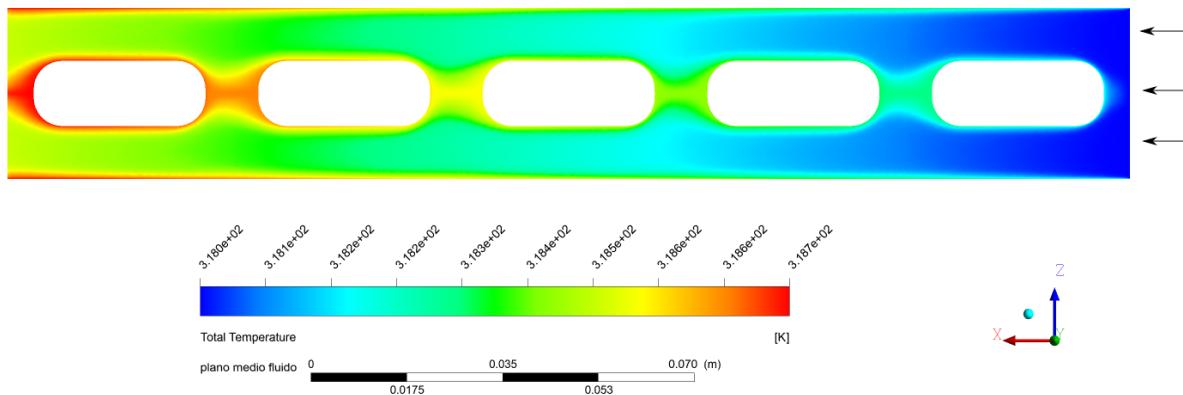


Figura 3.15: Distribución de temperaturas en el fluido

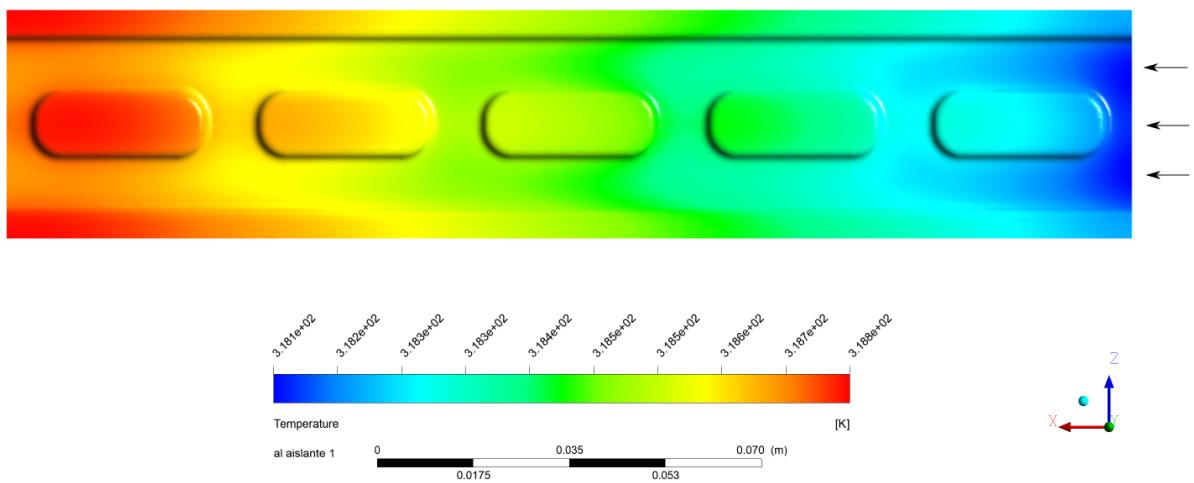


Figura 3.16: Distribución de temperaturas en el intercambiador de calor (cara del aislante)

En el perfil de salida del fluido se observa como la mayor temperatura se encuentra en las zonas de contacto con el aluminio, y progresivamente hacia el interior se obtienen menores temperaturas (Figura 3.17).

Por otro lado en la salida del absorbedor de aluminio, se observa claramente como las menores temperaturas se encuentran donde circula el fluido (Figura 3.18). Las temperaturas también están determinadas por el flujo de calor incidente, en este caso se observa como la cara superior que recibe la radiación solar, posee las mayores temperaturas.

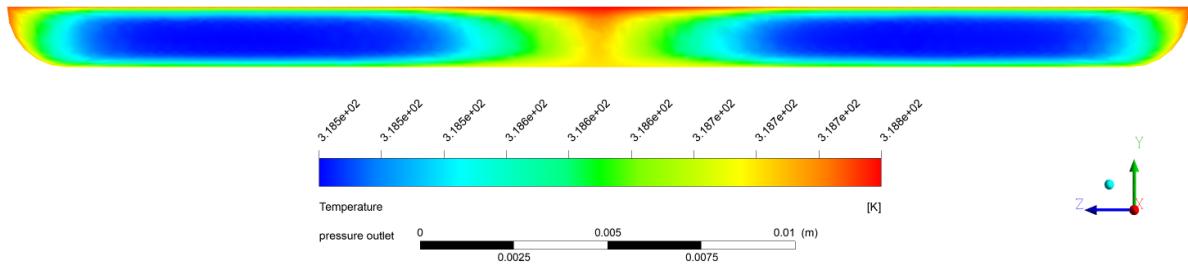


Figura 3.17: Distribución de temperaturas a la salida del fluido

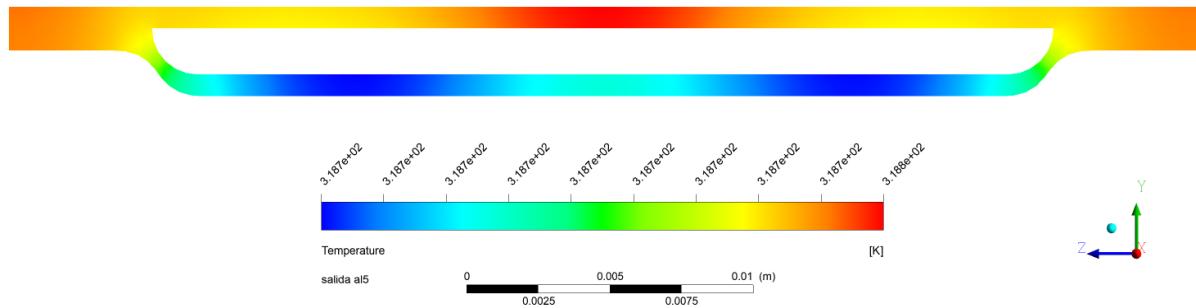


Figura 3.18: Distribución de temperaturas en el aluminio, a la salida del ultimo eslabón

Por último la transferencia de calor del aluminio al agua tiene un patrón regular y parecido al perfil de velocidades (Figura 3.19). Analizando los resultados queda claro que se puede obtener un valor para la transferencia de calor constante a lo largo del canal. Además el valor de la transferencia calor está determinado por la cantidad de caudal que circula por el canal.

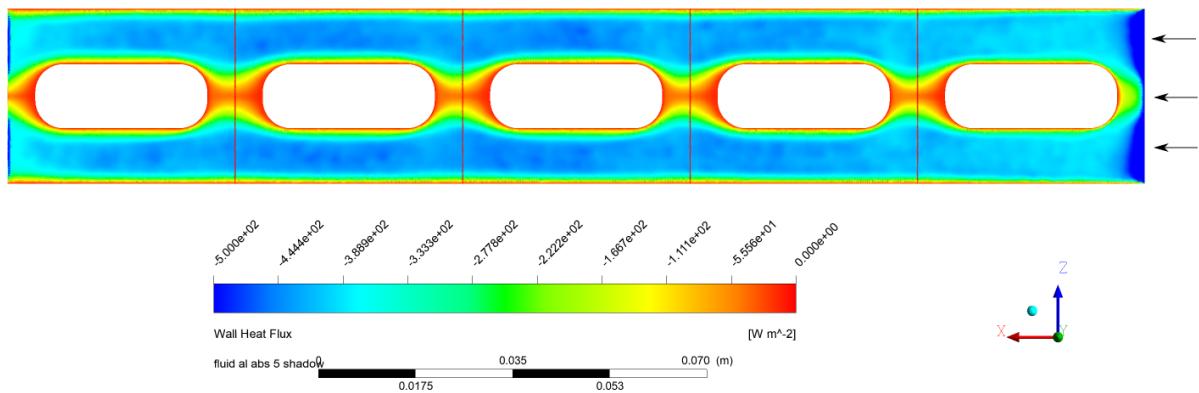


Figura 3.19: Contorno del calor transferido desde el aluminio (cara de las capas) al fluido

### 3.4 Coeficiente de transferencia de calor

En esta sección se realiza el estudio del coeficiente de transferencia de calor para un eslabón. Se realizan tres simulaciones con diferentes caudales, para cada caudal se obtienen resultados para tres temperaturas.

Una de las condiciones expuestas en la Subsección 3.2.1.3, era que las temperaturas debían ser idénticas en las paredes para poder aplicar las ecuaciones desarrolladas. Por tanto, comparamos las temperaturas en las dos paredes que tienen contacto con el fluido (Tabla 3.12). Existe una pequeña diferencia de 0,07 K que puede considerarse elevada.

De todas formas, se considera que las condiciones necesarias para calcular el coeficiente de transferencia de calor, como se ha expuesto anteriormente se cumplen.

| T cara absorbedor (K) | T cara aislante (K) |
|-----------------------|---------------------|
| 298,8                 | 298,7               |

Tabla 3.12: Temperaturas en las paredes del eslabón intermedio

Los resultados de las simulaciones se recogen de manera independiente para las dos paredes del fluido (Figura 3.20). La pared del aislante tiene forma de bóveda, y es la que se sitúa en la parte inferior del panel. La pared del absorbedor es plana, y es la que tiene contacto con las capas superiores del panel. Es necesario tratar por separado ambas caras, debido a que cada una posee una geometría distinta.

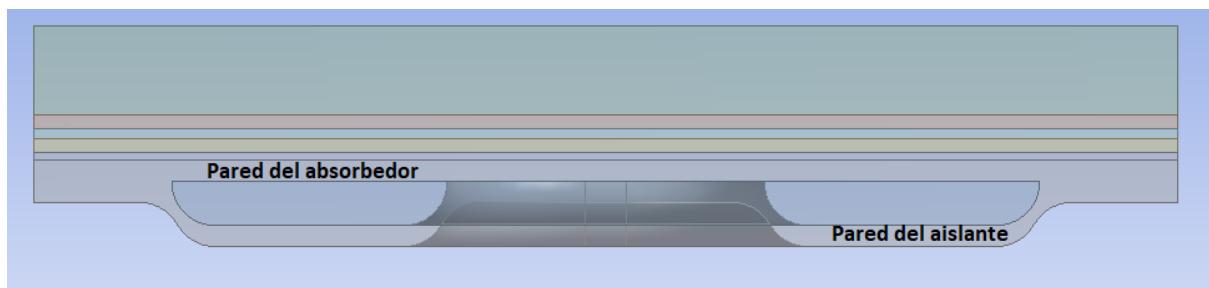


Figura 3.20: Paredes del fluido

Se realizan simulaciones para tres caudales. Para cada caudal se realizan tres simulaciones variando la temperatura. Una vez recogidos los resultados (Anexo ??), se observan y se ve que para los eslabones intermedios se presenta un valor casi constante. Esta constancia es buena

señal, ya que el coeficiente debe ser constante para una geometría y una velocidad dada. Para obtener un coeficiente más representativo, se promedian los coeficientes obtenidos en los cinco eslabones. Dichos promedios se recogen en la Tabla 3.13. Se ve como la temperatura no influye en gran medida, pero la variación de caudal si que afecta al coeficiente. A medida que aumenta el caudal, aumenta la transferencia de calor.

| Caudal (l/h) | coef h ( $W/m^2K$ ) | $T_{entrada}(298K)$ | $T_{entrada}(318K)$ | $T_{entrada}(338K)$ |
|--------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 49           | $h_{aislante}$      | 1903,9              | 1906,6              | 1927,5              |
| 49           | $h_{absorbedor}$    | 1863,3              | 1860,2              | 1843,4              |
| 98           | $h_{aislante}$      | 1980,1              | 1983,7              | 2003,7              |
| 98           | $h_{absorbedor}$    | 1930,3              | 1927,1              | 1912,5              |
| 196          | $h_{aislante}$      | 2103,5              | 2107,1              | 2130,7              |
| 196          | $h_{absorbedor}$    | 2030,7              | 2017,1              | 1974,7              |

Tabla 3.13: Coeficientes de transferencia de calor para un eslabón

Se promedian los valores para las tres temperaturas, y se obtienen los coeficientes únicamente en función del caudal (Tabla 3.14). Los resultados de la tabla se recogen en la gráfica representada en la (Figura 3.21). Se ve como el coeficiente asciende de forma lineal con la temperatura.

| Caudal (l/h) | $h_{aislante}(W/m^2K)$ | $h_{absorbedor}(W/m^2K)$ |
|--------------|------------------------|--------------------------|
| 49           | 1912,1                 | 1845,6                   |
| 98           | 1988,5                 | 1921,8                   |
| 196          | 2112,4                 | 2006,1                   |

Tabla 3.14: Coeficiente de transferencia de calor en función del caudal

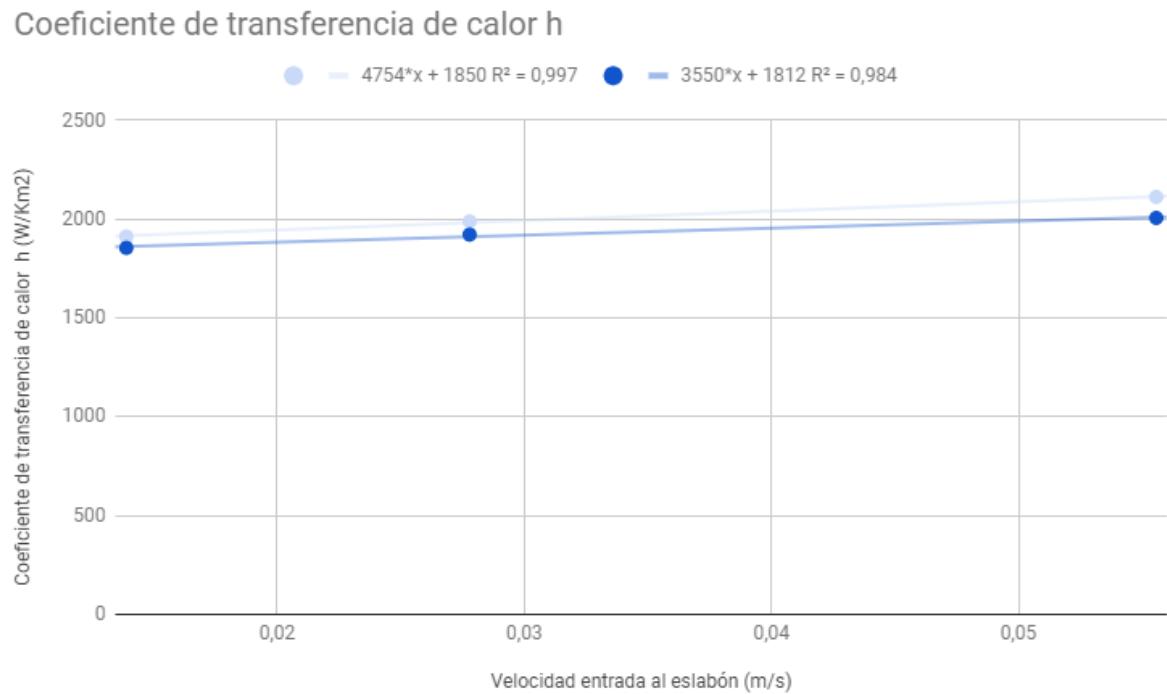


Figura 3.21: Gráfico del coeficiente de transferencia de calor en función de la velocidad

Los coeficientes de transferencia de calor se relacionan con la velocidad en las siguientes ecuaciones.

$$h_{aislante} = 1850 + 4754 \cdot v \quad (3.22)$$

$$h_{absorbedor} = 1812 + 3550 \cdot v \quad (3.23)$$

### 3.5 Modelo medio panel híbrido

Uno de los objetivos de este trabajo es la obtención de las curvas de rendimiento térmico, que se obtienen bajo condiciones estándar(STC) comentadas en el principio del capítulo, y sirven de referencia para valorar el comportamiento de un colector solar.

La curva representa el rendimiento térmico obtenido en función de la temperatura reducida. Se considera como temperatura reducida, a la variable que relaciona la temperatura ambiente, la radiación solar incidente y la temperatura media del fluido, y se obtiene de la siguiente manera:

$$T_r = \frac{T_{mf} - T_{amb}}{G} \quad (3.24)$$

Y la temperatura media del fluido se puede obtener de forma simple con las temperaturas de entrada y salida:

$$T_{mf} = \frac{T_{salida} - T_{entrada}}{2} \quad (3.25)$$

La ecuación que define la curva de rendimiento térmico tiene la siguiente expresión:

$$\eta_{ter} = \frac{q_u}{G} = \eta_0 - a_1 \cdot T_r - a_2 \cdot G \cdot T_r^2 \quad (3.26)$$

El rendimiento térmico queda expresado como el calor útil obtenido por metro cuadrado entre el valor de la potencia de la radiación solar incidente por metro cuadrado. El balance de energía entre las capas se podría reducir en función de la temperatura reducida y las constantes  $\eta_0$ ,  $a_1$  y  $a_2$ . El sentido físico que hay detrás de las constantes, es el nivel de pérdidas. A mayor valor de estas constantes mayores serán las pérdidas. Obviamente si las constantes fuesen iguales a cero, el rendimiento del panel sería máximo para cualquier temperatura. El panel tiene pérdidas mayoritariamente por convección y radiación en la cara superior, fenómenos de transferencia ligados al gradiente de temperatura.

Se considera a  $\eta_0$  como eficiencia óptica, y es el valor del rendimiento cuando la temperatura media del fluido es igual a la temperatura ambiente.

Como la temperatura ambiente tiene un valor constante de 25°C y la radiación solar incidente tiene un valor constante de 1000 W/m<sup>2</sup>, se obtendrán los diferentes puntos de la curva variando la temperatura de entrada del fluido. El caudal de entrada será el mismo mientras varían las temperaturas.

### 3.5.1 Geometría del modelo medio panel

Debido a la distribución desigual de los caudales por los distintos canales (Figura 2.19), y a la complejidad de la geometría, es necesario modelizar la totalidad del panel. La geometría se puede simplificar a la mitad por la existencia de simetría. Se realiza por tanto un modelo preciso de la mitad del panel solar híbrido PVT (Figura 3.22).

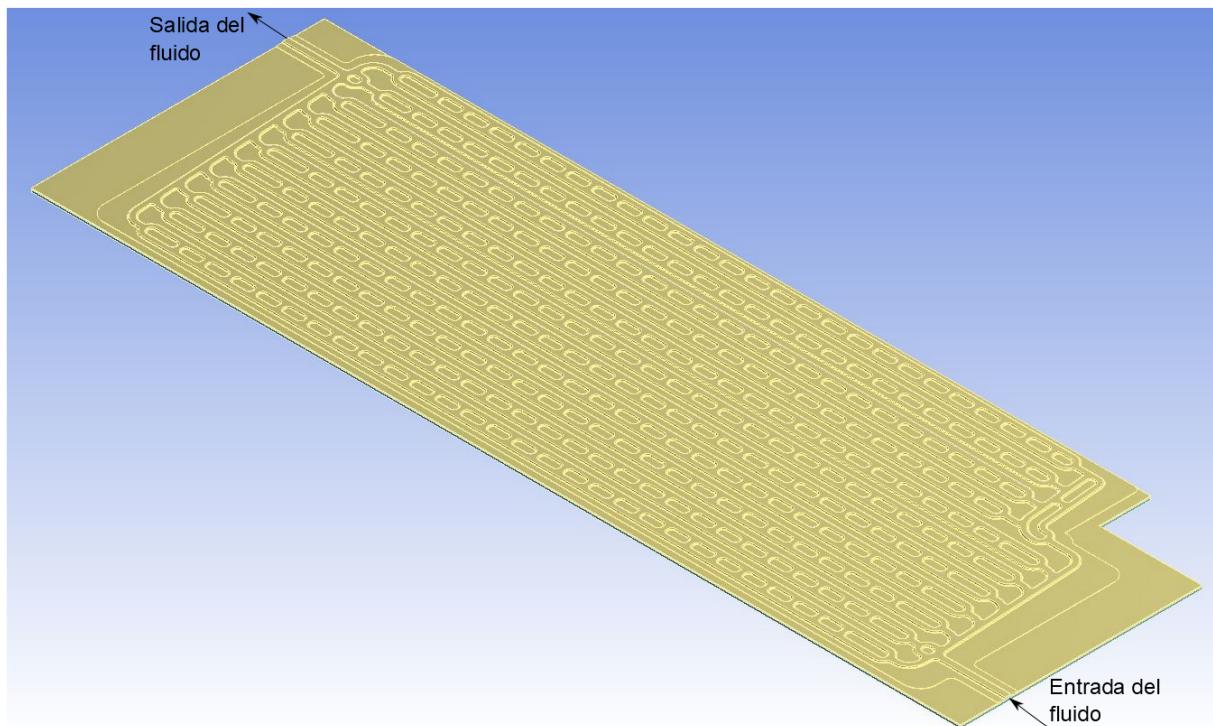


Figura 3.22: Geometría del modelo medio panel completo

### 3.5.2 Malla del modelo medio panel

Aunque en la Subsección 3.3.3 se demostró que la malla poliédrica era perfecta para el modelo de los cinco eslabones, ha sido imposible desarrollar una malla poliédrica debido a la complejidad de la geometría, siendo en su defecto una malla tetraédrica la utilizada.

A la hora de obtener una malla precisa se da el problema de los recursos computacionales. Si se realiza una malla muy fina, se encuentra el problema del tiempo de computación y mucho más importante, la imposibilidad de simular el modelo. Por el contrario, si se realiza una malla basta, los problemas de convergencia aparecen.

Las ecuaciones del fluido precisan de mayores recursos computacionales que las ecuaciones de

transferencia de calor. Por tanto, se opta por una medida austera y se afina la malla del fluido hasta conseguir resultados similares a la malla fina obtenidos en la Sección 2.3. Posteriormente se mallan los sólidos con el menor número de elementos posibles.

La malla tanto del cuerpo fluido como del intercambiador de calor que la contiene, será tetraédrica. Los elementos de las capas superiores al ser láminas, se mallarán con elementos hexaédricos para facilitar la transferencia de calor y reducir el número de elementos.

Se prueban diferentes mallas hasta que se obtiene una que cumpla todos los requisitos (Figura 3.23). Una malla lo suficientemente fina para ser fiel al fluido, y lo suficientemente basta como para no sobrecargar la capacidad del ordenador.

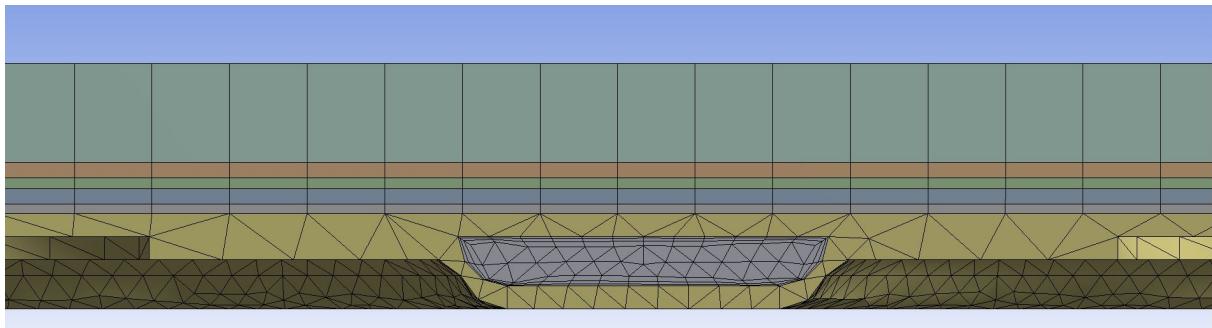


Figura 3.23: Vista transversal de la malla en la entrada del fluido

| Número de elementos | Elementos en el espesor del fluido |
|---------------------|------------------------------------|
| 13.068.770          | 8                                  |

Tabla 3.15: Características de la malla del modelo medio panel

Se comprueba a través de los contornos de velocidad en x, la calidad de la convergencia. Para ello se comparan los resultados obtenidos para el modelo medio panel (malla basta), con el modelo medio colector reducido (malla fina) (Figura 3.24). Se ve que los resultados son casi idénticos, pero se aprecian diferencias en los codos y bifurcaciones. Comparando las presiones se aprecia una pequeña diferencia (Tabla 3.16). Se concluye por tanto, que la malla es válida para simular el fluido.

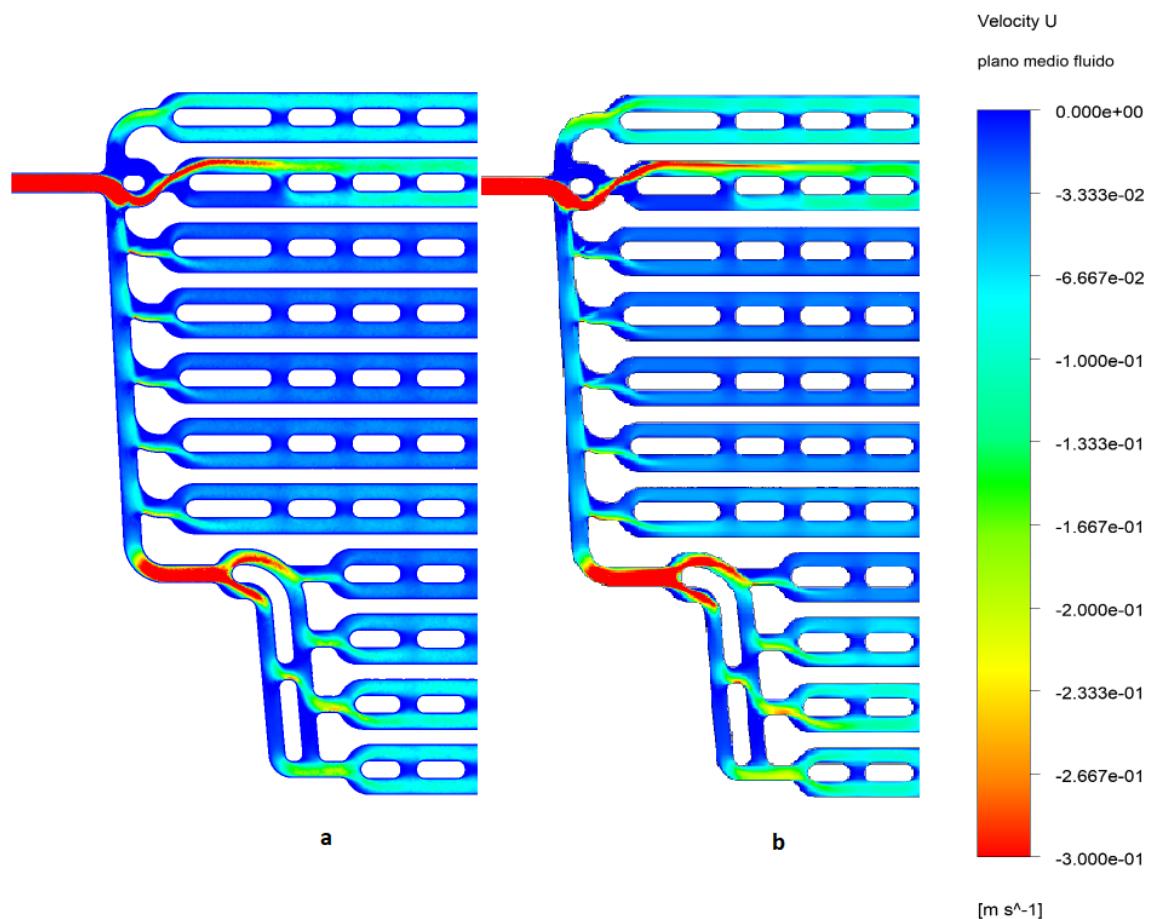


Figura 3.24: Contorno de velocidades en x para el rango (-0,3;0) m/s. a) cuerpo fluido del modelo medio panel completa b) cuerpo fluido del modelo colector reducido.

| $\Delta P$ modelo medio panel (Pa) | $\Delta P$ modelo colector reducido (Pa) |
|------------------------------------|--|
| 3165                               | 3230                                     |

Tabla 3.16: Comparación del salto de presiones

La malla se afina más en el fluido que en los sólidos (Figura 3.25), debido a que la transferencia de calor es más simple de resolver.

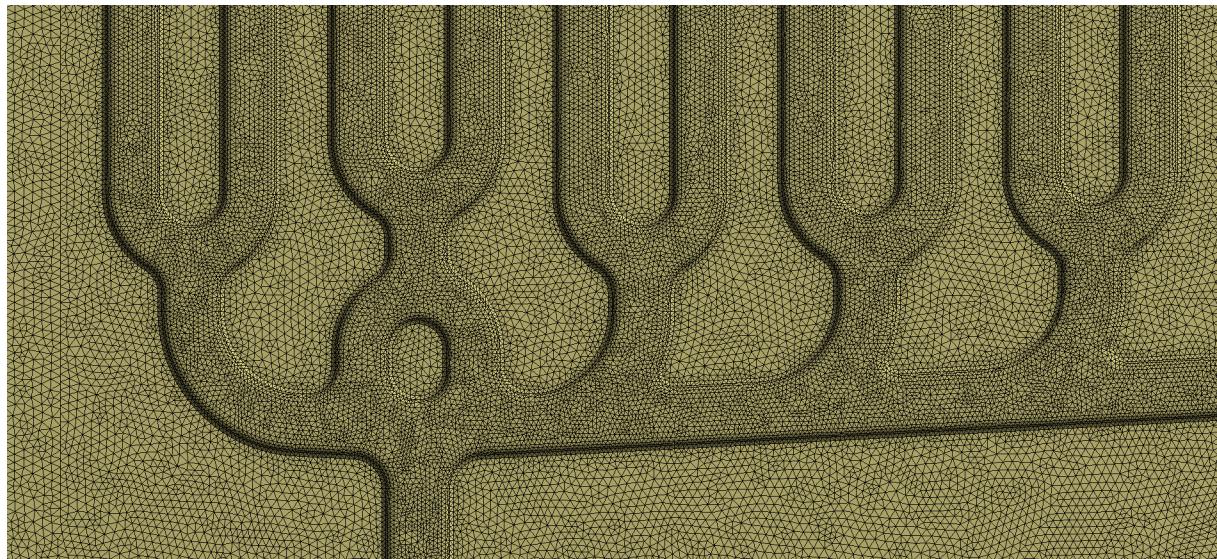


Figura 3.25: Malla en la entrada del panel

### 3.5.3 Simulación y análisis de resultados en el modelo medio panel completo

Primero se resuelve el cuerpo fluido, manteniendo la misma velocidad de entrada, mientras varían las temperaturas, posteriormente se calculará la transferencia de calor. Al simularse por separado, se consumen menos recursos computacionales y se agilizan las simulaciones.

Una vez realizadas las simulaciones en ANSYS fluent, se recogen los resultados de mayor relevancia, como es la convergencia, la distribución de temperaturas en el panel solar híbrido PVT y las curvas de rendimiento térmico.

### 3.5.3.1 Convergencia del modelo medio panel

Para las simulaciones del cuerpo fluido, se ve una buena convergencia, el error de las ecuaciones va disminuyendo y se estabiliza en torno a las 500 iteraciones (Figura 3.26). La presión (Figura 3.27) y la velocidad (Figura 3.28) con 100 iteraciones ya se encuentran estabilizadas. Debido a que se aplica el solver "coupled" para el fluido, no es extraño que converga rápidamente, debido a que resuelve conjuntamente la presión y la velocidad, por tanto, es mucho más lento pero más preciso.

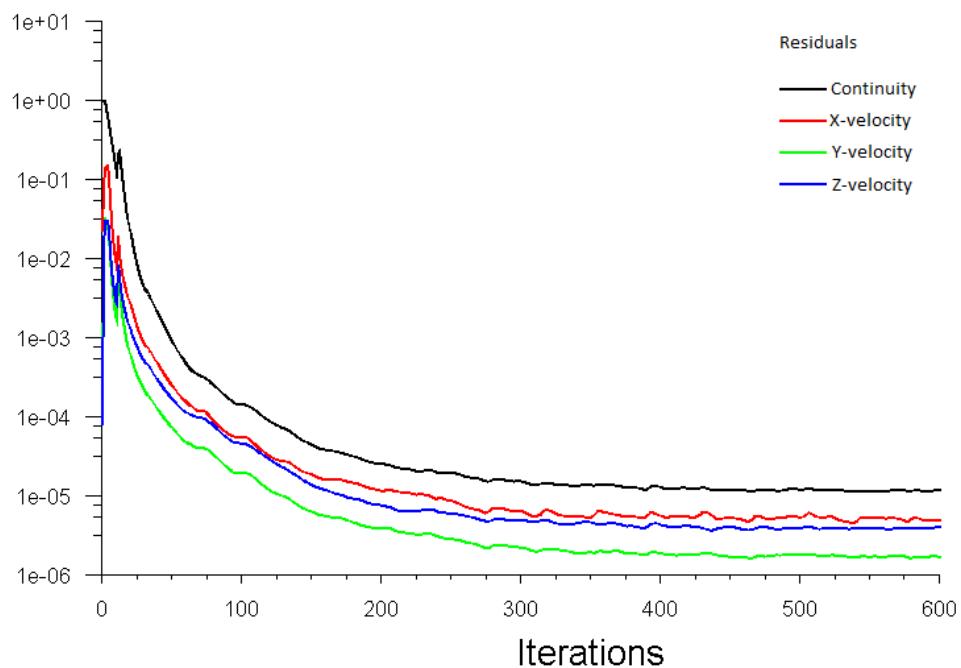


Figura 3.26: Residuals de la simulación del fluido

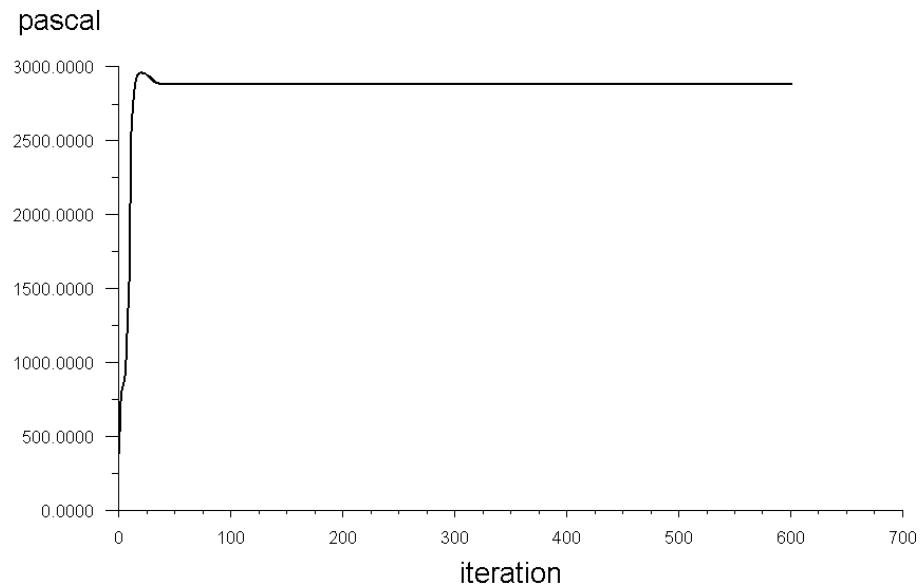
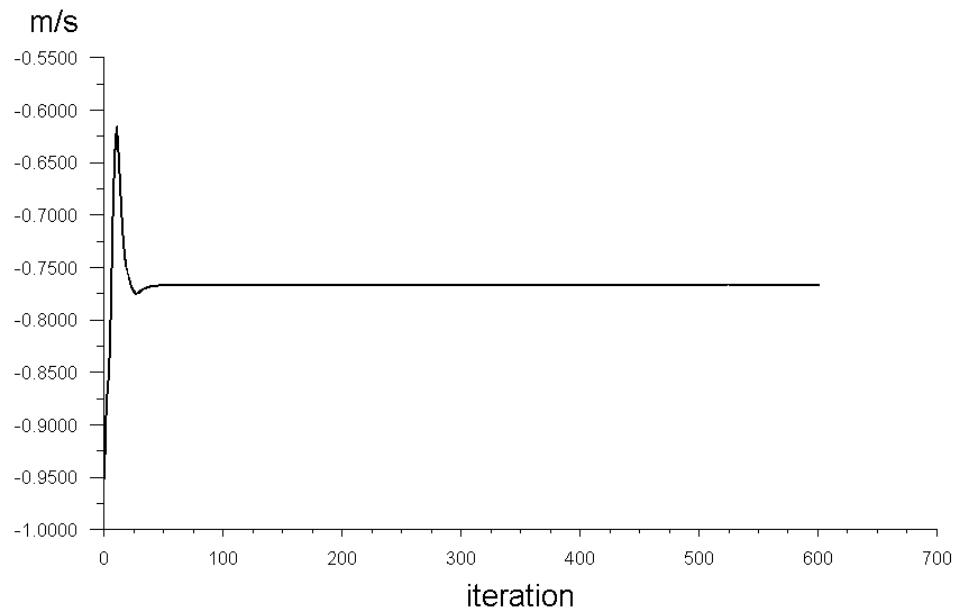
Figura 3.27: Convergencia de la  $\Delta P$ 

Figura 3.28: Convergencia de la velocidad en X a la salida

Respecto a la transferencia de calor, hay también una buena convergencia (Figura 3.29), pero hay que modificar los coeficientes de relajación para evitar una divergencia y conseguir un resultado rápido.

Primero se calcula con un coeficiente de relajación igual a 1, que es el que existe por defecto, con esto se consigue que la temperatura se aproxime rápidamente a la solución, pero debido a la complejidad del modelo se producen inestabilidades y la temperatura empieza a fluctuar entre los límites establecidos (0-5000)K. Por tanto, antes de que diverga el cálculo, se cambia el coeficiente de relajación a 0,8 y se consigue un cálculo estable pero más lento.

La temperatura se estabiliza en pocas iteraciones (Figura 3.30), y se puede ver el cambio de los factores de relajación en los picos que hay en torno a la iteración 600.

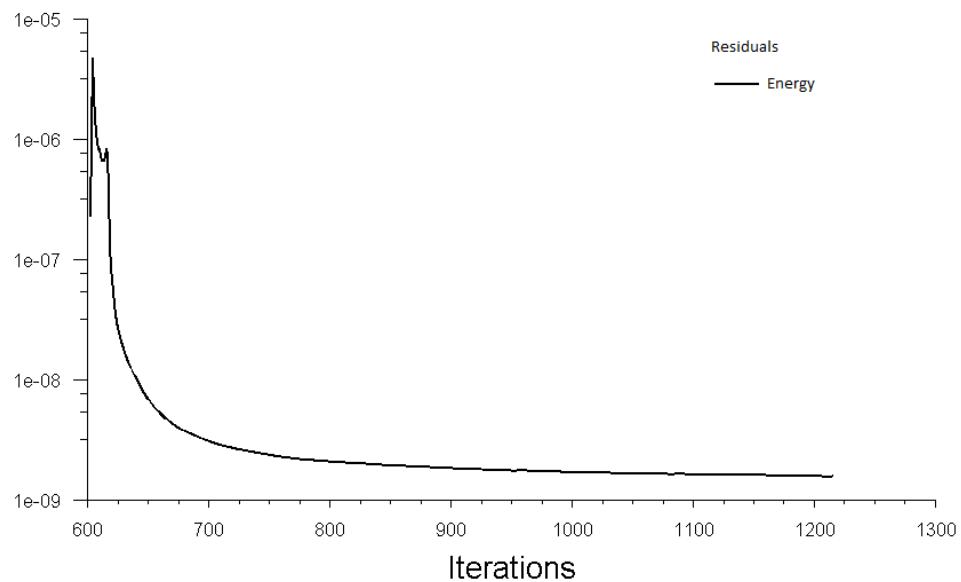


Figura 3.29: Residual de la transferencia de calor

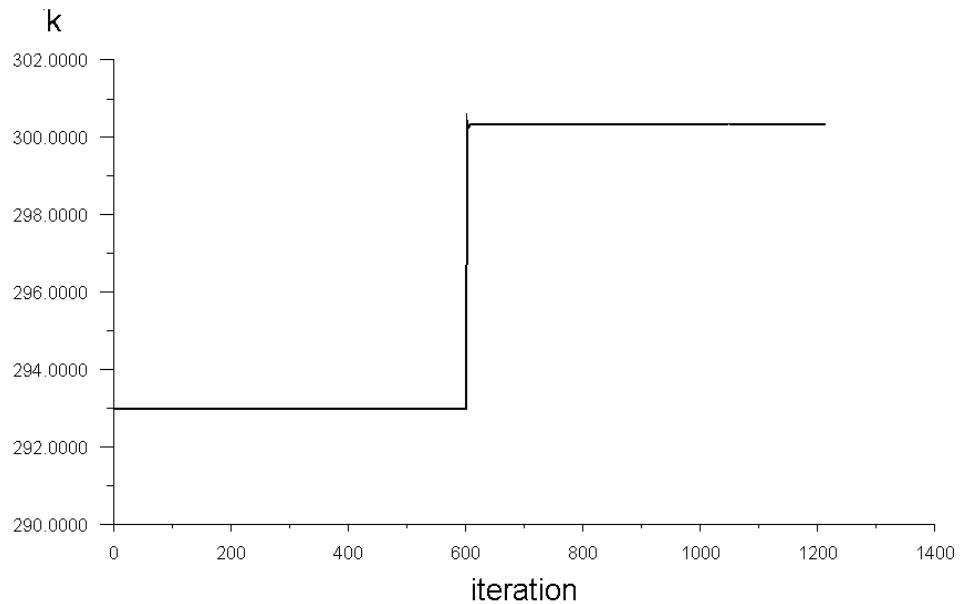


Figura 3.30: Convergencia de la temperatura del fluido a la salida

### 3.5.3.2 Distribución de velocidades y temperaturas en el panel

Se extraen imágenes de las velocidades en el panel, y de la distribución de temperaturas, para analizar el comportamiento de la transferencia de calor.

Se observa el flujo fluido y se obtienen los mismos resultados que para la Sección 2.3. El caudal no se distribuye uniformemente, y es mayor en los canales que están anexos a la entrada y salida (Figura 3.31).

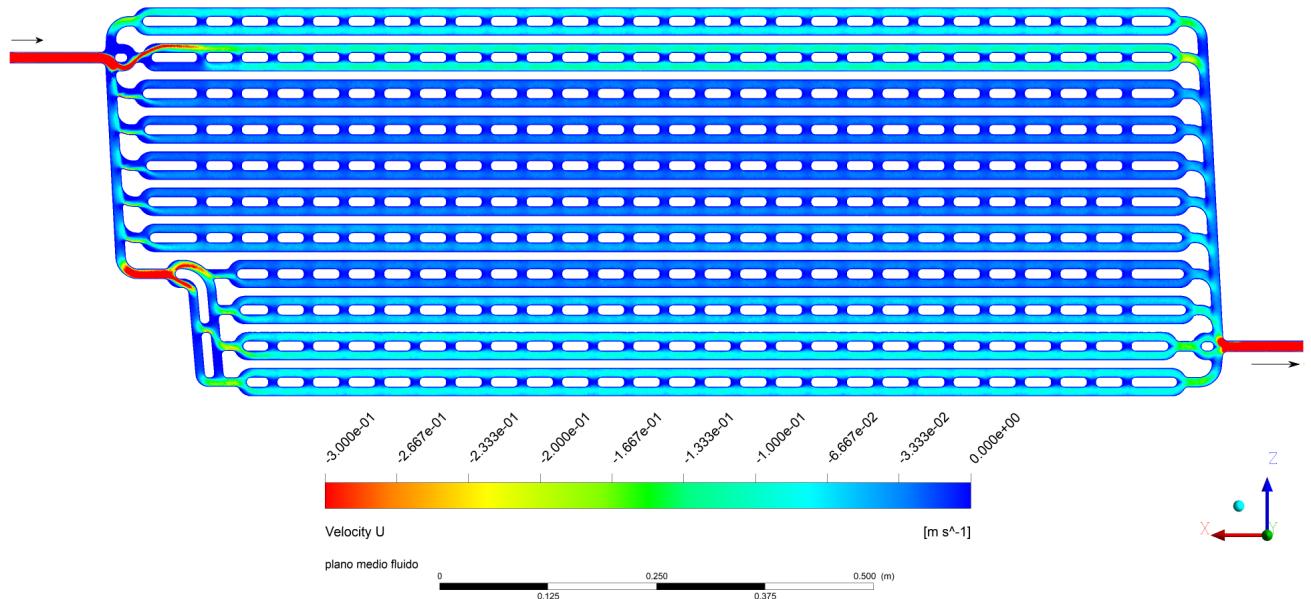


Figura 3.31: Contorno de la velocidad en X rango(-0,3;0)m/s

La transferencia de calor está completamente ligada al paso del fluido, y como se observa en la (Figura 3.32), las temperaturas son menores donde la velocidad del fluido es mayor como se ve en la Sección 3.4.

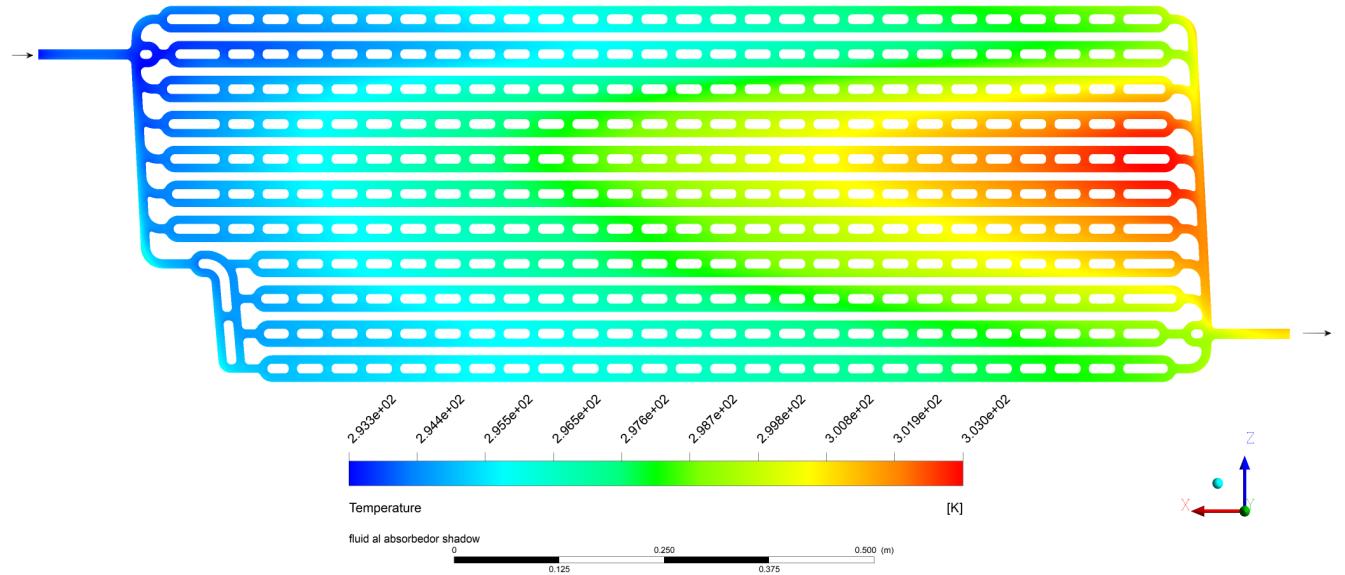


Figura 3.32: Contorno de temperaturas del cuerpo fluido

La distribución de temperaturas en la cara superior del intercambiador es interesante (Figura 3.33). En las zonas de menor caudal, se ve como la temperatura es mayor, pero debido a que la conductividad del aluminio es mayor que la del agua, se equilibran las temperaturas. Las zonas que no tienen contacto con el agua, tienen los mayores valores de temperatura, demostrando la capacidad, y utilidad de la refrigeración del fluido. Se ve claramente el contorno del fluido en la entrada del panel.

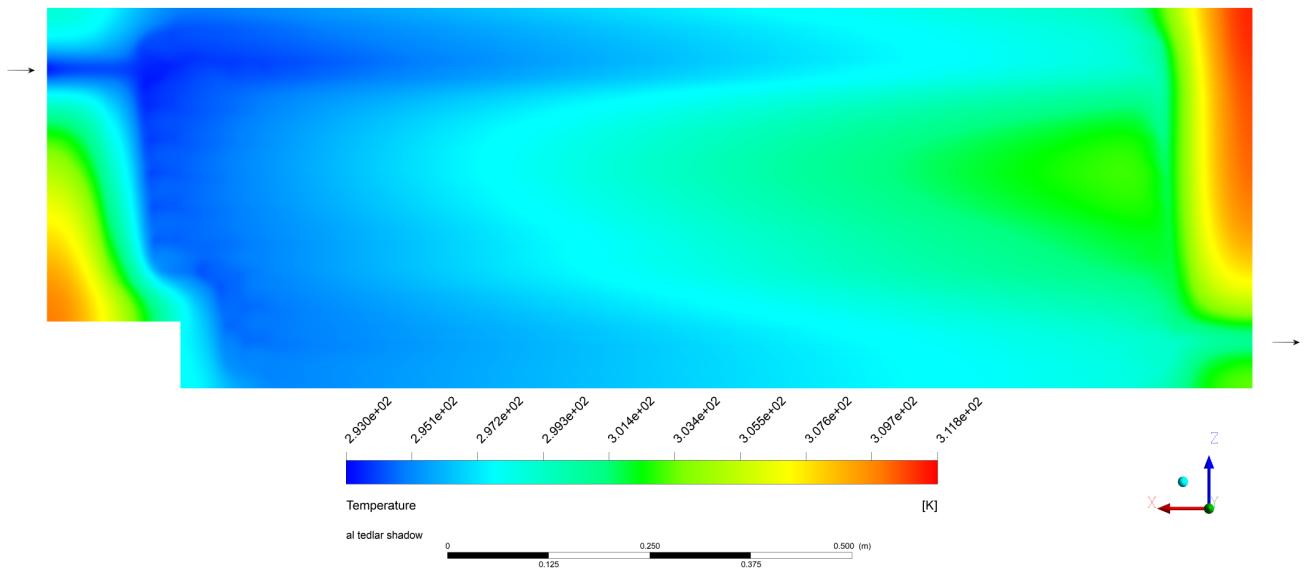


Figura 3.33: Contorno de temperaturas del intercambiador de calor (Cara superior)

En la distribución de temperaturas en la cara inferior del intercambiador se ve mayor refrigeración en la entrada (Figura 3.34), y en el canal de la entrada, que es el de mayor caudal. El fluido circula mayoritariamente por los canales de los extremos, en la salida del panel hay un descenso de la temperatura debido a que se recoge el caudal de los canales.

Se puede concluir que la refrigeración del panel no es uniforme, se podría aumentar la eficiencia si se equilibraran los caudales entre los canales. Se podrían introducir tubos o aletas que además de añadir pérdidas de carga y equilibrar el caudal, aumentaría la superficie de transferencia de calor,

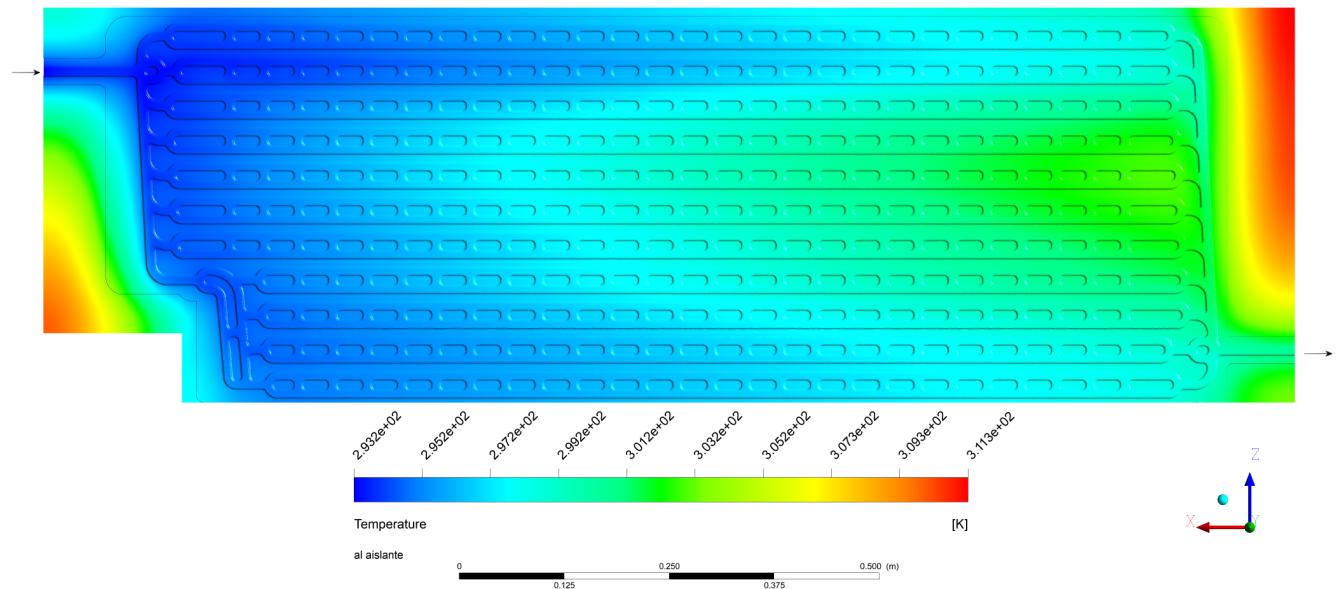


Figura 3.34: Contorno de temperaturas del intercambiador de calor(cara inferior)

### 3.5.3.3 Curvas de rendimiento térmica

Como se ha comentado al principio del capítulo, la forma de determinar el comportamiento de un colector solar, es representar gráficamente la eficiencia frente a la temperatura reducida. Se representa a continuación las curvas de rendimiento térmico para el caudal nominal, y para el 70 % del caudal nominal. Es interesante conocer las curvas para un caudal del 70 % del caudal nominal, debido a que los paneles suelen operar entre estos dos caudales.

Se recogen en la Tabla 3.17 las potencias eléctrica y térmica obtenidas para diferentes temperaturas con un caudal circulante de 98 l/h. Como se ve, al incrementarse la temperatura de entrada la eficiencia es cada vez menor. Esto se debe a que las pérdidas son cada vez mayores, y por tanto la cantidad de energía que recibe el agua es cada vez menor. El salto de temperatura para una temperatura de entrada de 70°C es casi inexistente, pudiendo concluir que es la temperatura máxima a la que se puede calentar el agua. El rendimiento total del panel solar híbrido alcanza el 66,4 %, un valor bastante elevado si se compara con el rendimiento eléctrico 15,5 %.

| $T_{entrada}(K)$ | $T_{salida}(K)$ | $P_{termica}(W)$ | $P_{electrica}(W)$ | $\eta_{termica}(\%)$ | $\eta_{electrica}(\%)$ |
|------------------|-----------------|------------------|--------------------|----------------------|------------------------|
| 293              | 300,35          | 414,18           | 118,41             | 50,94                | 15,49                  |
| 303              | 309,06          | 341,40           | 114,27             | 41,99                | 14,95                  |
| 313              | 317,13          | 266,99           | 110,15             | 32,84                | 14,41                  |
| 323              | 326,36          | 198,24           | 106,06             | 23,28                | 13,87                  |
| 333              | 334,96          | 109,94           | 101,97             | 13,52                | 13,34                  |
| 343              | 343,49          | 27,32            | 97,92              | 3,36                 | 12,81                  |

Tabla 3.17: Potencias y eficiencias para el caudal 98l/h

Los valores de interés para realizar la curva de rendimiento térmico se recogen en la Tabla 3.18. El rendimiento máximo alcanzado es del 50,95 % para una temperatura de fluido de entrada de 20°C, a partir de este punto el rendimiento decrece hasta casi cero para una temperatura de 70°C. El error del rendimiento obtenido en el modelo CFD es escaso, por debajo del 10 %. Se considera que el modelo CFD se ajusta bien al modelo real.

La curva de rendimiento térmico CFD obtenida para un caudal de 98 l/h (Figura 3.35), se approxima muy bien a la curva experimental, presenta una diferencia del 2,85 % en el eje de ordenadas, y una diferencia de pendiente de 0,702 Cuadro 3.21.

| $T_e(K)$ | $T_r(m^2K/W)$ | $\eta_{exp}(\%)$ | $\eta_{CFD}(\%)$ | Diferencia (%) | Error (%) |
|----------|---------------|------------------|------------------|----------------|-----------|
| 293      | -0,0013       | 48,46            | 50,95            | 2,49           | 5,13      |
| 303      | 0,008         | 39,57            | 41,99            | 2,42           | 6,12      |
| 313      | 0,017         | 30,99            | 32,84            | 1,85           | 5,97      |
| 323      | 0,026         | 21,85            | 23,28            | 1,42           | 6,51      |
| 333      | 0,036         | 13,02            | 13,52            | 0,50           | 3,86      |
| 343      | 0,045         | 4,22             | 3,36             | -0,85          | -20,28    |

Tabla 3.18: Eficiencias experimentales y CFD para el caudal 98 l/h

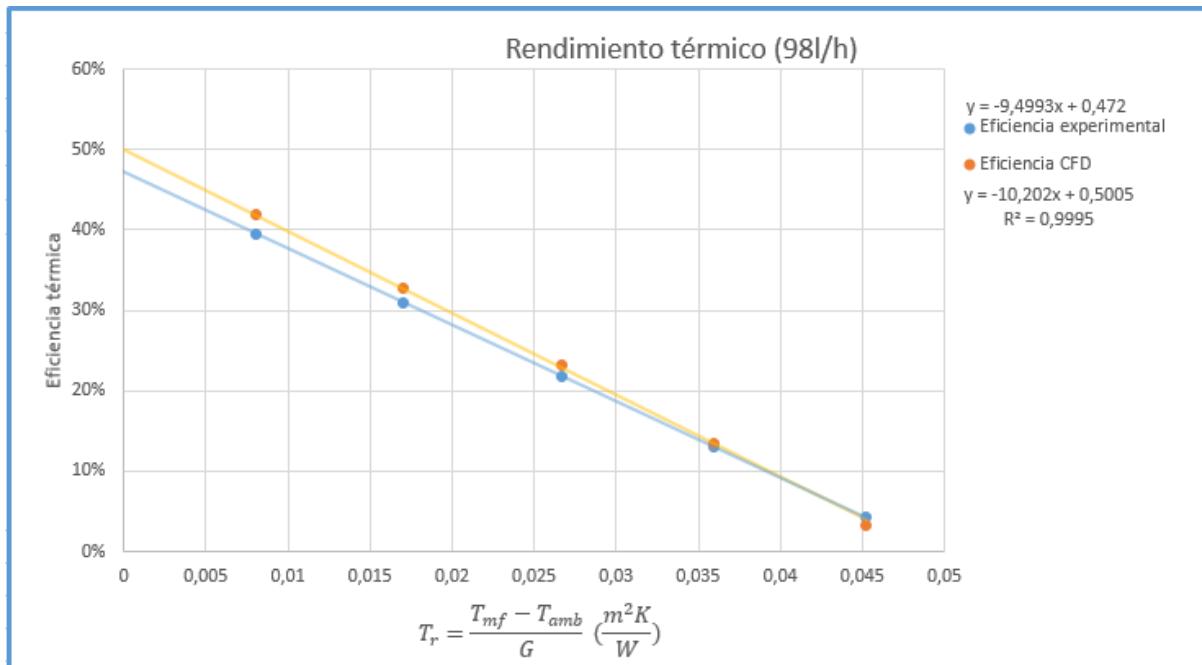


Figura 3.35: Curva de rendimiento térmico para 98l/h

Se puede concluir que el modelo CFD es fiel al modelo real, debido a que los resultados experimentales no distan en exceso a los resultados CFD. El elemento extraño es que la recta del modelo CFD tenga mayor pendiente que el modelo experimental, debido a que dicha pendiente esta íntimamente relacionada con las pérdidas, y el modelo CFD no considera elementos del modelo real, idealizando su comportamiento.

Para la curva obtenida con un caudal circulante de 70 l/h se recogen los mismos datos (Tabla 3.19). Los saltos de temperatura son mayores, es de esperar al disminuir el caudal. Sorprendentemente el calor absorbido por el agua solo desciende 10 W, con lo que la eficiencia disminuye en un 1,3 %. La potencia eléctrica apenas varía, al ser el rendimiento es función de la temperatura y esta asciende levemente, no varía más que en un 0,4 %.

| $T_{entrada}(K)$ | $T_{salida}(K)$ | $P_{termica}(W)$ | $P_{electrica}(W)$ | $\eta_{termica}(\%)$ | $\eta_{electrica}(\%)$ |
|------------------|-----------------|------------------|--------------------|----------------------|------------------------|
| 293              | 303,01          | 403,48           | 117,79             | 49,62                | 15,41                  |
| 303              | 311,25          | 332,8            | 113,76             | 40,93                | 14,88                  |
| 313              | 319,44          | 259,69           | 109,76             | 31,94                | 14,36                  |
| 323              | 327,56          | 184,11           | 105,78             | 22,64                | 13,84                  |
| 333              | 335,64          | 106,29           | 101,83             | 13,07                | 13,32                  |
| 343              | 343,65          | 25,82            | 97,89              | 3,17                 | 12,81                  |

Tabla 3.19: Potencias y eficiencias para el caudal 70 l/h

De los datos recogidos en la Tabla 3.20 se obtiene la curva de rendimiento térmico obtenida para un caudal de 70 l/h (Figura 3.36). Mientras que para un caudal de 98 l/h se obtiene un salto de 7,348 K, para un caudal de 70 l/h se obtiene un salto de 10,008 K y solo un 1,5% menos de eficiencia total.

| $T_e(K)$ | $T_r(m^2K/W)$ | $\eta_{exp}(\%)$ | $\eta_{CFD}(\%)$ | Diferencia (%) | Error (%) |
|----------|---------------|------------------|------------------|----------------|-----------|
| 293      | -0,000004     | 47,20 6          | 49,63            | 2,43           | 5,15      |
| 303      | 0,009         | 38,53            | 40,94            | 2,40           | 6,24      |
| 313      | 0,018         | 29,89            | 31,94            | 2,05           | 6,68      |
| 323      | 0,027         | 21,28            | 22,65            | 1,36           | 6,41      |
| 333      | 0,036         | 12,70            | 13,07            | 0,38           | 2,99      |
| 343      | 0,045         | 4,14             | 3,18             | -0,96          | -23,30    |

Tabla 3.20: Eficiencias experimentales y CFD para el caudal 70 l/h

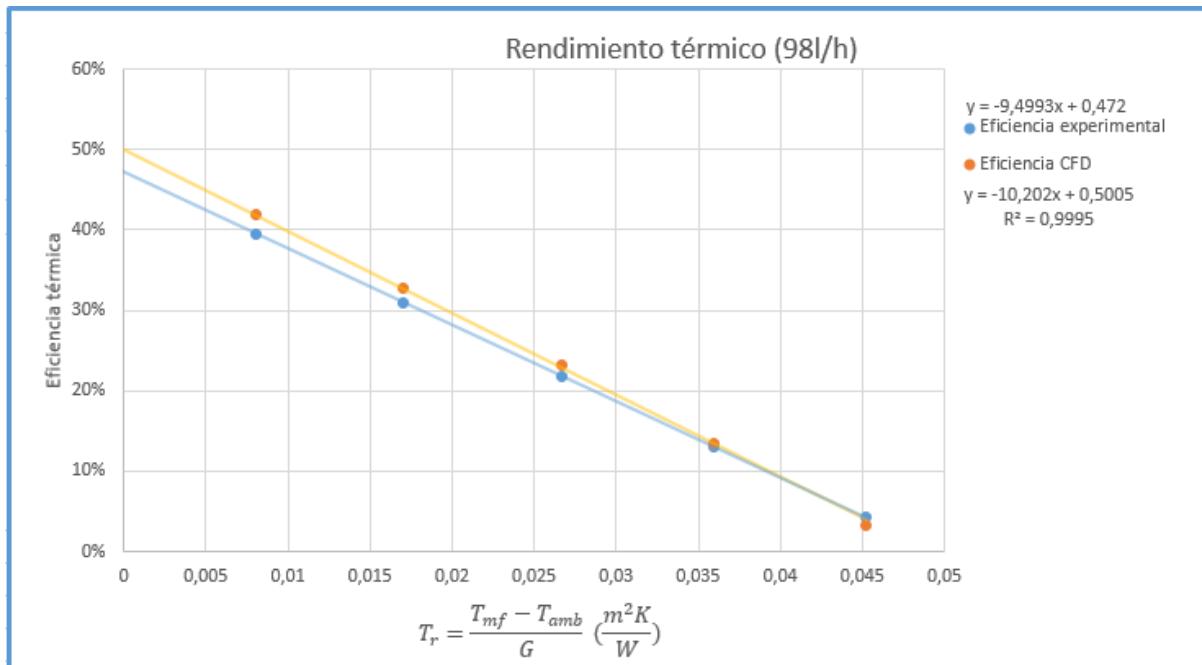


Figura 3.36: Curva de rendimiento térmico para 70l/h

|                       | Eficiencia Óptica | Pendiente( $\frac{W}{m^2K}$ ) | $R^2$  |
|-----------------------|-------------------|-------------------------------|--------|
| Experimental (98 l/h) | 0,472             | -9,5                          | 1      |
| CFD (70 l/h)          | 0,5018            | -10,248                       | 0,9993 |
| CFD (98 l/h)          | 0,5005            | -10,202                       | 0,9995 |

Tabla 3.21: Parámetros de las curvas de rendimiento térmico

---

## CAPÍTULO 4

# Conclusiones y trabajo futuro

---

Una vez realizados los estudios del cuerpo fluido y de la transferencia de calor en el panel híbrido ECOVOLT, queda pendiente resumir los resultados obtenidos. Como se ha visto el intercambiador de calor "Roll bond" posee una geometría compleja. El intercambiador se compone casi en su totalidad por canales, y estos están constituidos por eslabones. De estas subgeometrías se realizan modelos que permiten simplificar el estudio.

### 4.1 Conclusiones de cuerpo fluido

---

En los canales se obtiene un flujo laminar con un Reynolds de 127. El flujo se desarrolla rápidamente a bajas velocidades de entrada. Se ve como el canal al estar compuesto de dos subcanales consigue un equilibrio, es decir, si el flujo fuera mayor por un subcanal se acabaría igualando con el otro subcanal, consiguiendo un flujo uniforme. Los saltos de presión que se dan en el canal alcanzan como máximo un 16,4 % del salto total que se produce en el intercambiador.

Al analizar el intercambiador se aprecia una desigualdad en la distribución de caudales. La distribución va desde el 4,45 % para el canal con menor caudal, hasta el 17,81 % para el canal con mayor caudal. El salto de presión total que se da en el intercambiador toma el valor de 3129 Pa. Se consigue realizar un modelo reducido sustituyendo los eslabones intermedios por un medio poroso. El modelo reducido tiene un error del 3,2 % en el salto de presiones con respecto al modelo completo. De este modelo reducido se consigue equilibrar los caudales modificando los parámetros del medio poroso, consiguiendo una diferencia máxima de 1,13 l/h entre los canales, cuando inicialmente había una diferencia máxima de 13,36 l/h.

## 4.2 Conclusiones de la transferencia de calor

---

Para la transferencia de calor se establece la metodología para implementar correctamente un modelo CFD del panel solar híbrido. Comenzando por el modelo cinco eslabones, se determina la versatilidad de las mallas poliédricas, que reduciendo el numero de elementos hasta casi la mitad, consiguen mejores y más rápidas convergencias. Se obtiene el coeficiente de transferencia de calor, siendo a caudal nominal de  $1988\text{ (W/m}^2\text{K)}$  para la superficie inferior del intercambiador, y de  $1922\text{ (W/m}^2\text{K)}$  para la superficie superior.

Se consigue una curva de rendimiento térmico con un error de hasta el 6,5 %, esta curva se aproxima muy bien a la curva experimental y da fidelidad al modelo CFD. Por otro lado vemos que operar a diferentes caudales no influye excesivamente en el rendimiento térmico.

## 4.3 Trabajo futuro

---

Como se expone al principio del presente trabajo, el objetivo es obtener un modelo CFD fiel al modelo experimental para plantear modificaciones que mejoren el rendimiento. Como hemos visto el punto mas flaco de este panel es la distribución de caudales. Dicha distribución se puede mejorar introduciendo pérdidas en los canales con mayor caudal. Se realizaría un modelo del canal con distintos tipos de elementos contabilizando la pérdida que añadiría cada elemento. Posteriormente se realizaría un modelo CFD del circuito introduciendo estos elementos en los canales con mayor caudal esperando el equilibrio. Una vez conseguido el equilibrio del flujo por el panel se realizaría el modelo experimental. Otro punto para mejorar la eficiencia es plantear diferentes geometrías, y diferentes materiales para el panel.

# Bibliografía

---

- [1] Ewa Klugmann-Radziemska. The effect of temperature on the power drop in crystalline solar cells. *Renewable Energy*, 28:1–12, 01 2003.
- [2] Sarah Kurtz. Opportunities for development of a mature concentrating photovoltaic power industry. *2009 International Conference on Compound Semiconductor Manufacturing Technology, CS MANTECH 2009*, 01 2009.
- [3] Jee Michael, S. Iniyani, and Ranko Goic. Flat plate solar photovoltaic–thermal (pv/t) systems: A reference guide. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 11 2015.
- [4] Patrick Dupeyrat, Christophe Ménézo, Harry Wirth, and Matthias Rommel. Improvement of pv module optical properties for pv-thermal hybrid collector application. *Solar Energy Materials and Solar Cells - SOLAR ENERG MATER SOLAR CELLS*, 95:2028–2036, 08 2011.
- [5] María Herrando, Christos Markides, and Klaus Hellgardt. A uk-based assessment of hybrid pv and solar-thermal systems for domestic heating and power: System performance. *Applied Energy*, 122:288–309, 06 2014.
- [6] Adham Makki, Siddig Omer, and Hisham Sabir. Advancements in hybrid photovoltaic systems for enhanced solar cells performance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41:658–684, 09 2014.
- [7] ANSYS fluent 19 theory guide, 2018.
- [8] Endef engineering. Technical datasheet ecovolt panel 2019. <https://endef.com/wp-content/uploads/2019/09/ecovolt-ficha-tecnica.pdf>. [accessed: 24.10.2019].
- [9] Endef Engineering. Technical datasheet ecovolt panel. 2019.

- [10] Bergman TL Lavine AS Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of heat and mass transfer. 6th ed.* John Wiley Sons, 2007.
- [11] Crawford ME Kays WM. *Couective heat and mass transfer. 3rd ed.* McGraw-hill, 1993.
- [12] G. Notton, Christian Cristofari, Michel Mattei, and Philippe Poggi. Modelling of a double-glass photovoltaic module using finite differences. *Applied Thermal Engineering - APPL THERM ENG*, 25:2854–2877, 12 2005.
- [13] Worek WM Duffie JA, Beckman WA. *Solar engineering of thermal processes. 3rd ed.* John Wiley Sons, 2006.
- [14] E. Skoplaki and J.A. Palyvos. On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlation. *Solar Energy*, 83:614–624, 05 2009.
- [15] María Herrando, Alba Ramos, Ignacio Zabalza, and Christos Markides. A comprehensive assessment of alternative absorber-exchanger designs for hybrid pvt-water collectors. *Applied Energy*, 235:1583–1602, 11 2018.
- [16] Kalogirou SA. *Solar energy engineering: processes and systems. 2nd ed.* Academic Press, 2014.
- [17] Marcin Sosnowski, Jaroslaw Krzywanski, and Renata Gnatowska. Polyhedral meshing as an innovative approach to computational domain discretization of a cyclone in a fluidized bed clc unit. *E3S Web of Conferences*, 14:01027, 01 2017.
- [18] Frank M. White. *Fluid Mechanics. 8 ed.* McGraw-Hill Education, 2016.

---

## APÉNDICE A

---

# Anexos cuerpo fluido

---

### A.1 Datos del panel híbrido PVT

---

El panel solar híbrido esta compuesto por varias capas, entre ellas se encuentra el intercambiador de calor tipo roll bond. La misión del intercambiador es absorber el calor y transferírselo al agua que circula por su interior. En otras palabras, su función es refrigerar el panel y obtener agua caliente. En el presente anexo se recogen los valores del intercambiador "*Roll bond*" (Figura A.1).

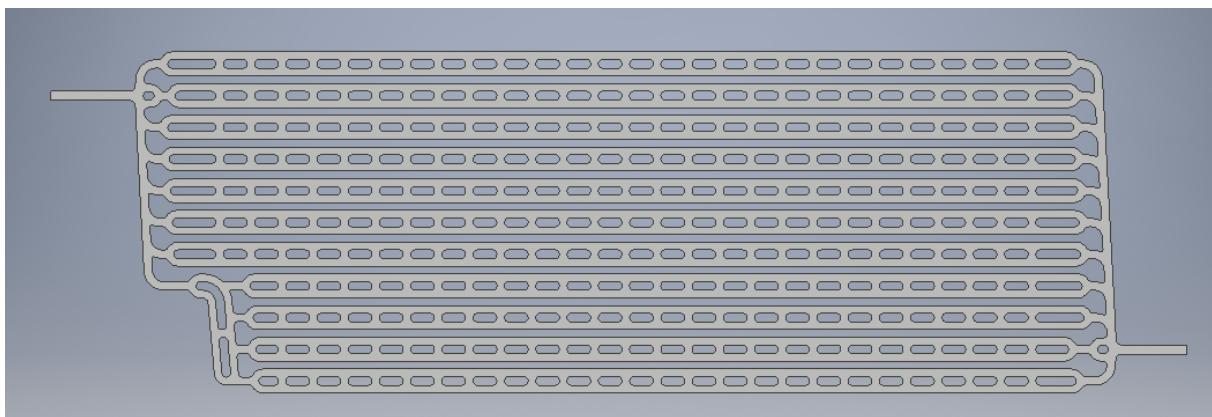


Figura A.1: Geometría del colector

El colector se subdivide en distintas zonas para facilitar el estudio del fluido (Figura A.2).

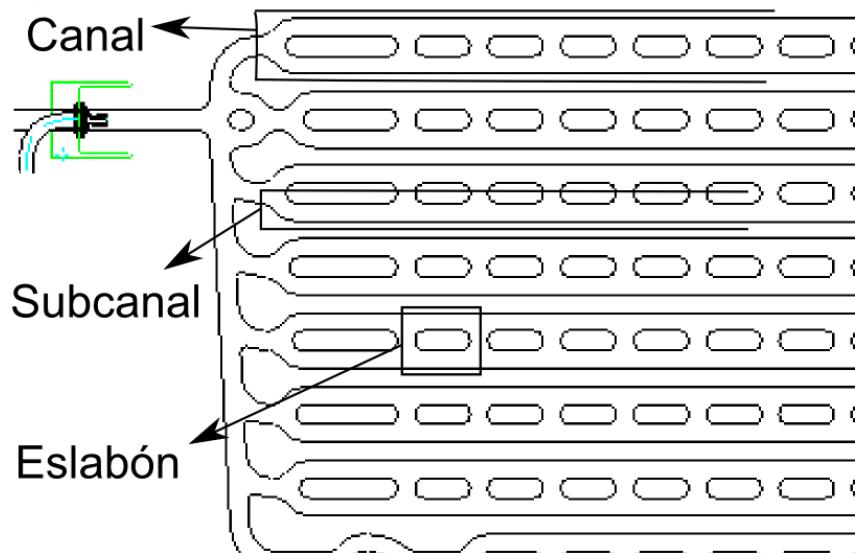


Figura A.2: Zonas del colector

### A.1.1 Valores relevantes de la geometría

Los valores más relevantes para el cálculo del fluido quedan recogidos en la Tabla A.1.

| Geometría  | Valor  |
|--|--------|
| Área del colector ( $\text{m}^2$ )                           | 1,4    |
| Número de canales  | 22     |
| Número de subcanales   | 44     |
| Altura del fluido en todo el colector(mm)                    | 1,6    |
| Anchura de la entrada del circuito (mm)                      | 12     |
| Área transversal a la entrada del circuito ( $\text{mm}^2$ ) | 17,8   |
| Anchura de la entrada del canal (mm)                         | 10     |
| Área de la entrada del canal ( $\text{mm}^2$ )               | 14,915 |
| Anchura de la entrada del eslabón (mm)                       | 31,5   |
| Área de la entrada del eslabón ( $\text{mm}^2$ )             | 49,315 |

Tabla A.1: Valores de la geometría

### A.1.2 Caudales y velocidades en las distintas zonas

El caudal nominal del colector es de  $70(l/hm^2)$ . Se convierte a (l/h) y se determina el caudal por las diferentes zonas del colector, y las velocidades correspondientes.

$$Q_n = 70 \frac{l}{h^2} \cdot 1,4m^2 = 98l/h \quad (\text{A.1})$$

$$Q_{canal} = \frac{98l/h}{22\text{canales}} = 4,4545l/h \cdot \text{canal} \quad (\text{A.2})$$

Para determinar la velocidad a la entrada del colector, se fracciona el caudal total entre las dos entradas.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{98/2dm^3/h}{17,8mm^2 \cdot 1000mm^2/dm^2 \cdot 3600s/h} = 0,764m/s \quad (\text{A.3})$$

Se procede de la misma manera para obtener la velocidad del canal y del eslabón.

| Zona                 | Caudal(l/h) | Velocidad(m/s) |
|----------------------|-------------|----------------|
| Entrada del circuito | 49          | 0,765          |
| Entrada del canal    | 4,45        | 0,083          |
| Entrada del eslabón  | 4,45        | 0,0278         |

Tabla A.2: Caudales y velocidades en las diferentes zonas del colector

### A.1.3 Resultados Experimentales

Se dispone de resultados experimentales de la curva de rendimiento térmico facilitados por el fabricante. Estos resultados nos permitirán comprobar si el modelo CFD es fiel al modelo real.

#### A.1.3.1 Curva de rendimiento térmico

Las curvas de rendimiento térmico se obtienen bajo condiciones estándar, sirven de referencia para valorar el comportamiento de un colector solar en función de dos parámetros:

- El rendimiento térmico
- La temperatura reducida;

Se considera como temperatura reducida, a la variable que relaciona la temperatura ambiente, la temperatura solar incidente y la temperatura media del fluido, y se obtiene de la siguiente manera:

$$T_r = \frac{T_{mf} - T_{amb}}{G} ; \quad (A.4)$$

Y la temperatura media del fluido se simplifica como:

$$T_{mf} = \frac{T_{salida} - T_{entrada}}{2} ; \quad (A.5)$$

La curva de rendimiento obtenida para el panel solar híbrido comercial ECOVOLT queda representada en la siguiente imagen (Figura A.3). Los parámetros de la curva quedan recogidos en la Tabla 3.21.

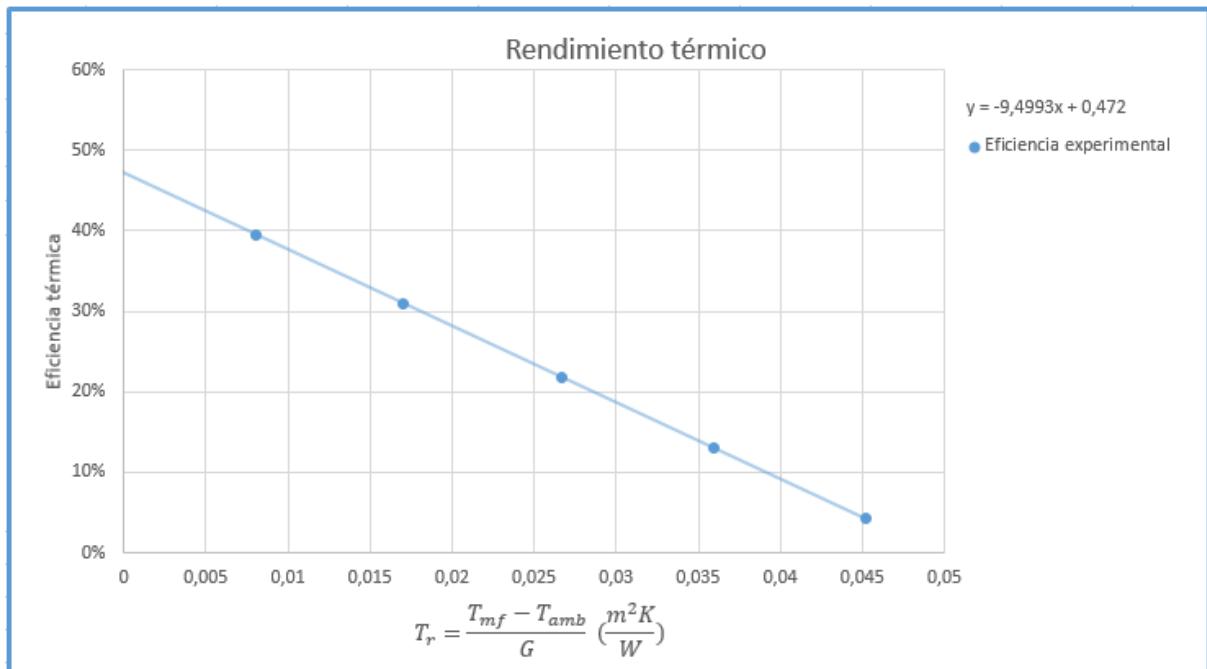


Figura A.3: Curva de rendimiento térmico experimental

| Eficiencia Óptica | Pendiente( $\frac{W}{m^2K}$ ) |
|-------------------|-------------------------------|
| 0,472             | -9,5                          |

Tabla A.3: Parámetros de la curva de rendimiento térmico

Con los datos de la curva de rendimiento térmico se obtiene el salto de temperaturas para un

circuito. Para obtener el salto de temperaturas se introduce en EES el siguiente sistema de ecuaciones.

$$T_R = \frac{T_{ambiente} - T_{media}}{G} \quad (\text{A.6})$$

$$T_{media} = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2} \quad (\text{A.7})$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_e \cdot (T_{salida} - T_{entrada}) \quad (\text{A.8})$$

$$\dot{Q} = A_{circuito} \cdot \eta \cdot G \quad (\text{A.9})$$

$$\eta = 0,472 - 9,5 \cdot T_R \quad (\text{A.10})$$

En la Tabla A.4 se recogen los saltos de temperatura para diferentes caudales. Debido a que la curva de rendimiento térmico se toma para un caudal de 98 (l/h), los saltos de temperatura para el resto de caudales son solo orientativos. Para estos caudales el rendimiento puede variar pero no excesivamente.

| Caudal (l/h) | Caudal (kg/s) | $\Delta T (K)$ |
|--------------|---------------|----------------|
| 49           | 0,0136        | 15,62          |
| 98           | 0,0272        | 7,24           |
| 196          | 0,0544        | 3,49           |

Tabla A.4: Saltos de temperatura a diferentes caudales

## A.2 Cálculo teórico del número de Reynolds

Para determinar el número de Reynolds se parte de la formula [18]:

$$Re = \frac{\rho \cdot D_h \cdot V_s}{\mu} \quad (\text{A.11})$$

Siendo:

- $\rho$  = Densidad a temperatura ambiente (25°C)
- $D_h$  = Diámetro hidráulico del canal
- $V_s$  = Velocidad de circulación del fluido
- $\mu$  = Viscosidad dinámica a temperatura ambiente (25°C)

El diámetro hidráulico se determina con los parámetros geométricos del canal (Tabla A.1). Siendo el diámetro hidráulico cuatro veces el área entre el perímetro mojado.

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4(b \cdot h)}{2b + 2h} = \frac{4(0,01 \cdot 0,0016)}{2 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,0016} = 0,00276m \quad (\text{A.12})$$

La densidad y la viscosidad dinámica del agua a temperatura ambiente, se obtienen de las tablas de propiedades de ANSYS fluent.

- $\rho = 997Kg/m^3$
- $\mu = 8,999 \cdot 10^{-4}Pa \cdot s$

El caudal total que circula por el colector se expresa por unidad de área:

$$Q_t = 70 \frac{l}{h \cdot m^2} \quad (\text{A.13})$$

Siendo el área del colector  $A_{colector}=1,4m^2$ .

El caudal total que circulara por el interior del colector sera:

$$Q_t = 70 \frac{l}{h^2} \cdot 1,4 \cdot m^2 = 98l/h \quad (\text{A.14})$$

El colector esta compuesto por 22 canales que a su vez de subdividen en 2 circuitos. Se divide el caudal circulante por el interior del colector, entre los 44 subcanales.

$$Q_{subcanal} = \frac{98}{44} = 2,227 l/h \quad (\text{A.15})$$

Interesa conocer la velocidad del fluido para determinar el número de Reynolds.

$$v_{subcanal} = \frac{Q_{canal}}{A_{canal} \cdot 3600 \cdot 1000} = \frac{2,227 dm^3/h}{1,49 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot 3600 s/h \cdot 1000 dm^3/m^3} = 0,415 \quad (\text{A.16})$$

Finalmente se determina el número de Reynolds en un subcanal para el caudal nominal.

$$Re = \frac{\rho \cdot D_h \cdot V_s}{\mu} = \frac{997 \cdot 0,00276 \cdot 0,04152}{8,999 \cdot 10^{-4}} = 126,83 \quad (\text{A.17})$$

Se observa que el número de Reynolds es inferior a 2300 en el canal (Tabla A.5), por tanto, se puede determinar que el flujo será laminar, y podremos adoptar las modelizaciones de flujo laminar que simplifican el estudio. Por otro lado en la zona de entrada el Reynolds se encuentra entre los 2300 y los 4000, siendo flujo de transición, más cercano al régimen laminar que al turbulento.

| Zona del colector | Reynolds |
|-------------------|----------|
| Entrada circuito  | 2392,03  |
| Canal             | 253,66   |
| Subcanal          | 126,83   |

Tabla A.5: Números de Reynolds en las distintas zonas del colector

### A.3 Cálculo teórico de las pérdidas de carga en el canal

A partir de la ecuación de Darcy-Weisbach se calcula teóricamente, el salto de presión en un canal del colector.

$$h = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{A.18})$$

Donde  $f$  para flujo laminar toma el valor de:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{A.19})$$

Se introduce el termino  $f$  desarrollado en la ecuación de Darcy-Weisbach, y se expresa en pascales.

$$h = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot v \cdot D_h} \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot (g \cdot \rho) \quad (\text{A.20})$$

Finalmente la ecuación puede ser reescrita como una constante por la velocidad.

$$h = K \cdot v \quad (\text{A.21})$$

Donde la constante toma se compone de:

$$K = \frac{32 \cdot \mu \cdot L}{D_h^2} \quad (\text{A.22})$$

Vemos que en un flujo laminar, el salto de presión es totalmente lineal con la velocidad. El salto de presión depende solamente de la viscosidad del fluido, la velocidad y la geometría.

Una vez establecidas las ecuaciones, calculamos la constante del salto de presión para un subcanal.

$$K = \frac{32 \cdot 0,001003 \cdot 1,0666}{0,00276^2} = 4491,485 \quad (\text{A.23})$$

Una vez obtenida la constante se recogen en una tabla los saltos de presión teóricos y los obtenidos en la simulación CFD 2.2.4. Un canal se compone de 26 eslabones por tanto multiplicamos el salto de presión de un eslabón por 26, para poder compararlo con los cálculos teóricos.

| Velocidad (m/s) | $\Delta P$ teórico (Pa) | $\Delta P$ CFD (Pa) |
|-----------------|-------------------------|---------------------|
| 0,0415          | 186,4                   | 119,3               |
| 0,083           | 372,8                   | 242,5               |
| 0,166           | 745,6                   | 494,8               |

Tabla A.6: Saltos de presión teóricos y CFD

Como se ve en la tabla A.6 la diferencia es abismal. Se debe considerar que el canal real no tiene un contacto continuo con las paredes, debido a que existen espacios que conectan los subcanales. Por lo menos, se obtiene la ecuación que modeliza los saltos de presión en el modelo CFD, y se demuestra teóricamente que debe ser lineal con la velocidad. Se observa la regresión lineal, y como el salto de presión se puede resumir a una sola constante en el eslabón (Figura 2.10).

Por otro lado analizamos las constantes de perdidas de carga obtenidas por CFD para un eslabón y para un canal (Tabla A.7).

| K eslabón teórico (Pa·s/m) | K canal CFD (pa·s/m) |
|----------------------------|----------------------|
| 375                        | 3298                 |

Tabla A.7: Constantes del salto de presión

Vemos como las constantes del eslabón y del canal son diferentes, pero se pueden relacionar fácilmente:

$$K_{canal} = k_{eslabon} \cdot \frac{n^0_{eslabones}}{canal} \frac{v_{eslabon}}{v_{canal}} = 375 \cdot \frac{26}{1} \frac{0,02779}{0,083} = 3264 \quad (\text{A.24})$$

## A.4 Obtención de los coeficientes del salto de presión impuesto

Para el modelo del colector reducido es necesario introducir un salto de presión que sustituya los canales. Para obtener este salto de presión se recurre a la herramienta "*Porous Jump*" dentro del modulo de fluent.

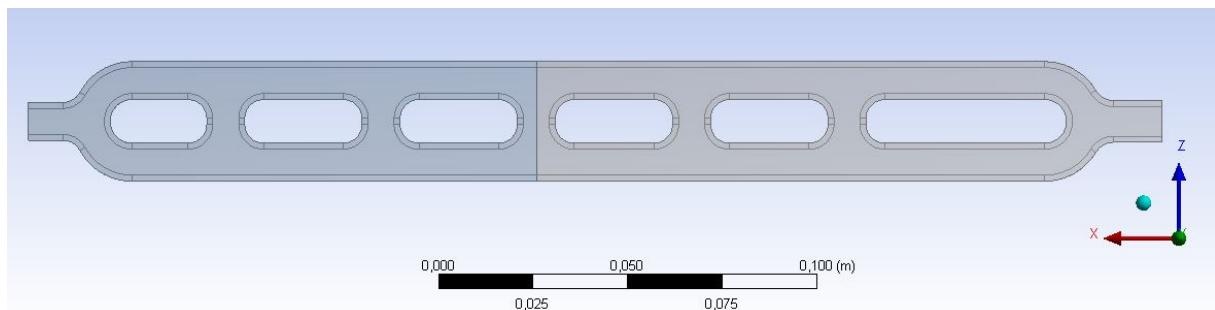


Figura A.4: Geometría del canal reducido

El salto de presión obedece a la ecuación [7]:

$$\Delta P = -\left(\frac{\mu}{\alpha}v + C_2 \frac{1}{2}\rho v^2\right)\Delta m \quad (\text{A.25})$$

Donde los términos de la ecuación simbolizan:

- $\Delta P$  → Salto de presión (Pa)
- $\mu$  → viscosidad laminar del fluido ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )
- $\alpha$  → Permeabilidad del medio ( $\text{m}^2$ )
- $v$  → Velocidad normal a la superficie del salto de presión (m/s)
- $C_2$  → Coeficiente del salto de presión (1/m)
- $\rho$  → Densidad del fluido ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )
- $\Delta m$  → Espesor del medio poroso

En la Sección 2.2.4, se obtiene una regresión lineal para las perdidas en el canal. La ecuación obedece a dos constantes, una se relaciona con el termino lineal de la velocidad, y la otra con el termino cuadrático. La velocidad no es uniforme, siendo mayor en los subcanales (Figura A.5).

Teniendo en cuenta lo anterior, es preferible modelizar el salto de presión de forma lineal. Por tanto, solo se tienen en cuenta los términos lineales de la ecuación.

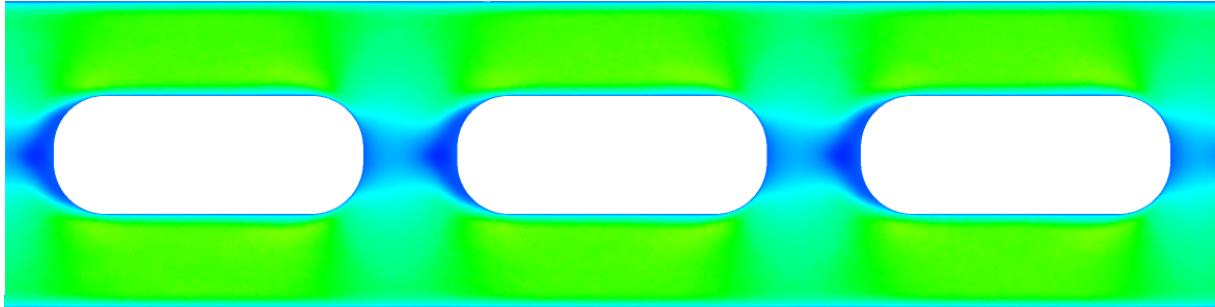


Figura A.5: Contorno de velocidades en los eslabones

$$\Delta P = -\left(\frac{\mu}{\alpha} v\right) \Delta m \quad (\text{A.26})$$

Como se ve en la Figura 2.10, las perdidas de carga en un eslabón obedecen a la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{Eslabon} = 1,01 + 375 \cdot V \quad (\text{A.27})$$

Las perdidas de carga se pueden modelizar en función de la velocidad y un coeficiente cuyo valor es 375(Pa·s/m). Como un eslabón mide 0,041m, se obtiene el coeficiente en función de la velocidad y la distancia:

$$C = \frac{375 \frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\text{m}}}{0,041 \text{m}} = 914,63 \frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\text{m}^2} \quad (\text{A.28})$$

El coeficiente obtenido de al regresión es igual al térmico  $\mu/\alpha$  de la Ecuación A.26. Como interesa obtener el termino  $\alpha$  para poder realizar el modelo en fluent, se despeja separándolo del valor de la viscosidad dinámica.

$$C = \mu/\alpha \rightarrow \alpha = \mu/C = \frac{0,00010224 \text{Pa}\cdot\text{s}}{914,63 \frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}} = 1,118 \cdot 10^{-7} \text{m}^2 \quad (\text{A.29})$$

Como en el canal reducido se prescinden de 21 eslabones de 0,041 m, el espesor del "Porous jump" es de 0,861 m.

Quedan por tanto determinadas las variables a introducir en el modelo CFD de fluent:

- $\alpha = 1,118 \cdot 10^{-7} m^2$
- $\Delta m = 0,861 m$

Se realiza una simulación introduciendo las variables obtenidas. Y se obtiene un salto de presión de 304,03Pa. Se recogen en la Tabla A.8 el valor del salto de presión obtenido para el modelo canal reducido, y para el modelo canal(valor esperado). Existe una diferencia de 30 pascales, por lo que hay que corregir los coeficientes.

| $\Delta P$ canal (Pa) | $\Delta P$ canal reducido (Pa) |
|-----------------------|--------------------------------|
| 273,737               | 304,03765                      |

Tabla A.8: Saltos de presión en el canal y en el canal reducido

Como se ha simplificado el salto de presiones estableciendo que es lineal, para corregir el coeficiente  $\alpha$  se realiza la siguiente operación:

$$\alpha = 1,118 \cdot 10^{-7} \frac{304,03765}{273,737} = 1,24175 \cdot 10^{-7} m^2 \quad (\text{A.30})$$

Se introduce el nuevo valor en fluent y se realiza una segunda simulación esperando que el valor del salto de presión sea el mismo que se obtiene con el canal completo. Se obtiene una presión de 282,69, así que se repite el mismo proceso. Y se obtiene una presión de 276,5 para un coeficiente  $\alpha$  de  $1,2826 \cdot 10^{-7}$ . Se considera que el error es mínimo y el coeficiente valido para el resto de simulaciones.

Finalmente se realizan tres simulaciones a diferentes caudales, así se comprueba si los saltos de presión se adecuan al modelo canal para diferentes velocidades. Los resultados se recogen en la Tabla A.9 y se comparan los saltos de presión del modelo canal completo. Las variaciones de presión son parecidas para las distintas velocidades, por tanto, se toma como valido el valor de los parámetros introducidos.

| Velocidad canal(m/s) | $\Delta P_{canal}(Pa)$ | $\Delta P_{canalreducido}(Pa)$ |
|----------------------|------------------------|--------------------------------|
| 0,0415               | 132,318                | 131,795                        |
| 0,083                | 273,737                | 276,5                          |
| 0,166                | 589,243                | 578,37                         |

Tabla A.9: Saltos de presión en los modelos canal y canal reducido

Observando los valores de presión obtenidos para las diferentes velocidades, se puede concluir que el modelo reducido es valido, y los parámetros del "Porous jump" son correctos. Estos valores obtenidos se introducen en el modelo medio colector reducido.

---

## APÉNDICE B

---

# Anexos transferencia de calor

---

## B.1 Resultados de las simulaciones para el modelo cinco eslabones

---

Los resultados de las simulaciones realizadas en el modelo cinco eslabones, se recogen en las siguientes tablas. La nomenclatura utilizada para las diferentes variables estudiadas queda explicada en la Tabla B.1.

| Símbolo          | significado   |
|------------------|---|
| T entrada        | Temperatura con la que entra el agua al colector                      |
| T f-s aislante   | Temperatura de la superficie sólido fluido por la cara del aislante   |
| T f-s absorbedor | Temperatura de la superficie sólido fluido por la cara del absorbedor |
| T mf             | Temperatura media del fluido  |
| Q f-s absorbedor | Calor cedido del sólido por la cara del absorbedor al fluido          |
| Q f-s aislante   | Calor cedido del sólido al fluido por la cara del aislante            |
| $\Delta P$       | Salto de presión  |
| h1-aislante      | Coeficiente de transferencia de calor por la cara del aislante        |
| h2-absorbedor    | Coeficiente de transferencia de calor por la cara del absorbedor      |

Tabla B.1: Nomenclatura de las tablas

### B.1.1 Simulación a 49 l/h

| T entrada (K)          | v canal (m/s) | v eslabón (m/s) | Caudal másico (kg/s) |          |          |         |
|------------------------|---------------|-----------------|----------------------|----------|----------|---------|
| 298                    | 0,0415        | 0,0139          | 0,000671             |          |          |         |
| Datos/eslabón          | 1             | 2               | 3                    | 4        | 5        | 6       |
| T entrada(k)           | 298,000       | 298,496         | 298,855              | 299,212  | 299,561  | 299,909 |
| T f-s aislante (K)     | 298,539       | 298,897         | 299,254              | 299,605  | 299,910  |         |
| T f-s absorbedor (k)   | 298,604       | 298,962         | 299,319              | 299,670  | 299,972  |         |
| T mf (K)               | 298,296       | 298,668         | 299,026              | 299,380  | 299,708  |         |
| Q f-s abs (W)          | 0,598         | 0,527           | 0,522                | 0,513    | 0,462    |         |
| Q f-s ais (W)          | 0,545         | 0,482           | 0,479                | 0,471    | 0,416    |         |
| ΔP (Pa)                | 4,613         | 4,630           | 4,628                | 4,624    | 4,618    |         |
| h1-aislante (W/Km^2)   | 2034,019      | 1907,655        | 1904,967             | 1897,306 | 1868,239 |         |
| h2-absorbedor (W/Km^2) | 2028,491      | 1872,302        | 1862,129             | 1853,082 | 1829,424 |         |
| Eficiencia             | 0,796         | 0,703           | 0,697                | 0,685    | 0,611    |         |

Figura B.1: Resultados de la simulación 49 (l/h) 298K

| T entrada (K)          | v canal (m/s) | v eslabón (m/s) | Caudal másico (kg/s) |          |          |         |
|------------------------|---------------|-----------------|----------------------|----------|----------|---------|
| 318                    | 0,0415        | 0,0139          | 0,000671             |          |          |         |
| Datos/eslabón          | 1             | 2               | 3                    | 4        | 5        | 6       |
| T entrada(k)           | 318,000       | 318,305         | 318,741              | 318,953  | 319,110  | 319,267 |
| T f-s aislante (K)     | 318,329       | 318,547         | 318,765              | 318,979  | 319,165  |         |
| T f-s absorbedor (k)   | 318,370       | 318,588         | 318,806              | 319,020  | 319,204  |         |
| T mf (K)               | 318,181       | 318,408         | 318,627              | 318,842  | 319,042  |         |
| Q f-s abs (W)          | 0,366         | 0,323           | 0,319                | 0,314    | 0,282    |         |
| Q f-s ais (W)          | 0,332         | 0,293           | 0,291                | 0,286    | 0,253    |         |
| ΔP (Pa)                | 4,613         | 4,630           | 4,628                | 4,624    | 4,618    |         |
| h1-aislante (W/Km^2)   | 2036,621      | 1911,138        | 1908,347             | 1900,707 | 1871,640 |         |
| h2-absorbedor (W/Km^2) | 2025,913      | 1868,976        | 1858,960             | 1849,726 | 1825,919 |         |
| Eficiencia             | 0,486         | 0,429           | 0,425                | 0,418    | 0,372    |         |

Figura B.2: Resultados de la simulación 49 (l/h) 318K

| T entrada (K)          | v canal (m/s) | v eslabón (m/s) | Caudal másico (kg/s) |          |          |         |
|------------------------|---------------|-----------------|----------------------|----------|----------|---------|
| 338                    | 0,0415        | 0,0139          | 0,000671             |          |          |         |
| Datos/eslabon          | 1             | 2               | 3                    | 4        | 5        | 6       |
| T entrada(k)           | 338,000       | 338,101         | 338,168              | 338,235  | 338,301  | 338,349 |
| T f-s aislante (K)     | 338,102       | 338,171         | 338,240              | 338,307  | 338,365  |         |
| T f-s absorbedor (k)   | 338,118       | 338,186         | 338,255              | 338,322  | 338,380  |         |
| T mf (K)               | 338,057       | 338,128         | 338,197              | 338,265  | 338,328  |         |
| Q f-s abs (W)          | 0,117         | 0,103           | 0,102                | 0,100    | 0,090    |         |
| Q f-s ais (W)          | 0,103         | 0,091           | 0,090                | 0,089    | 0,078    |         |
| ΔP (Pa)                | 4,613         | 4,630           | 4,628                | 4,624    | 4,618    |         |
| h1-aislante (W/Km^2)   | 2050,756      | 1931,128        | 1928,037             | 1919,896 | 1891,428 |         |
| h2-absorbedor (W/Km^2) | 2012,451      | 1851,886        | 1841,893             | 1832,358 | 1807,496 |         |
| Eficiencia             | 0,153         | 0,135           | 0,134                | 0,131    | 0,117    |         |

Figura B.3: Resultados de la simulación 49 (l/h) 338K

### B.1.2 Simulación a 98 l/h

| T entrada (K)          | v canal (m/s) | v eslabón (m/s) | Caudal másico (kg/s) |         |         |        |
|------------------------|---------------|-----------------|----------------------|---------|---------|--------|
| 298                    | 0,083         | 0,0278          | 0,001368             |         |         |        |
| Datos/eslabón          | 1             | 2               | 3                    | 4       | 5       | 6      |
| T entrada(k)           | 298,00        | 298,29          | 298,47               | 298,65  | 298,83  | 298,91 |
| T f-s aislante (K)     | 298,38        | 298,58          | 298,76               | 298,94  | 299,09  |        |
| T f-s absorbedor (K)   | 298,44        | 298,64          | 298,83               | 299,00  | 299,16  |        |
| T mf (K)               | 298,17        | 298,36          | 298,54               | 298,72  | 298,88  |        |
| Q f-s abs (W)          | 0,57          | 0,53            | 0,53                 | 0,52    | 0,50    |        |
| Q f-s ais (W)          | 0,51          | 0,48            | 0,48                 | 0,48    | 0,45    |        |
| ΔP (Pa)                | 9,56          | 9,73            | 9,73                 | 9,72    | 9,58    |        |
| h1-aislante (W/Km^2)   | 2216,75       | 1995,40         | 1978,73              | 1964,75 | 1938,14 |        |
| h2-absorbedor (W/Km^2) | 2202,55       | 1949,85         | 1927,31              | 1911,94 | 1902,44 |        |
| Eficiencia             | 0,75          | 0,70            | 0,70                 | 0,70    | 0,66    |        |

Figura B.4: Resultados de la simulación 98 (l/h) 298K

| T entrada (K)          | v canal (m/s) | v eslabón (m/s) | Caudal másico (kg/s) |         |         |        |
|------------------------|---------------|-----------------|----------------------|---------|---------|--------|
| 318                    | 0,083         | 0,0278          | 0,001368             |         |         |        |
| Datos/eslabón          | 1             | 2               | 3                    | 4       | 5       | 6      |
| T entrada(k)           | 318,00        | 318,18          | 318,29               | 318,40  | 318,51  | 318,56 |
| T f-s aislante (K)     | 318,23        | 318,35          | 318,46               | 318,57  | 318,67  |        |
| T f-s absorbedor (k)   | 318,27        | 318,39          | 318,51               | 318,61  | 318,71  |        |
| T mf (K)               | 318,10        | 318,22          | 318,33               | 318,44  | 318,54  |        |
| Q f-s abs (W)          | 0,35          | 0,32            | 0,32                 | 0,32    | 0,31    |        |
| Q f-s ais (W)          | 0,31          | 0,29            | 0,29                 | 0,29    | 0,28    |        |
| ΔP (Pa)                | 9,56          | 9,73            | 9,73                 | 9,72    | 9,58    |        |
| h1-aislante (W/Km^2)   | 2219,59       | 1999,07         | 1982,15              | 1968,07 | 1941,08 |        |
| h2-absorbedor (W/Km^2) | 2199,87       | 1946,57         | 1924,08              | 1908,66 | 1899,14 |        |
| Eficiencia             | 0,46          | 0,43            | 0,43                 | 0,43    | 0,41    |        |

Figura B.5: Resultados de la simulación 98 (l/h) 318K

| T entrada (K)          | v canal (m/s) | v eslabón (m/s) | Caudal másico (kg/s) |         |         |        |
|------------------------|---------------|-----------------|----------------------|---------|---------|--------|
| 338                    | 0,083         | 0,0278          | 0,001368             |         |         |        |
| Datos/eslabón          | 1             | 2               | 3                    | 4       | 5       | 6      |
| T entrada(k)           | 338,00        | 338,06          | 338,09               | 338,13  | 338,16  | 338,17 |
| T f-s aislante (K)     | 338,07        | 338,11          | 338,15               | 338,18  | 338,21  |        |
| T f-s absorbedor (k)   | 338,09        | 338,13          | 338,16               | 338,19  | 338,22  |        |
| T mf (K)               | 338,03        | 338,07          | 338,10               | 338,14  | 338,17  |        |
| Q f-s abs (W)          | 0,11          | 0,10            | 0,10                 | 0,10    | 0,10    |        |
| Q f-s ais (W)          | 0,10          | 0,09            | 0,09                 | 0,09    | 0,09    |        |
| ΔP (Pa)                | 9,56          | 9,73            | 9,73                 | 9,72    | 9,58    |        |
| h1-aislante (W/Km^2)   | 2234,89       | 2019,89         | 2001,75              | 1986,76 | 1959,38 |        |
| h2-absorbedor (W/Km^2) | 2185,77       | 1929,38         | 1907,13              | 1891,65 | 1882,03 |        |
| Eficiencia             | 0,15          | 0,14            | 0,14                 | 0,13    | 0,13    |        |

Figura B.6: Resultados de la simulación 98 (l/h) 338K

### B.1.3 Simulación a 196 l/h

| T entrada (K)          | v canal (m/s) | v eslabón (m/s) | Caudal másico (kg/s) |         |         |        |
|------------------------|---------------|-----------------|----------------------|---------|---------|--------|
| 298                    | 0,166         | 0,0555          | 0,00269              |         |         |        |
| Datos/eslabón          | 1             | 2               | 3                    | 4       | 5       | 6      |
| T entrada(k)           | 298,00        | 298,21          | 298,31               | 298,41  | 298,50  | 298,48 |
| T f-s aislante (K)     | 298,29        | 298,42          | 298,53               | 298,62  | 298,70  |        |
| T f-s absorbedor (k)   | 298,35        | 298,49          | 298,59               | 298,69  | 298,76  |        |
| T mf (K)               | 298,11        | 298,22          | 298,32               | 298,41  | 298,49  |        |
| Q f-s abs (W)          | 0,57          | 0,53            | 0,54                 | 0,53    | 0,49    |        |
| Q f-s ais (W)          | 0,49          | 0,48            | 0,49                 | 0,48    | 0,47    |        |
| ΔP (Pa)                | 19,51         | 19,83           | 19,62                | 20,00   | 18,69   |        |
| h1-aislante (W/Km^2)   | 2519,91       | 2140,46         | 2096,65              | 2070,97 | 2045,37 |        |
| h2-absorbedor (W/Km^2) | 2485,99       | 2058,21         | 2043,93              | 1986,13 | 1883,06 |        |
| Eficiencia             | 0,74          | 0,70            | 0,71                 | 0,70    | 0,67    |        |

Figura B.7: Resultados de la simulación 196 (l/h) 298K

| T entrada (K)          | v canal (m/s) | v eslabón (m/s) | Caudal másico (kg/s) |         |         |        |
|------------------------|---------------|-----------------|----------------------|---------|---------|--------|
| 318                    | 0,166         | 0,0555          | 0,00269              |         |         |        |
| Datos/eslabón          | 1             | 2               | 3                    | 4       | 5       | 6      |
| T entrada(k)           | 318,00        | 318,13          | 318,19               | 318,25  | 318,31  | 318,30 |
| T f-s aislante (K)     | 318,18        | 318,26          | 318,32               | 318,38  | 318,43  |        |
| T f-s absorbedor (k)   | 318,21        | 318,30          | 318,36               | 318,42  | 318,47  |        |
| T mf (K)               | 318,07        | 318,14          | 318,19               | 318,25  | 318,30  |        |
| Q f-s abs (W)          | 0,35          | 0,32            | 0,32                 | 0,32    | 0,32    |        |
| Q f-s ais (W)          | 0,30          | 0,29            | 0,30                 | 0,29    | 0,29    |        |
| ΔP (Pa)                | 19,51         | 19,83           | 19,62                | 20,00   | 18,69   |        |
| h1-aislante (W/Km^2)   | 2523,21       | 2144,42         | 2100,43              | 2074,49 | 2048,81 |        |
| h2-absorbedor (W/Km^2) | 2482,97       | 2054,74         | 2010,26              | 1982,96 | 1985,98 |        |
| Eficiencia             | 0,45          | 0,43            | 0,43                 | 0,43    | 0,42    |        |

Figura B.8: Resultados de la simulación 196 (l/h) 318K

| T entrada (K)          | v canal (m/s) | v eslabón (m/s) | Caudal másico (kg/s) |          |          |   |
|------------------------|---------------|-----------------|----------------------|----------|----------|---|
| 338                    | 0,166         | 0,0555          | 0,00269              |          |          |   |
| Datos/eslabón          | 1             | 2               | 3                    | 4        | 5        | 6 |
| T entrada(k)           | 338,000       | 338,063         | 338,081              | 338,097  | 338,931  |   |
| T f-s aislante (K)     | 338,054       | 338,081         | 338,100              | 338,118  | 338,133  |   |
| T f-s absorbedor (k)   | 338,069       | 338,096         | 338,115              | 338,136  | 338,148  |   |
| T mf (K)               | 338,022       | 338,043         | 338,061              | 338,079  | 338,094  |   |
| Q f-s abs (W)          | 0,111         | 0,103           | 0,104                | 0,103    | 0,102    |   |
| Q f-s ais (W)          | 0,092         | 0,091           | 0,092                | 0,091    | 0,089    |   |
| ΔP (Pa)                | 19,512        | 19,834          | 19,620               | 20,000   | 18,686   |   |
| h1-aislante (W/Km^2)   | 2541,669      | 2167,583        | 2122,120             | 2094,312 | 2067,394 |   |
| h2-absorbedor (W/Km^2) | 2467,868      | 2037,122        | 1992,802             | 1889,316 | 1968,703 |   |
| Eficiencia             | 0,142         | 0,135           | 0,136                | 0,135    | 0,133    |   |

Figura B.9: Resultados de la simulación 196 (l/h) 338K