

Trabajo de Fin de Grado

Universidad Pontificia de Comillas



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA

(ICAI)

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

MEMORIA – Trabajo de Fin de Grado

**Desarrollo de un modelo CFD para el análisis térmico y fluidodinámico de un
captador solar de bajo coste**

Autor

Marina Artigot Souto

Directores

Pablo Ayala Santamaría

José Rubén Pérez Domínguez

Firma del autor:

Visto Bueno (“VB”) del director:

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Desarrollo de un modelo CFD para el análisis térmico y fluidodinámico de un captador
solar de bajo coste en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas
en el

curso académico 2025/26 es de mi autoría, original e inédito y

no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido
tomada de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Marina Artigot Souto

Fecha://

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Pablo Ayala Santamaría

Fecha://

Fdo.: José Rubén Pérez Domínguez

Fecha://

Desarrollo de un modelo CFD para el análisis térmico y fluidodinámico de un captador solar de bajo coste

Autor: Artigot Souto, Marina

Directores: Ayala Santamaría, Pablo; Pérez Domínguez, José Rubén

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

Resumen del proyecto

Palabras clave: Captador solar térmico, ACS, convección, radiación, CFD

Introducción

En el contexto actual de descarbonización del sistema energético, la búsqueda de soluciones limpias para la producción de ACS está en auge. La energía solar térmica constituye una tecnología madura para este fin, aunque su implantación se ha visto limitada por el elevado coste de los captadores comerciales existentes en el mercado.

El presente proyecto se enmarca en una investigación orientada al desarrollo de captadores solares térmicos de bajo coste y se centra en el análisis, mediante modelización CFD, de un prototipo experimental previamente desarrollado en el laboratorio.

Descripción del captador prototipo y del simulado

El captador prototipo consiste en un panel de policarbonato alveolar de aproximadamente 1m x 1m, con canales longitudinales internos interconectados por perforaciones cilíndricas y tiras de fleje de polipropileno negro en su interior actuando como absorbedor. La entrada y salida de fluido del prototipo original se sitúan en esquinas opuestas del panel, en salidas perpendiculares a este.

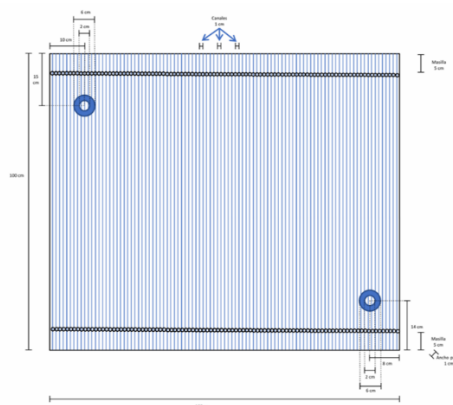


Figura 1: Esquema simplificado del captador solar térmico, con sus dimensiones principales

Con el fin de facilitar el mallado y corregir problemas de distribución de caudal detectados durante la simulación, fue necesario introducir algunas modificaciones en el modelo geométrico para su simulación. En particular, las interconexiones cilíndricas se representaron mediante secciones cuadradas equivalentes y la entrada y la salida se recolocaron en los conductos de interconexión entre canales.

Descripción del modelo

El modelo adoptado se basa en una formulación mediante resistencias térmicas equivalentes. Esta estrategia permitió estimar el flujo de calor transferido al fluido sin recurrir a una modelización explícita de los procesos de radiación y convección.

A partir de esta formulación, se desarrollaron en ANSYS Fluent dos aproximaciones térmicas principales: una aproximación 0D, en la que la transferencia de calor se representa mediante flujos de calor equivalentes impuestos en las paredes del fluido, y una aproximación 1D, en la que se emplea *shell conduction* con generación térmica equivalente. Sobre esta base, se analizaron tres casos: un modelo 0D sin pérdidas al ambiente, un modelo 1D sin pérdidas y un modelo 1D con pérdidas térmicas al ambiente.

La simulación se realizó en régimen estacionario, con gravedad activada para representar la inclinación de 45° del captador y asumiendo régimen laminar. De esta forma, se obtuvieron soluciones convergentes y resultados comparables entre los distintos casos.

Resultados

Desde el punto de vista térmico, el fluido se calienta progresivamente hacia la salida del captador y presenta una gradación térmica vertical asociada a la convección natural. En los casos sin pérdidas, la temperatura máxima alcanzada es de aproximadamente 37,7°C, mientras que las temperaturas medias de entrada y salida son del orden de 26,9°C y 31,5°C, respectivamente. Esto resulta en un rendimiento térmico estimado del 49,59%.

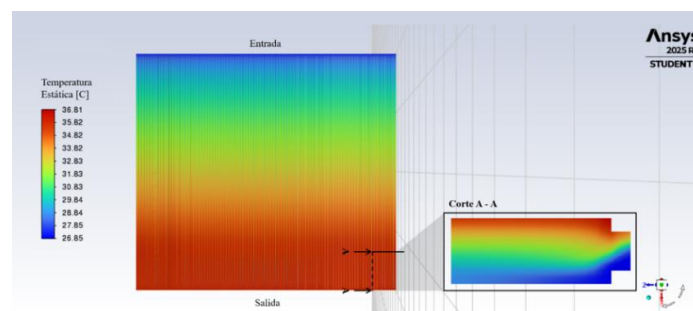


Figura 2: Distribución de temperaturas en la pared superior del panel y transversalmente para el modelo 0D

En el caso con pérdidas, las temperaturas obtenidas son inferiores, con una temperatura media de salida de aproximadamente 30,8°C y una temperatura máxima del orden de 35,9°C, lo que reduce el rendimiento hasta el 42,65%, valor coherente con la bibliografía para captadores solares de bajo coste.

Desde el punto de vista fluidodinámico, la geometría modificada presenta una distribución de flujo mucho más uniforme entre canales. El régimen obtenido es claramente laminar y la diferencia de presión entre la entrada y la salida es reducida, del orden de 19,3 Pa. Además, las velocidades del fluido se mantienen bajas en todo el captador, con ligeros aumentos en las regiones de entrada y salida. Asimismo, los modelos 0D y 1D sin pérdidas proporcionan resultados muy similares, lo que valida el modelo adoptado, mientras que el modelo 1D con pérdidas permite aproximarse de forma más realista al comportamiento térmico del captador.

Conclusiones

Este TFG ha permitido desarrollar una herramienta CFD capaz de analizar el comportamiento térmico y fluidodinámico del captador y de orientar mejoras de diseño.

La principal mejora identificada es la recolocación de la entrada y la salida del fluido en la zona de interconexión de los canales para lograr una distribución más uniforme del caudal. Los resultados obtenidos sugieren una viabilidad técnica preliminar del concepto, aunque su validación definitiva requiere ensayos experimentales con el prototipo real.

Como trabajos futuros, se propone la validación experimental del captador, la optimización geométrica del prototipo, el refinamiento del modelo CFD y el estudio de la durabilidad y el coste de los materiales.

Referencias

- [1] A. Fernández y J. Dieste, «Low and medium temperature solar thermal collector based in innovative materials and improved heat exchange performance,» *Energy Conversion and Management*, vol. 75, pp. 118-129, 2013.
- [2] P. Filipović, D. Dović, B. Ranilović y I. Horvat, «Numerical and experimental approach for evaluation of thermal performances of a polymer solar collector,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 112, pp. 127-139, 2019.
- [3] G. Loumakis, «Development and testing of a low cost solar thermal collector,» Glasgow Caledonian University, Glasgow, 2018.

Development of a CFD Model for the Thermal and Fluid-Dynamic Analysis of a Low-Cost Solar Collector

Author: Artigot Souto, Marina

Supervisors: Ayala Santamaría, Pablo; Pérez Domínguez, José Rubén

Collaborating Institution: ICAI – Comillas Pontifical University

Project Summary

Keywords: Solar thermal collector, DHW, convection, radiation, CFD

Introduction

In the current context of energy system decarbonization, the search for clean solutions for domestic hot water (DHW) production is becoming increasingly relevant. Solar thermal energy is a mature technology for this purpose, although its implementation has been limited by the high cost of the commercial collectors currently available on the market.

This project is part of a research line focused on the development of low-cost solar thermal collectors and is centered on the analysis, through CFD modelling, of an experimental prototype previously developed in the laboratory.

Description of the Prototype and Simulated Collector

The prototype collector consists of an approximately 1 m × 1 m multiwall polycarbonate panel, with internal longitudinal channels interconnected by cylindrical perforations and black polypropylene strips inside acting as absorbers. In the original prototype, the inlet and outlet are located at opposite corners of the panel, in connections perpendicular to it.

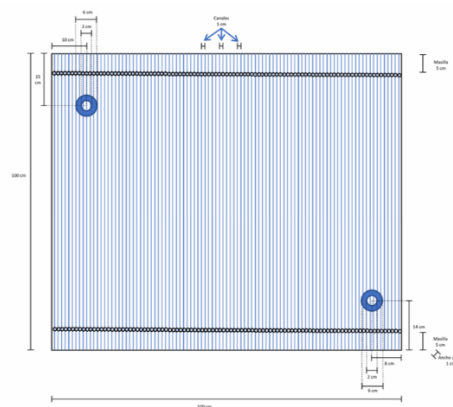


Figure 3: Simplified diagram of the solar thermal collector, showing its main dimensions

In order to facilitate meshing and correct flow distribution issues detected during the simulation, some modifications had to be introduced in the geometric model. In particular, the cylindrical interconnections were represented by equivalent square sections, and the inlet and outlet were relocated to the channel interconnection ducts.

Model Description

The adopted model is based on an equivalent thermal resistance formulation. This strategy made it possible to estimate the heat flux transferred to the fluid without explicitly modelling radiation and convection processes.

Based on this formulation, two main thermal approaches were developed in ANSYS Fluent: a 0D approach, in which heat transfer is represented by equivalent heat fluxes imposed on the fluid walls, and a 1D approach, in which shell conduction with equivalent heat generation is employed. On this basis, three cases were analysed: a 0D model without thermal losses to the environment, a 1D model without losses, and a 1D model including thermal losses to the environment.

The simulations were carried out under steady-state conditions, with gravity activated to represent the 45° inclination of the collector and assuming laminar flow. In this way, converged solutions and comparable results were obtained for the different cases.

Results

From a thermal point of view, the fluid heats up progressively towards the outlet of the collector and exhibits a vertical temperature gradient associated with natural convection. In the loss-free cases, the maximum temperature reached is approximately 37.7°C, while the mean inlet and outlet temperatures are around 26.9°C and 31.5°C, respectively. This leads to an estimated thermal efficiency of 49.59%.

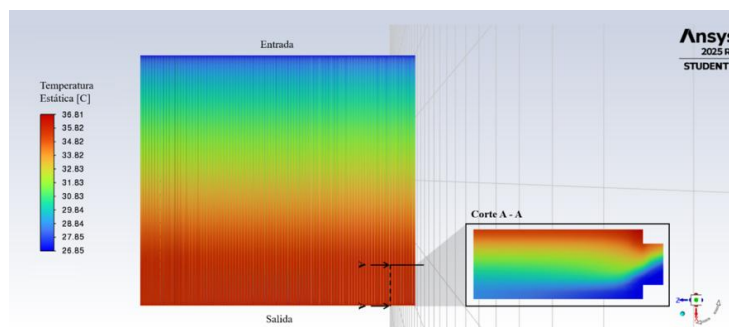


Figure 4: Temperature distribution on the upper wall of the panel and across the section for the 0D model

In the case with losses, lower temperatures were obtained, with a mean outlet temperature of approximately 30.8°C and a maximum temperature of about 35.9°C, reducing the efficiency to 42.65%, a value consistent with the literature for low-cost solar collectors.

From a fluid-dynamic point of view, the modified geometry provides a much more uniform flow distribution among the channels. The resulting regime is clearly laminar, and the pressure difference between inlet and outlet is low, on the order of 19.3 Pa. In addition, fluid velocities remain low throughout the collector, with slight increases in the inlet and outlet regions. Likewise, the 0D and 1D loss-free models provide very similar results, which validates the adopted model, while the 1D model with losses offers a more realistic approximation of the collector's thermal behaviour.

Conclusions

This Bachelor's Thesis made it possible to develop a CFD tool capable of analysing the thermal and fluid-dynamic behaviour of the collector and supporting design improvements.

The main improvement identified is the relocation of the fluid inlet and outlet to the channel interconnection region in order to achieve a more uniform flow distribution. The obtained results suggest the preliminary technical feasibility of the concept, although its final validation requires experimental testing with the real prototype.

As future work, experimental validation of the collector, geometric optimisation of the prototype, refinement of the CFD model, and the study of material durability and cost are proposed.

References

- [1] A. Fernández y J. Dieste, «Low and medium temperature solar thermal collector based in innovative materials and improved heat exchange performance,» *Energy Conversion and Management*, vol. 75, pp. 118-129, 2013.
- [2] P. Filipović, D. Dović, B. Ranilović y I. Horvat, «Numerical and experimental approach for evaluation of thermal performances of a polymer solar collector,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 112, pp. 127-139, 2019.
- [3] G. Loumakis, «Development and testing of a low cost solar thermal collector,» Glasgow Caledonian University, Glasgow, 2018.

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción.....	17
1.1 Contexto energético y tecnológico	17
1.2 Motivación del proyecto.....	17
1.3 Objetivos y alcance del TFG	18
1.4 Estructura de la memoria.....	19
Capítulo 2. Estado de la cuestión.....	21
2.1 Contexto energético y necesidad de descarbonización.....	21
2.2 Energía solar térmica como energía para usos térmicos.....	21
2.2.1 Principios generales de la energía solar térmica.....	21
2.2.2 Naturaleza de la radiación solar y aprovechamiento térmico.....	22
2.2.3 Fluidos caloportadores en sistemas solares térmicos	22
2.3 Tipologías de captadores solares térmicos	23
2.3.1 Captadores concentradores y no concentradores.....	23
2.3.2 Captadores planos y de tubos de vacío	24
2.4 Investigación previa en captadores no concentradores planos de bajo coste	25
2.4.1 Captadores solares planos de bajo coste basados en materiales poliméricos	25
2.4.2 Estrategias de mejora de la eficiencia en captadores planos de bajo coste ...	27
2.5 Desarrollo experimental previo de un colector solar térmico de policarbonato... 29	
2.6 Aplicación de CFD en la modelización de captadores solares	29
2.6.1 Materiales (CFD aplicado a materiales y propiedades térmicas)	30
2.6.2 Geometrías.....	31
2.6.3 Mejora de la eficiencia térmica y transferencia de calor	32
Capítulo 3. Definición del trabajo	34
3.1 Punto de partida experimental	34
3.2 Descripción general del captador prototipo.....	35
3.3 Problema a resolver y variables de interés	37

3.4 Herramientas empleadas.....	37
3.5 Estrategia general de modelización	37
Capítulo 4. Modelo numérico desarrollado	42
4.1 Planteamiento del modelo inicial	42
4.2 Limitaciones del planteamiento inicial y necesidad de reformulación.....	43
4.3 Formulación térmica equivalente de los modelos 0D y 1D.....	44
4.3.1 Cálculo del flujo de calor equivalente absorbido por el absorbedor	44
4.3.2 Cálculo del flujo de calor equivalente absorbido por la pared superior de policarbonato	45
4.4 Configuración de los modelos 0D y 1D (con y sin pérdidas).....	47
4.4.1 Elementos de modelado comunes a los tres modelos.....	47
4.4.2 Condiciones de contorno del modelo 0D	48
4.4.3 Condiciones de contorno del modelo 1D (con y sin pérdidas).....	48
4.4.4 Elementos de simulación comunes a los tres modelos.....	49
4.5 Comparación entre los modelos de simulación iniciales y los reformulados.....	49
Capítulo 5. Análisis de resultados	52
5.1 Residuos de simulación obtenidos.....	52
5.1.1 Modelo 0D.....	52
5.1.2 Modelo 1D sin pérdidas.....	53
5.1.3 Modelo 1D con pérdidas.....	54
5.2 Resultados fluidodinámicos.....	55
5.2.1 Caudal por canal	57
5.2.2 Campo de velocidades	60
5.2.3 Campo de presiones.....	62
5.3 Resultados térmicos.....	63
5.3.1 Descripción general de los resultados térmicos obtenidos	63
5.3.2 Temperatura media por canal.....	64

5.3.3 Análisis detallado del canal 6 como canal representativo para los casos ideales	68
5.3.4 Análisis detallado del canal 1 como canal representativo para el caso con pérdidas.....	69
5.3.5 Estimación del rendimiento térmico del captador	70
5.4 Comparación global entre los modelos 0D y 1D sin pérdidas	72
5.4.1 Comparación global entre los modelos 0D y 1D.....	72
5.4.2 Comparación global entre los modelos 1D con y sin pérdidas	73
5.5 Limitaciones de los resultados obtenidos	74
Capítulo 6. Conclusiones y trabajos futuros	76
6.1 Conclusiones principales	76
6.2 Limitaciones del estudio.....	79
6.3 Trabajos futuros	79
Capítulo 7. Bibliografía	81
Anexos	85
Anexo 1. Modelo Térmico del Colector Solar Basado en Resistencias Equivalentes	85
Anexo 1.1 Nomenclatura estructurada	85
Anexo 1.2 Diagrama de resistencias térmicas relacionado	87
Anexo 2. Resultados obtenidos en la modelización con ANSYS Fluent	88
Anexo 2.1 Campo de velocidades para el modelo 0D.....	88
Anexo 2.2 Campo de velocidades para el modelo 1D.....	90
Anexo 2.3 Campo de velocidades para el modelo 1D con pérdidas	92
Anexo 2.4 Campo de presiones para el modelo 0D	94
Anexo 2.5 Campo de presiones para el modelo 1D	94
Anexo 2.6 Campo de presiones para el modelo 1D con pérdidas	94
Anexo 2.7 Resultados térmicos para el modelo 0D.....	95
Anexo 2.8 Resultados térmicos para el modelo 1D.....	96
Anexo 2.9 Resultados térmicos para el modelo 1D con pérdidas	98

Índice de figuras

Figura 1: Comparación entre sistemas de captación solar térmica concentradores (izquierda) y no concentradores (derecha)	24
Figura 2: Esquema de la configuración típica de un captador solar térmico plano.....	24
Figura 3: Configuración típica de un captador solar térmico de tubos de vacío	25
Figura 4: Diseño del prototipo de la primera iteración.....	28
Figura 5: Corte transversal del diseño del segundo prototipo (izquierda) y diseño final del colector (derecha)	28
Figura 6: Esquema simplificado del captador solar térmico, con sus dimensiones principales, líneas de interconexión entre canales y posiciones de entrada y salida del fluido.....	36
Figura 7: Prototipo a pequeña escala empleado en las primeras pruebas de estanqueidad del captador.....	36
Figura 8: Residuos de las principales magnitudes tras 3000 iteraciones con el modelo reformulado	39
Figura 9: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida	39
Figura 10: Comparación entre la disposición inicial de las zonas de inlet y outlet (izquierda) y la nueva configuración propuesta, con entrada y salida distribuidas a lo largo de todo el colector (derecha).	40
Figura 11: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida, manteniendo la misma escala que en la figura 9	40
Figura 12: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida, representado con una escala ampliada para apreciar con mayor detalle las oscilaciones.....	40
Figura 13: Residuos de las principales magnitudes tras 895 iteraciones de simulación 0D con el modelo reformulado.....	53
Figura 14: Residuos de las principales magnitudes tras 895 iteraciones de simulación 1D con el modelo reformulado.....	54
Figura 15: Residuos de las principales magnitudes tras 1392 iteraciones de simulación 1D con pérdidas (incluye también un detalle de las oscilaciones en las últimas iteraciones)	55
Figura 16: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida para el modelo 0D.....	57

Figura 17: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida para el modelo 1D sin pérdidas	58
Figura 18: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida para el modelo 1D con pérdidas	59
Figura 19: Diagrama esquemático del efecto combinado de la convección forzada y la convección natural en el captador	64
Figura 20: Temperatura media en la superficie de entrada por canal para el modelo 0D	65
Figura 21: Temperatura media en la superficie de salida por canal para el modelo 0D.	65
Figura 22: Temperatura media en la superficie de entrada por canal para el modelo 1D	66
Figura 23: Temperatura media en la superficie de salida por canal para el modelo 1D.	66
Figura 24: Temperatura media en la superficie de entrada por canal para el modelo 1D con pérdidas.....	67
Figura 25: Temperatura media en la superficie de salida por canal para el modelo 1D con pérdidas.....	67
Figura 26: Diagrama de resistencias térmicas en la sección transversal del captador ...	87
Figura 27: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido	88
Figura 28: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad	88
Figura 29: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido	88
Figura 30: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad	89
Figura 31: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido	89
Figura 32: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad	89
Figura 33: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido	90
Figura 34: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad	90

Figura 35: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido	90
Figura 36: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad	91
Figura 37: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido	91
Figura 38: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad	91
Figura 39: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido	92
Figura 40: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad.....	92
Figura 41: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido.....	92
Figura 42: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad ..	93
Figura 43: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido	93
Figura 44: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad.....	93
Figura 45: Campo de presiones en la superficie superior del captador para el modelo 0D	94
Figura 46: Campo de presiones en la superficie superior del captador para el modelo 1D	94
Figura 47: Campo de presiones en la superficie superior del captador para el modelo 1D con pérdidas.....	94
Figura 48: Distribución de temperaturas a través del panel a media altura y de los canales para el modelo 0D.....	95
Figura 49: Distribución de temperaturas en la pared superior del panel y transversalmente para el modelo 0D.....	95
Figura 50: Perfil de temperaturas en las secciones de entrada y salida del canal 6 para el modelo 0D	95
Figura 51: Perfil de temperaturas en las paredes laterales, superior e inferior del canal 6 para el modelo 0D.....	96

Figura 52: Detalle del perfil de temperaturas en las esquinas superiores de los canales para el modelo 0D.....	96
Figura 53: Distribución de temperaturas a través del panel a media altura y de los canales para el modelo 1D.....	96
Figura 54: Perfil de temperaturas en las secciones de entrada y salida del canal 6 para el modelo 1D	97
Figura 55: Perfil de temperaturas en las paredes laterales, superior e inferior del canal 6 para el modelo 1D.....	97
Figura 56: Detalle del perfil de temperaturas en las esquinas superiores de los canales para el modelo 1D.....	97
Figura 57: Distribución de temperaturas de salida en los modelos 1D con y sin pérdidas	98
Figura 58: Distribución de temperaturas a través del panel a media altura y de los canales para el modelo 1D con pérdidas	98
Figura 59: Distribución de temperaturas en la pared superior del panel y transversalmente para el modelo 1D con pérdidas	98
Figura 60: Perfil de temperaturas en las secciones de entrada y salida del canal 1 para el modelo 1D con pérdidas	99
Figura 61: Perfil de temperaturas en las paredes laterales, superior e inferior del canal 1 para el modelo 1D con pérdidas	99
Figura 62: Detalle del perfil de temperaturas en las esquinas superiores de los canales para el modelo 1D con pérdidas	99

Índice de tablas

Tabla 1: Configuración adoptada en el planteamiento inicial del modelo numérico	42
Tabla 2: Comparación entre el planteamiento inicial y los modelos reformulados.....	51
Tabla 3: Comparación entre las principales magnitudes obtenidas en los modelos 0D y 1D	73
Tabla 4: Comparación entre las principales magnitudes obtenidas en los modelos 1D con y sin pérdidas, destacando las principales diferencias.....	74

Capítulo 1. Introducción

1.1 Contexto energético y tecnológico

En las últimas décadas, la demanda de energías limpias ha experimentado un crecimiento notable, impulsado especialmente por la necesidad de descarbonización para mitigar los efectos del cambio climático. En este contexto, la regulación internacional ha reforzado su papel en la promoción de la transición energética a través de acuerdos globales como el Acuerdo de París [1], adoptado en 2015 en la Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (COP21). Este acuerdo establece objetivos orientados a limitar el aumento de temperatura media global, impulsar compromisos nacionales de reducción de emisiones y apoyar financieramente a los países en desarrollo (IPCC, 2022) [2].

Dentro de este proceso de transición, el consumo energético asociado al agua caliente sanitaria (ACS) adquiere una relevancia especial. En el ámbito doméstico, entre un 10 y un 20% del consumo energético total del hogar se destina a la producción de ACS [3], lo que pone de manifiesto la importancia de desarrollar soluciones más sostenibles y eficientes en esta área.

En este sentido, las tecnologías solares térmicas se presentan como una alternativa madura y respetuosa con el medio ambiente para la producción de ACS. Sin embargo, el elevado coste de los captadores solares comerciales limita su implantación masiva, especialmente en contextos de menor disponibilidad económica y en países en vías de desarrollo, donde el acceso a agua caliente sanitaria sigue siendo un reto.

Por lo tanto, la búsqueda de soluciones solares térmicas de bajo coste, que permitan una implantación generalizada y descentralizada de tecnologías de ACS, constituye una línea de trabajo de gran interés dentro del proceso de transición energética.

1.2 Motivación del proyecto

La necesidad de desarrollar soluciones térmicas de bajo coste para la producción de agua caliente sanitaria impulsó, a comienzos de los años 2000, distintas iniciativas de investigación orientadas al diseño de captadores solares térmicos accesibles. Entre ellas, se desarrolló una primera línea de trabajo en los laboratorios de ICAI. No obstante, las limitaciones tecnológicas existentes en ese momento y, especialmente, los problemas de estanqueidad observados en los prototipos ensayados, dificultaron su continuidad.

En septiembre de 2023, esta línea de investigación se retomó con el objetivo de explorar nuevas soluciones de diseño y fabricación, especialmente en el ámbito de la impresión 3D. Durante los dos años siguientes, se desarrolló de forma iterativa un nuevo prototipo de captador solar térmico de bajo coste, sometido a sucesivas modificaciones hasta alcanzar una configuración capaz de superar los ensayos de estanqueidad.

El prototipo finalmente obtenido consiste en un captador fabricado a partir de una placa de policarbonato alveolar, en cuyo interior se introducen tiras de fleje de plástico de polipropileno negro con el fin de aumentar la absorción de radiación solar. Se trata de una solución experimental de bajo coste, concebida para aplicaciones de agua caliente sanitaria y desarrollada bajo criterios de simplicidad constructiva y accesibilidad económica.

A pesar de este avance, no fue posible completar la fase de ensayos exteriores dentro del plazo disponible, aunque el sistema experimental necesario para ello quedó preparado. En consecuencia, siguen existiendo incertidumbres relevantes en relación con el comportamiento interno del captador, su rendimiento térmico esperado y su respuesta frente a la radiación solar en condiciones reales de operación.

En este contexto, el presente Trabajo Fin de Grado surge como una continuación natural de la investigación previa, centrada en la modelización del captador mediante simulaciones CFD. Este enfoque permitirá analizar con mayor detalle su comportamiento térmico y fluidodinámico, estimar su rendimiento y orientar futuras mejoras de diseño y validación experimental.

1.3 Objetivos y alcance del TFG

El proyecto tiene como objetivo general analizar el comportamiento térmico y fluidodinámico del prototipo desarrollado en el laboratorio mediante modelización numérica CFD, con el fin de comprender su funcionamiento, estimar su rendimiento y establecer una base técnica para futuras mejoras de diseño y validación experimental.

Para alcanzar este objetivo general, se plantean los siguientes objetivos específicos:

1. Desarrollar un modelo numérico CFD que reproduzca el comportamiento térmico del captador.
2. Evaluar los campos de temperatura, presión y velocidad en el interior del captador.
3. Identificar mejoras geométricas y operativas que aumenten la eficiencia.

4. Valorar de forma preliminar la viabilidad técnica del sistema a partir de los resultados numéricos obtenidos.

Finalmente, a partir de los resultados numéricos obtenidos, se realizará una valoración preliminar del potencial técnico del sistema como solución de bajo coste para la producción de agua caliente sanitaria. Asimismo, se discutirá de forma cualitativa su posible contribución a distintos Objetivos de Desarrollo Sostenible, especialmente aquellos relacionados con el acceso a la energía, la innovación y la acción por el clima.

En cuanto al alcance del presente proyecto, el trabajo se centra en la modelización numérica del captador y en el análisis de su comportamiento térmico y fluidodinámico a partir de un prototipo experimental previamente desarrollado. Por tanto, el objetivo no es completar una validación experimental integral del sistema, sino construir una base sólida que permita orientar futuras etapas de validación, mejora y optimización del captador.

No obstante, el trabajo presenta una serie de limitaciones derivadas tanto del tiempo disponible como de la complejidad del problema. En particular, no se aborda el diseño completo de un nuevo captador desde cero, ni una optimización exhaustiva de todas las variables geométricas del sistema. Asimismo, el tratamiento de la radiación y de los intercambios térmicos con el entorno no se plantea mediante un modelo de radiación explícito completo, sino a través de una formulación equivalente simplificada basada en un modelo de resistencias equivalentes, adoptada tras las dificultades identificadas durante el proceso de modelado (para mayor detalle, véase

Capítulo 4. Modelo **numérico desarrollado**).

1.4 Estructura de la memoria

La presente memoria se organiza en seis capítulos principales que recogen de forma progresiva el contexto, desarrollo y los resultados del trabajo realizado.

El Capítulo 1 constituye una breve introducción del proyecto, en la que se presentan su motivación, sus objetivos, su alcance y la estructura general de la memoria. El Capítulo 2 recoge el estado de la cuestión, donde se revisan proyectos anteriores en los que se haya investigado en la línea de captadores solares térmicos de bajo coste o en los que se hayan aplicado herramientas de CFD para la modelización de sistemas térmicos.

Posteriormente, el Capítulo 3 describe el planteamiento general del proyecto, el punto de partida experimental y la estrategia adoptada para la modelización del captador. El Capítulo 4 se centra en el desarrollo del modelo numérico, incluyendo tanto el planteamiento inicial como la reformulación metodológica finalmente adoptada.

A continuación, el Capítulo 5 presenta los resultados obtenidos a partir de la simulación del modelo. Por último, el Capítulo 6, recoge las principales conclusiones y análisis derivados tanto del trabajo realizado como de los resultados obtenidos, y posibles futuras líneas de investigación. La memoria finaliza con un conjunto de anexos en los que se incluye información técnica complementaria relevante.

Capítulo 2. Estado de la cuestión

El presente capítulo recoge el estado de la cuestión del trabajo, buscando situar el proyecto dentro del contexto energético, tecnológico y científico actual. Para ello, se revisa en primer lugar la situación actual del sector energético, analizando aspectos relacionados con la descarbonización y el papel que podría tener la energía solar térmica en aplicaciones de ACS. Posteriormente, se analizarán las tipologías de captadores solares, los proyectos anteriores más relevantes de desarrollo de captadores planos de bajo coste y, finalmente, la aplicación de herramientas de CFD en la modelización de sistemas térmicos.

2.1 Contexto energético y necesidad de descarbonización

En las últimas décadas, la descarbonización del sistema energético se ha consolidado como una prioridad global, impulsada por los compromisos internacionales adquiridos en el marco del Acuerdo de París y de los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS).

Entre los distintos sectores consumidores de energía, el calentamiento de agua sanitaria (ACS) constituye un componente significativo del consumo doméstico. En los hogares, este proceso puede representar entre un 10% y un 20% del consumo total de energía, alcanzando aproximadamente el 19% en Estados Unidos. Además, la energía necesaria para el transporte, tratamiento y utilización del agua genera unos 290 millones de toneladas de CO₂ al año solo en EEUU, equivalentes a cerca del 5% de las emisiones nacionales [3].

Estas cifras reflejan la importancia estratégica de innovar en soluciones que permitan reducir el consumo energético asociado a la producción de agua caliente sanitaria, contribuyendo así a los objetivos globales de sostenibilidad y transición energética.

2.2 Energía solar térmica como energía para usos térmicos

2.2.1 Principios generales de la energía solar térmica

La energía solar térmica permite aprovechar la radiación solar para calentar fluidos, tales como agua, aceites térmicos o nanofluidos, destinados a usos domésticos, como la producción de agua caliente sanitaria (ACS) o calefacción, y a usos industriales, como procesos de secado o pasteurización. El aprovechamiento de esta energía depende directamente de la cantidad y el tipo de radiación solar incidente sobre la superficie del captador.

En la actualidad, la energía solar térmica se presenta como una fuente de energía renovable y tecnológicamente madura, especialmente aplicada al calentamiento de agua sanitaria, ya que las temperaturas requeridas para este uso son relativamente moderadas. La implementación de estos sistemas permite reducir la dependencia de combustibles fósiles, como el gas natural, así como disminuir el consumo de electricidad procedente de la red, contribuyendo a la descarbonización del sector térmico [4].

Para comprender el funcionamiento y el rendimiento de estos sistemas, resulta necesario analizar previamente la naturaleza de la radiación solar que alcanza la superficie terrestre.

2.2.2 Naturaleza de la radiación solar y aprovechamiento térmico

La radiación solar que alcanza la superficie terrestre puede clasificarse en radiación directa, difusa y reflejada. La radiación directa es aquella que llega sin desviaciones significativas desde el Sol, mientras que la radiación difusa ha sido dispersada por partículas y gases presentes en la atmósfera. Por último, la radiación reflejada corresponde a la fracción de radiación que ha sido reflejada por la superficie terrestre u otros objetos.

En aplicaciones térmicas, la radiación directa, al presentar una mayor intensidad, permite un mayor incremento de la energía interna de la superficie absorbente. No obstante, la radiación difusa también resulta fundamental, ya que, aunque menos intensa, presenta una mayor regularidad temporal, contribuyendo a una distribución más uniforme del calor y permitiendo el funcionamiento de los captadores solares incluso en condiciones de nubosidad parcial.

Por otro lado, desde el punto de vista espectral, la radiación solar puede dividirse en ultravioleta, visible e infrarroja. En aplicaciones térmicas, la radiación visible e infrarroja son las principales responsables del calentamiento de las superficies absorbentes, ya que su absorción se traduce en un aumento de la energía interna del material. Cuanto mayor es el coeficiente de absorción de la superficie absorbente, y menor la fracción de radiación reflejada, mayor será el incremento de temperatura alcanzado [5].

2.2.3 Fluidos caloportadores en sistemas solares térmicos

Trasladando estos principios físicos a la práctica, los captadores solares térmicos aprovechan la radiación solar directa y difusa para calentar un fluido caloportador, encargado de transportar la energía térmica generada hasta su punto de uso. En la

actualidad, el fluido más empleado en instalaciones solares térmicas es una mezcla de agua y propilenglicol, ya que este último actúa como anticongelante no tóxico y permite el funcionamiento seguro de sistemas de agua caliente sanitaria en climas fríos. En regiones sin riesgo de heladas, también es habitual el uso de agua como fluido caloportador [6].

En otras aplicaciones industriales de mayor temperatura es común el uso de aceites térmicos; sin embargo, este tipo de fluidos queda fuera del alcance del presente proyecto, que se centra en aplicaciones de agua caliente sanitaria y en soluciones de bajo coste.

De forma más reciente, se está investigando el uso de nanofluidos con el objetivo de mejorar las propiedades térmicas de los fluidos convencionales y aumentar la eficiencia de los procesos de transferencia de calor. Aunque estas tecnologías se presentan como una oportunidad prometedora a largo plazo, su elevado coste, la complejidad asociada a su uso y su bajo nivel de madurez tecnológica limitan actualmente su viabilidad en sistemas solares térmicos de bajo coste. En este contexto, el uso de agua y soluciones acuosas con anticongelantes se mantiene como la opción más adecuada para el desarrollo de captadores solares accesibles, a pesar de las limitaciones inherentes a sus propiedades térmicas [7].

2.3 Tipologías de captadores solares térmicos

2.3.1 Captadores concentradores y no concentradores

Los sistemas de captación solar térmica se clasifican, en función del modo en que concentran la radiación, en captadores concentradores y captadores no concentradores. Los primeros utilizan superficies reflectoras, de geometría parabólica o lineal, que focalizan la radiación solar en un área reducida, permitiendo alcanzar altas temperaturas. Los captadores no concentradores, en cambio, captan directamente la radiación incidente sobre una superficie absorbente sin concentrarla, lo que los convierte en sistemas más simples y económicos, especialmente adecuados para aplicaciones de baja temperatura [8].



Figura 1: Comparación entre sistemas de captación solar térmica concentradores (izquierda) y no concentradores (derecha)

Dado que el presente trabajo se orienta a aplicaciones de agua caliente sanitaria y soluciones de bajo coste, el análisis se centra en los captadores solares no concentradores.

2.3.2 Captadores planos y de tubos de vacío

Dentro de los captadores solares no concentradores destacan dos tipologías principales: los captadores planos y los captadores de tubos de vacío.

Los captadores planos consisten en una superficie absorbente, generalmente metálica y pintada de un color oscuro para maximizar la absorción de radiación, cubierta por una o más láminas transparentes que reducen las pérdidas térmicas por convección y radiación. Estos sistemas son adecuados para aplicaciones de baja temperatura, normalmente hasta 80°C [9], y su sencillez constructiva y bajo coste de fabricación han favorecido su amplia implantación en viviendas y edificios públicos.

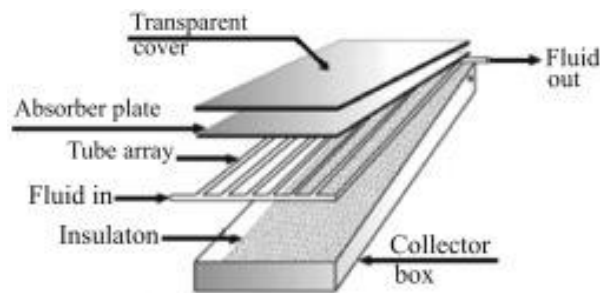


Figura 2: Esquema de la configuración típica de un captador solar térmico plano

Los captadores de tubos de vacío, por su parte, están formados por tubos cilíndricos de vidrio con vacío intermedio, lo que permite minimizar las pérdidas térmicas y alcanzar mayores rendimientos, especialmente en condiciones ambientales desfavorables. Sin embargo, su mayor complejidad constructiva y coste los hace menos adecuados para proyectos orientados a soluciones de bajo presupuesto [10].

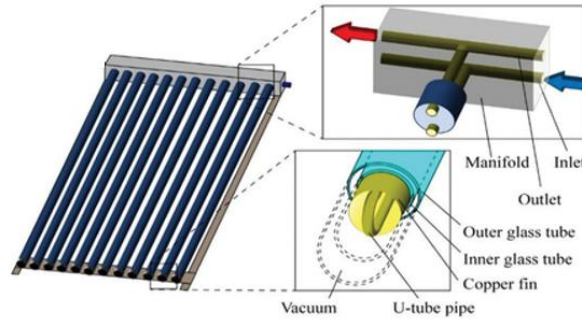


Figura 3: Configuración típica de un captador solar térmico de tubos de vacío

En este sentido, el presente proyecto se centra en la modelización de un captador solar plano de bajo coste, destinado a la producción de agua caliente sanitaria en contextos de recursos limitados. Una vez presentada esta clasificación general, resulta conveniente revisar proyectos anteriores relacionados con el desarrollo de captadores solares planos de bajo coste, ya que constituyen una referencia más directa para el prototipo experimental que da origen al presente trabajo.

2.4 Investigación previa en captadores no concentradores planos de bajo coste

Diversos estudios desarrollados a principios de la década de 2000 se centraron en la reducción de costes de los sistemas solares térmicos, explorando el uso de materiales poliméricos, geometrías simplificadas y procesos de fabricación más accesibles. No obstante, en comparación con otras tecnologías solares, esta línea de investigación ha experimentado un desarrollo más limitado en los últimos años, especialmente en lo relativo a su aplicación comercial a gran escala.

2.4.1 Captadores solares planos de bajo coste basados en materiales poliméricos

Dentro de esta línea de trabajo, el proyecto europeo ID 262149 (2013) analizó la viabilidad y eficiencia de captadores solares térmicos basados en materiales poliméricos, comparándolos con captadores convencionales de aluminio o cobre. El estudio destaca como principal ventaja de los polímeros su bajo coste, así como otras características favorables como su bajo peso, facilidad de conformado y extrusión y mayor facilidad de reparación. Sin embargo, también señala que la menor conductividad térmica de estos materiales limita su aplicación a rangos de temperatura moderados, como los requeridos para la producción de agua caliente sanitaria.

Los resultados del proyecto muestran que los captadores poliméricos pueden alcanzar eficiencias similares a las de los colectores metálicos para temperaturas inferiores a 50°C,

confirmando su idoneidad para aplicaciones de baja temperatura. Entre los principales retos identificados se encuentran la menor conductividad térmica, los problemas de estanqueidad y la degradación térmica a largo plazo. Con el fin de abordar estas limitaciones, el proyecto investigó el uso de policarbonato dopado con un 10% de grafito, logrando mejorar el comportamiento térmico del material y mitigar los problemas detectados.

Este proyecto constituye una de las primeras aproximaciones sistemáticas al desarrollo de captadores solares térmicos basados en policarbonato, estableciendo principios fundamentales para esta línea de investigación y poniendo de manifiesto la necesidad de optimizar el diseño del captador para compensar las limitaciones inherentes a los materiales poliméricos [11].

Si bien este proyecto constituye una aproximación inicial al desarrollo y búsqueda de soluciones poliméricas en captadores solares, sus objetivos y técnicas de comparación presentan un enfoque sustancialmente distinto al que se aborda en el presente trabajo. Por lo tanto, resulta especialmente relevante comparar este enfoque con el prototipo desarrollado en el laboratorio.

En el proyecto europeo, el captador solar consiste en un sistema completo acristalado y modular, en el que el absorbedor polimérico constituye uno de sus elementos principales. Dicho absorbedor se desarrolla como un perfil extruido específicamente diseñado, fabricado con policarbonato dopado con grafito expandido para mejorar su conductividad térmica y su comportamiento a altas temperaturas. Además, incorpora un recubrimiento selectivo mediante deposición física en fase vapor (PVD), optimizado para aumentar la absorbancia solar y controlar la emisividad térmica. La geometría del absorbedor se ajusta mediante simulación numérica, modificando parámetros como el espesor de pared, la sección de los canales internos y la configuración estructural para garantizar simultáneamente rendimiento térmico y resistencia mecánica.

En contraste, el prototipo desarrollado en el laboratorio se basa en una placa comercial de policarbonato alveolar de 10 mm de espesor total, con paredes internas de aproximadamente 0,5 mm y canales longitudinales de 10 mm de altura. En este caso, la placa alveolar constituye simultáneamente el elemento absorbedor y el cuerpo estructural principal del captador, sin incorporar recubrimientos selectivos ni modificaciones del material base. La geometría no ha sido diseñada específicamente para la aplicación solar

térmica, sino que responde a un producto comercial estándar, por lo que el rendimiento térmico depende en gran medida de la distribución del flujo en los canales, del espesor reducido de las paredes y de la superficie efectiva de intercambio térmico.

Además, a diferencia del concepto europeo, el prototipo de laboratorio no incorpora cubierta transparente, lo que altera de forma significativa el balance energético del sistema. La ausencia de cubierta incrementa las pérdidas térmicas por convección y radiación hacia el ambiente, aumentando la sensibilidad del rendimiento a las condiciones exteriores. En consecuencia, en el presente proyecto adquiere especial relevancia el análisis detallado del comportamiento térmico y fluidodinámico mediante simulación numérica, con el fin de evaluar la distribución de temperaturas en paredes delgadas, la uniformidad del flujo entre canales y la eficiencia global del captador bajo condiciones reales de operación.

2.4.2 Estrategias de mejora de la eficiencia en captadores planos de bajo coste

En la misma línea de investigación orientada a la mejora de la eficiencia de captadores solares térmicos de bajo coste, un equipo de investigadores de la Universidad de Zaragoza desarrolló un prototipo cuyo objetivo principal era optimizar el rendimiento térmico mediante soluciones de diseño sencillas y económicas. Este proyecto resulta especialmente relevante para el presente trabajo, ya que incorpora uno de los elementos de diseño considerados en el desarrollo del captador experimental: el uso de elementos internos adicionales para mejorar la absorción de calor.

En el prototipo desarrollado por los investigadores, se emplearon tiras de aluminio pintadas de negro dispuestas en el interior de los canales del captador con el objetivo de aumentar la superficie de intercambio térmico y favorecer la absorción de radiación. Esta solución es conceptualmente equivalente al enfoque adoptado en el presente proyecto, en el que dichas tiras se trasladan a una versión de bajo coste mediante el uso de fleje de plástico negro, manteniendo el principio físico de incremento de superficie absorbente.

El primer prototipo presentado por Fernández y Dieste consistía en un sistema de canales de ABS con tiras absorbentes en su interior, una capa de aislamiento térmico en la parte inferior y un cierre superior mediante una placa de vidrio (*ver imagen*). No obstante, este diseño inicial presentó diversos problemas tras aproximadamente una hora de funcionamiento a temperaturas cercanas a 55°C, incluyendo fugas de agua en las uniones

atornilladas, zonas de fluido estancado y deformación del vidrio superior debido al aumento de presión interna.

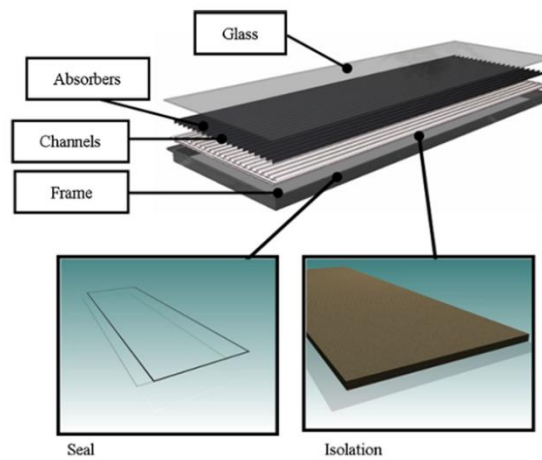


Figura 4: Diseño del prototipo de la primera iteración

A partir de estos resultados, se llevó a cabo una segunda iteración de diseño, en la que se modificó el diámetro de los canales con el objetivo de reducir la presión interna del colector y aumentar el volumen de agua. Asimismo, el sistema de cierre fue rediseñado mediante el uso de un marco de aluminio tensado con tornillos, lo que permitió un mejor control de la presión y una mayor estanqueidad del sistema.

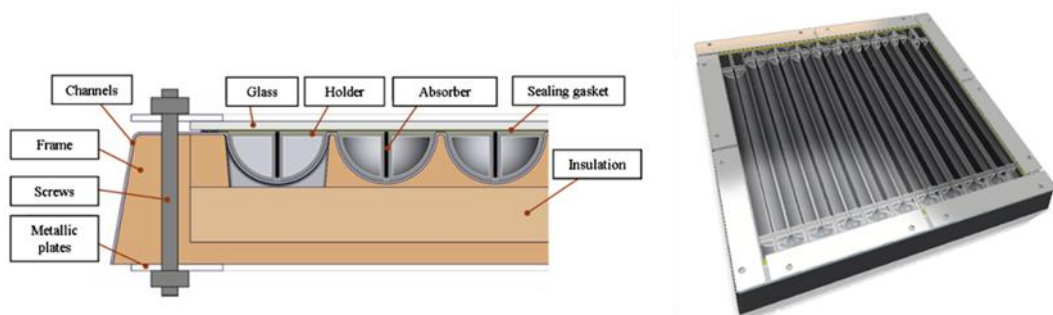


Figura 5: Corte transversal del diseño del segundo prototipo (izquierda) y diseño final del colector (derecha)

Los resultados obtenidos con el diseño optimizado fueron prometedores, alcanzándose eficiencias térmicas acumuladas entre el 41% y el 57%, comparables a las de colectores comerciales, así como eficiencias instantáneas superiores al 98% en condiciones favorables. Todo ello se logró manteniendo una reducción de costes cercana al 50%, lo que pone de manifiesto el potencial de este tipo de soluciones para aplicaciones de agua caliente sanitaria en contextos de bajo presupuesto [12].

Estos trabajos ponen de manifiesto que, si bien los captadores solares térmicos de bajo coste basados en materiales poliméricos son viables para aplicaciones de agua caliente sanitaria, su rendimiento y fiabilidad dependen en gran medida del diseño geométrico y del comportamiento del flujo interno.

2.5 Desarrollo experimental previo de un colector solar térmico de policarbonato

En el marco de esta línea de investigación, el presente proyecto continúa un trabajo experimental previo desarrollado en el laboratorio, basado en un captador fabricado con una placa de policarbonato rellena con tiras de fleje de plástico de polipropileno PP negro para maximizar la absorción de radiación. Este trabajo constituye el punto de partida para la modelización y optimización abordadas en este Trabajo Fin de Grado.

Durante las pruebas iniciales se identificaron problemas de estanqueidad que limitaron el rendimiento térmico. Tras iteraciones de diseño y ensayos con distintos métodos de sellado (adhesivos, calor, impresión 3D), se obtuvo un prototipo sin fugas.

Para validar los estudios experimentales y poder avanzar en el desarrollo de captadores solares planos de bajo coste, resulta necesario disponer de herramientas que permitan analizar el comportamiento térmico y fluidodinámico del sistema en detalle. La simulación numérica mediante el uso de herramientas CFD permite abordar este análisis de forma eficiente, analizando la distribución del flujo, los gradientes térmicos y las pérdidas de energía, y reduciendo la necesidad de iteraciones experimentales.

2.6 Aplicación de CFD en la modelización de captadores solares

El modelado numérico con herramientas CFD constituye una herramienta fundamental para el análisis térmico y fluidodinámico de captadores solares. Permite simular los campos de velocidad, presión y temperatura, evaluar la transferencia de calor y optimizar la geometría del sistema antes de su fabricación.

En la actualidad, algunos de los avances más relevantes en el ámbito de los captadores solares térmicos provienen de la integración de modelos numéricos de CFD en la optimización del diseño, uso de materiales y análisis del rendimiento de los colectores solares.

2.6.1 Materiales (CFD aplicado a materiales y propiedades térmicas)

A pesar del estancamiento observado en la implantación de los colectores solares térmicos en la última década, la investigación en materiales alternativos para este tipo de sistemas ha experimentado un mayor desarrollo. En particular, la disminución del crecimiento anual de nueva capacidad instalada (del 18% en 2011 al 4% en 2017 [13]) se ha atribuido, entre otros factores, a los elevados costes de producción asociados al uso de materiales convencionales como el cobre, el aluminio, el acero y el vidrio [14]. Esta circunstancia ha impulsado la búsqueda de materiales poliméricos como alternativa para el desarrollo de captadores solares térmicos de bajo coste.

En este contexto, diversos autores señalan que los polímeros presentan ventajas relevantes, como su bajo coste, ligereza y facilidad de fabricación mediante procesos de extrusión, aunque también introducen limitaciones asociadas a su menor conductividad térmica y a su susceptibilidad a la degradación térmica. Estudios previos han puesto de manifiesto que materiales como el policarbonato pueden sufrir procesos de degradación acelerada cuando se exponen de forma prolongada a radiación solar y temperaturas elevadas, lo que hace necesario analizar cuidadosamente su comportamiento térmico en condiciones reales de operación. Esta circunstancia refuerza, además, la importancia de continuar la investigación y desarrollo de materiales poliméricos con propiedades mejoradas frente a la radiación (como el policarbonato, que con un tratamiento UV multiplica por 10 su vida útil [15]).

Ante estas limitaciones, la simulación numérica se ha consolidado como una herramienta eficaz para evaluar el comportamiento térmico de captadores solares fabricados con materiales poliméricos sin recurrir exclusivamente a campañas experimentales de alto coste y prolongadas. En particular, trabajos recientes han demostrado que el uso de modelos CFD bidimensionales en ANSYS Fluent, combinando modelos de radiación como Discrete Ordinates (DO) para la radiación de onda larga y Surface-to-Surface (S2S) para la radiación entre superficies, permite reproducir con buena precisión el comportamiento térmico de captadores solares poliméricos. En estos estudios se han obtenido errores medios del orden del 4–5% respecto a resultados experimentales, lo que pone de manifiesto el potencial del CFD como herramienta de análisis y diseño [16].

Además de la estimación de la eficiencia térmica, estos modelos numéricos permiten obtener una descripción detallada de los campos de temperatura y velocidad en el interior

del captador, facilitando la identificación de zonas críticas con elevadas temperaturas. Este aspecto resulta especialmente relevante en el caso de materiales poliméricos, ya que dichas zonas pueden convertirse en puntos de inicio de degradación térmica, condicionando la durabilidad y fiabilidad del sistema. En este sentido, el uso de CFD no solo contribuye a la evaluación del rendimiento térmico, sino que también constituye una herramienta clave para la selección de materiales y la prevención de fallos prematuros en captadores solares de bajo coste.

2.6.2 Geometrías

Existen diversos estudios en los que los modelos CFD se emplean como herramientas para evaluar la idoneidad de decisiones de diseño relacionadas con la geometría del captador solar, tales como la forma de los canales, su disposición interna o su espesor. Estos parámetros geométricos influyen de manera directa en la distribución del flujo, la transferencia de calor y, en última instancia, en el rendimiento térmico del sistema.

Modelos numéricos y simulaciones CFD desarrollados en trabajos recientes han demostrado repetidamente la capacidad de estas herramientas para analizar y optimizar geometrías de captadores solares térmicos, alcanzándose en algunos casos errores relativos del orden del 0.105% para modelos numéricos y del 1.12% para simulaciones CFD respecto a resultados experimentales [17]. Estos valores ponen de manifiesto la idoneidad del CFD como herramienta fiable para el análisis y la mejora del diseño de captadores solares. Asimismo, estos estudios destacan la importancia de incrementar la superficie efectiva de transferencia de calor, logrando mediante modificaciones geométricas aumentos de hasta un 18% en el área efectiva de intercambio térmico.

Si bien la modificación de la geometría global de los canales queda fuera del alcance del presente proyecto, los resultados de la literatura avalan el uso de elementos geométricos internos, como aletas o tiras insertadas en el interior del captador, como una estrategia eficaz para aumentar la superficie de contacto entre el fluido y la superficie absorbente [18]. En este sentido, el empleo de CFD permite evaluar y optimizar este tipo de soluciones geométricas internas antes de llevar a cabo nuevas iteraciones experimentales, reduciendo costes y tiempo de desarrollo.

Adicionalmente, el análisis CFD de la distribución de temperaturas en el captador permite identificar zonas con temperaturas elevadas que podrían dar lugar a procesos de degradación acelerada de los materiales, especialmente en captadores fabricados con

materiales poliméricos. De este modo, el estudio de la geometría mediante CFD no solo contribuye a la mejora del rendimiento térmico, sino que también facilita la detección de puntos críticos del diseño, permitiendo adoptar medidas preventivas y reforzar la fiabilidad del sistema.

2.6.3 Mejora de la eficiencia térmica y transferencia de calor

Si bien el análisis de materiales y geometrías constituye una de las principales aplicaciones del modelado numérico en el desarrollo de captadores solares planos, su aplicación más extendida en la literatura es la evaluación y mejora de la eficiencia térmica global del sistema. Numerosos trabajos se centran en el estudio detallado de los mecanismos de transferencia de calor entre la superficie absorbente y el fluido caloportador, así como en la identificación de las principales fuentes de pérdidas térmicas.

Diversos estudios han demostrado, mediante validación experimental, que las simulaciones CFD permiten reproducir con una precisión adecuada el comportamiento térmico de los captadores solares planos, obteniéndose errores poco significativos (generalmente inferiores al 5% [16]) entre los resultados numéricos y las mediciones experimentales. En este contexto, la simulación numérica se presenta como una herramienta especialmente atractiva para la evaluación de la eficiencia térmica de un captador, ya que permite identificar zonas con gradientes térmicos elevados o intercambio de calor deficiente, responsables de comprometer el rendimiento global del sistema, y analizar posibles soluciones de diseño.

Asimismo, el uso de modelos CFD resulta particularmente ventajoso en estudios orientados a soluciones de bajo coste, ya que permite optimizar el diseño del captador sin necesidad de recurrir a múltiples iteraciones experimentales. En este tipo de aplicaciones, generalmente asociadas a rangos de temperatura moderados, se han reportado errores muy reducidos en la predicción numérica, del orden del 1–2% [19], mientras que en estudios a temperaturas más elevadas se observa un incremento progresivo de las desviaciones entre simulación y experimento [13]. Este comportamiento pone de manifiesto la elevada fiabilidad del modelado CFD en aplicaciones de baja temperatura, como la producción de agua caliente sanitaria.

Todo ello confirma la idoneidad del uso del modelado CFD como herramienta para la mejora de la eficiencia térmica de captadores solares planos, especialmente aquellos orientados a soluciones de bajo coste, al proporcionar información detallada sobre los

procesos de transferencia de calor y permitir el desarrollo de diseños optimizados y técnicamente viables.

En el presente proyecto, el uso de CFD permitirá estimar la eficiencia térmica del captador propuesto, identificar las zonas de pérdida de energía y analizar el efecto de distintas configuraciones geométricas sobre el rendimiento global, con el objetivo de optimizar el diseño y valorar preliminarmente su viabilidad técnica.

Capítulo 3. Definición del trabajo

3.1 Punto de partida experimental

Durante los dos años previos al desarrollo del presente Trabajo Fin de Grado, el trabajo experimental realizado en el laboratorio se centró en la búsqueda de una solución de estanqueidad para el prototipo de captador solar térmico de bajo coste.

Durante la primera etapa de desarrollo, la estrategia común consistió en emplear dos tuberías de PVC como entrada y salida del agua del captador, buscando distintos métodos para unir dichas tuberías a la placa del captador sin que apareciesen fugas. En esta fase se ensayaron tanto soluciones basadas en adhesivos como el uso de piezas fabricadas mediante impresión 3D, diseñadas para aumentar la superficie de contacto y mejorar el sellado. Aunque en prototipos de menor tamaño se obtuvieron resultados aceptables con piezas 3D, no fue posible trasladar esta solución al captador definitivo de 1 m, ya que las limitaciones dimensionales de la impresora obligaban a fabricar las piezas por tramos, comprometiendo la estanqueidad de las uniones y generando fugas.

Una vez descartada esta línea de trabajo, durante el segundo año se exploraron dos enfoques alternativos. Por una parte, se investigaron distintos métodos de sellado térmico, como el planchado de los extremos de la placa o la fusión de varillas del mismo material. Sin embargo, estas soluciones no tuvieron éxito, ya que el policarbonato tenía muy poco grosor y era difícil evitar la aparición de microfisuras u orificios que comprometían la estanqueidad. Por otra parte, se planteó una nueva estrategia basada en la interconexión de los canales internos del captador mediante perforaciones en los nervios, eliminando así la necesidad de utilizar tuberías externas y centrando el problema en el sellado de los extremos del panel.

Dentro de esta segunda línea se ensayaron varias alternativas. En primer lugar, se probaron perfiles comerciales en forma de U para cerrar los extremos del captador. No obstante, su superficie de contacto resultó insuficiente para garantizar un sellado adecuado. También se fabricaron piezas similares a partir de láminas de PVC calentadas y conformadas manualmente, pero las deformaciones obtenidas impidieron lograr un cierre hermético. Finalmente, se ensayó el relleno de los canales mediante silicona caliente, logrando por primera vez un prototipo estanco. Sin embargo, al someterlo a condiciones de operación más realistas (alcanzando $T > 70^{\circ}\text{C}$), se comprobó que la silicona

presentaba una temperatura de fusión demasiado baja y se reblandecía con la exposición solar.

Ante las limitaciones de tiempo disponibles, se planteó posteriormente una solución alternativa basada en la fabricación de un cierre mediante resina epoxi. Aunque esta opción se alejaba del criterio de bajo coste perseguido en el proyecto, se consideró como una posible vía para disponer de un prototipo funcional con el que iniciar ensayos de rendimiento. No obstante, durante el curado de la resina aparecieron grietas que dieron lugar a nuevas fugas, por lo que esta opción también fue descartada.

Finalmente, se retomó la estrategia de relleno de los canales, pero sustituyendo la silicona por adhesivos con mayor temperatura de fusión. Tras varios ensayos, se logró obtener un prototipo funcional y estanco mediante el uso del adhesivo Teroson MS 939, constituyendo así el punto de partida experimental del presente TFG.

3.2 Descripción general del captador prototipo

El captador prototipo obtenido tras las sucesivas iteraciones de diseño consiste en un panel de policarbonato alveolar de dimensiones aproximadas $1\text{ m} \times 1\text{ m}$. La geometría base del captador está formada por una serie de canales longitudinales paralelos, a través de los cuales circula el fluido de trabajo.

Con el fin de reproducir la función de distribución que inicialmente realizaban las tuberías de PVC y permitir la comunicación entre los canales internos, se practicaron dos líneas de interconexión perpendiculares a los canales principales mediante perforaciones realizadas con una varilla metálica caliente de aproximadamente 1 cm de diámetro. Estas perforaciones permitieron la interconexión de los canales, pero dieron lugar también a perforaciones en los nervios exteriores del panel, por lo que solo estos nervios exteriores fueron sellados posteriormente con masilla Ceys Superbarra Plástico, con el fin de evitar fugas hacia el exterior del captador.

Asimismo, se realizaron dos orificios en la placa para la entrada y salida del agua, situados en posiciones opuestas del captador. Por último, el cierre de los extremos de los canales se llevó a cabo introduciendo aproximadamente 5 cm de adhesivo Teroson MS 939 en cada uno de ellos, garantizando así la estanqueidad del sistema.

En las primeras pruebas de estanqueidad no se introdujeron elementos absorbentes en el interior del panel, ya que el objetivo principal de esta fase era validar el comportamiento

hidráulico y el sistema de sellado. No obstante, en la configuración final del captador se incorporaron tiras de fleje de plástico de polipropileno PP negro en el interior de los canales, con el fin de incrementar la absorción de radiación solar y mejorar el comportamiento térmico del sistema.

La Figura 6 y la Figura 7 muestran, respectivamente, un esquema simplificado del captador con sus dimensiones principales, así como una imagen del prototipo a pequeña escala empleado en las primeras pruebas de estanqueidad.

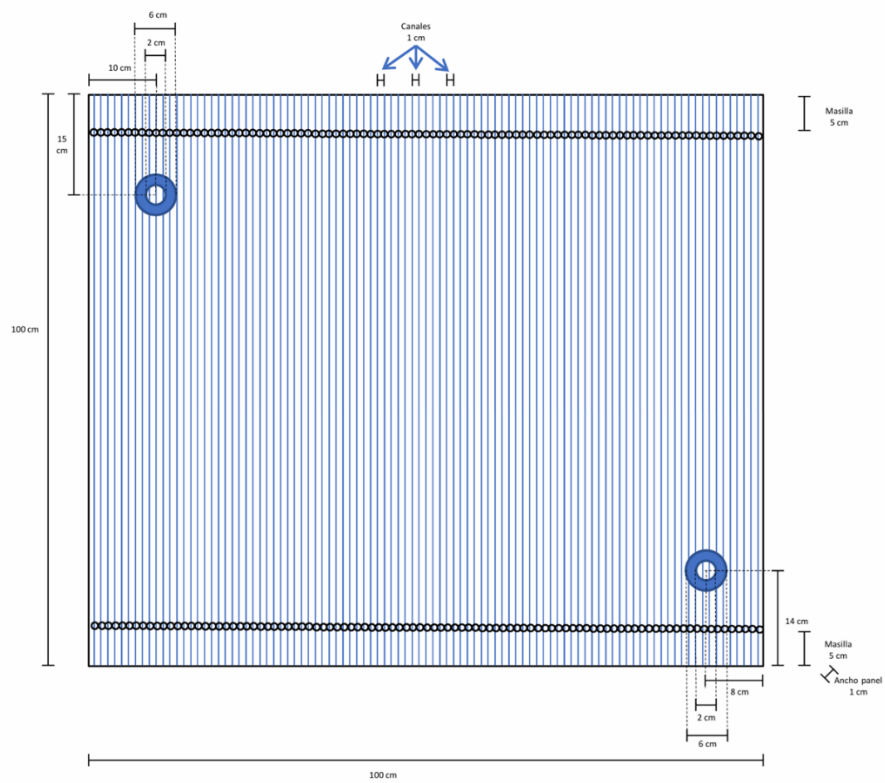


Figura 6: Esquema simplificado del captador solar térmico, con sus dimensiones principales, líneas de interconexión entre canales y posiciones de entrada y salida del fluido

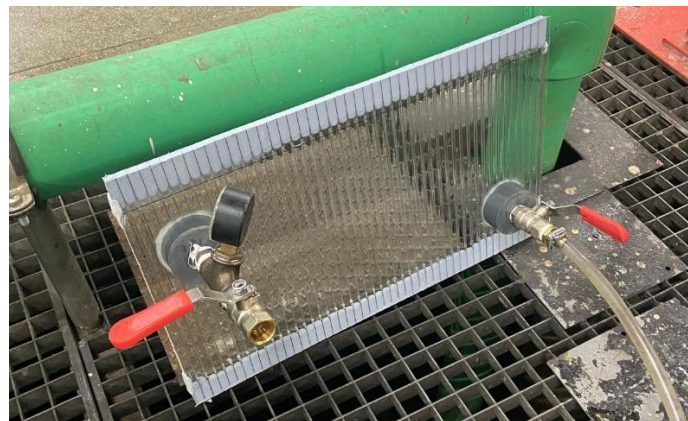


Figura 7: Prototipo a pequeña escala empleado en las primeras pruebas de estanqueidad del captador

3.3 Problema a resolver y variables de interés

El presente Trabajo Fin de Grado se centra en el análisis térmico y fluidodinámico del captador prototipo descrito en la Sección 3.2 Descripción general del captador prototipo mediante herramientas de modelización numérica CFD que permitan comprender el comportamiento interno del sistema.

Desde el punto de vista de la simulación, las principales variables de interés son la distribución de temperaturas en el fluido, así como la evolución de la presión y la velocidad en el interior de los canales. Por otra parte, resulta de especial interés analizar la uniformidad del flujo entre los distintos canales del panel y detectar posibles pérdidas o ineficiencias asociadas al diseño actual. Todo ello permitirá valorar el comportamiento hidráulico del sistema y su influencia sobre la respuesta térmica global del captador.

Finalmente, a partir de los resultados numéricos obtenidos y de una revisión general de la bibliografía actual sobre captadores solares, se realizará una valoración preliminar del potencial técnico del sistema como solución de bajo coste para la producción de ACS.

3.4 Herramientas empleadas

En el presente Trabajo Fin de Grado se han empleado principalmente dos herramientas digitales orientadas al diseño y a la simulación del captador solar térmico. Por una parte, el diseño geométrico del captador se ha realizado mediante herramientas de diseño asistido por ordenador (CAD), concretamente SolidWorks, lo que ha permitido reproducir la geometría del captador ensayado previamente en el laboratorio y generar modelos tridimensionales compatibles con entornos de simulación CFD. Por otra parte, la modelización del comportamiento térmico y fluidodinámico se ha llevado a cabo utilizando el software ANSYS Fluent, en su versión gratuita para estudiantes. En las fases iniciales del trabajo, el uso de la licencia Student condicionó además determinadas decisiones de modelización por sus limitaciones computacionales.

Asimismo, el planteamiento metodológico del modelo se ha contrastado con bibliografía especializada y con documentación técnica procedente de bases de datos académicas, con el fin de garantizar la solidez técnica y metodológica del trabajo.

3.5 Estrategia general de modelización

En el presente trabajo se adoptó un conjunto de simplificaciones con el objetivo de obtener resultados orientativos que permitieran analizar el comportamiento del captador

y valorar posibles mejoras de diseño, sin incurrir en un nivel de complejidad innecesario para el alcance de un Trabajo Fin de Grado. De este modo, se buscó mantener un equilibrio entre integridad física, viabilidad computacional y utilidad de los resultados obtenidos.

Desde el punto de vista geométrico, la primera simplificación introducida consistió en sustituir las superficies circulares del prototipo real por secciones cuadradas de igual área. Esta modificación se aplicó tanto a los orificios de entrada y salida del fluido como a las dos interconexiones cilíndricas que comunican los canales del panel en sus extremos superior e inferior. La adopción de esta geometría equivalente permitió simplificar el mallado y reducir el coste computacional asociado, sin alterar de forma significativa la sección hidráulica de las áreas afectadas.

Desde el punto de vista físico, se consideró inicialmente una formulación en ANSYS Fluent basada en el modelo de radiación Discrete Ordinates (DO), combinado con *solar ray tracing* calculado mediante la herramienta *Solar Calculator*. Esta formulación incluía una representación explícita tanto del captador como del fluido interior, así como de los mecanismos de convección y radiación asociados. No obstante, la complejidad física y numérica de esta aproximación resultó elevada para el alcance del presente trabajo. Por este motivo, se adoptó finalmente una formulación simplificada, en la que la malla se aplica únicamente al dominio fluido y el efecto térmico del captador se representa mediante condiciones equivalentes basadas en un modelo de resistencias térmicas. Esta reformulación se describe con mayor detalle en el

Capítulo 4. Modelo numérico desarrollado.

Además de las simplificaciones físicas adoptadas, el análisis preliminar del comportamiento hidráulico puso de manifiesto una limitación geométrica relevante en la configuración inicial del captador. En dicha configuración, la distribución del flujo entre canales no resultaba uniforme y una parte significativa de ellos quedaba insuficientemente alimentada, lo que comprometía tanto la representatividad física de la solución como la convergencia numérica de la simulación. Esta falta de convergencia se reflejó, en una primera simulación con el modelo reformulado, en un comportamiento oscilatorio de los residuos y en la ausencia de una reducción suficiente del residuo de energía (véase Figura 8).

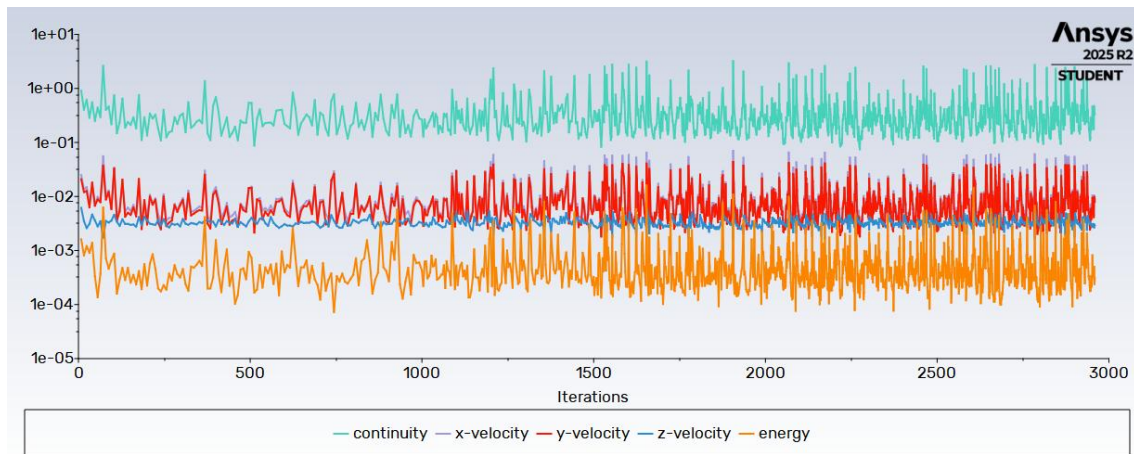


Figura 8: Residuos de las principales magnitudes tras 3000 iteraciones con el modelo reformulado

Con el fin de analizar este comportamiento, se resolvió de forma preliminar el campo de flujo y se calcularon los caudales máxicos por canal a partir de dos secciones transversales definidas en la entrada y en la salida de cada uno de ellos. Los resultados mostraron que el flujo se concentraba en un número reducido de canales, especialmente en aquellos situados próximos al *outlet*, mientras que el resto presentaba caudales muy reducidos (véase Figura 9). Este comportamiento se atribuyó a la disposición original de las

superficies de entrada y salida, que no favorecía un reparto hidráulico adecuado entre todos los canales del panel.

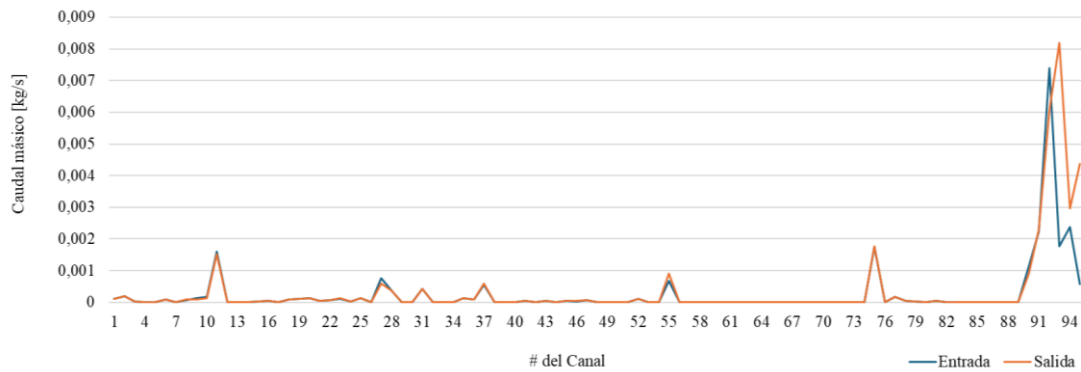


Figura 9: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida

A partir de este resultado, se adoptó una nueva configuración geométrica en la que la entrada y la salida se situaron en las zonas donde convergen todos los canales, de forma que las superficies de inlet y outlet abarcasen toda la longitud útil del captador (véase Figura 10).

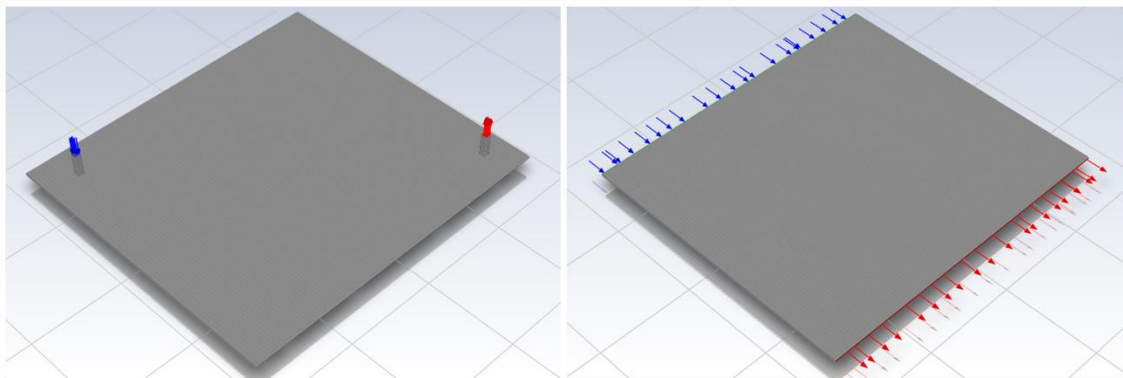


Figura 10: Comparación entre la disposición inicial de las zonas de inlet y outlet (izquierda) y la nueva configuración propuesta, con entrada y salida distribuidas a lo largo de todo el colector (derecha).

Gracias a esta modificación, la distribución del flujo resultó mucho más uniforme. Aunque el flujo másico no resulta estrictamente idéntico en todos los canales, las oscilaciones observadas se mantienen dentro de un rango reducido y, en ningún caso, aparecen canales prácticamente inactivos (véanse Figura 11 y Figura 12), garantizando la alimentación de todos los canales y favoreciendo la convergencia de la solución.

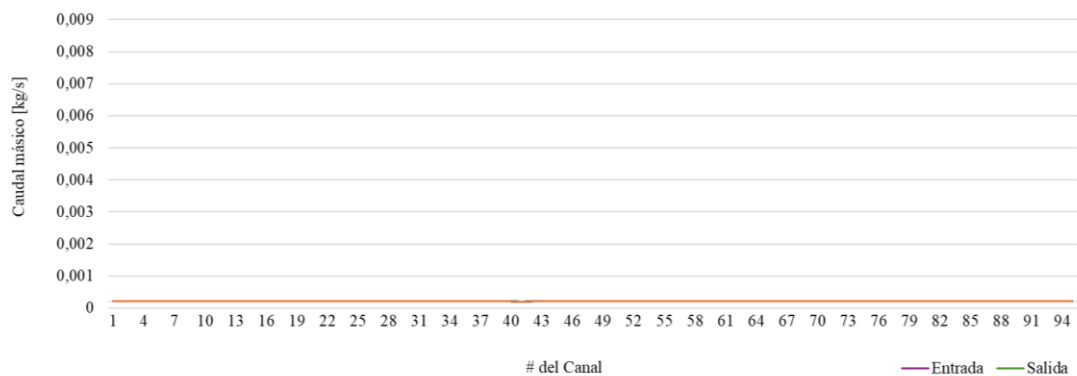


Figura 11: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida, manteniendo la misma escala que en la figura 9

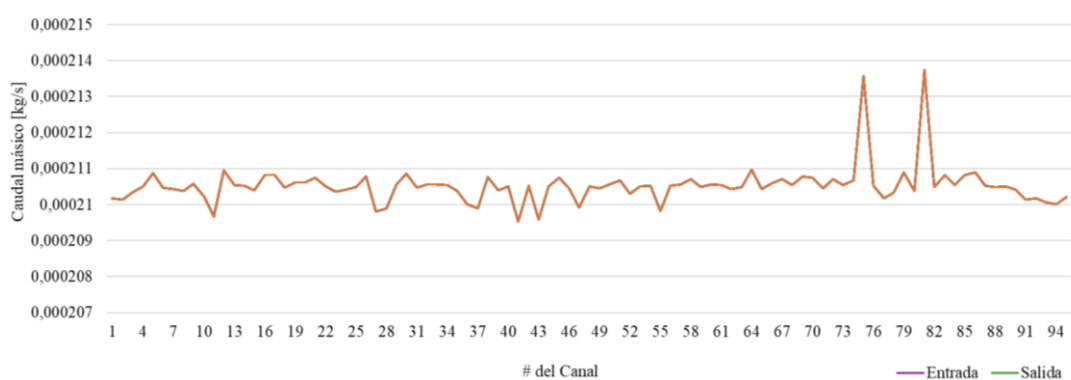


Figura 12: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida, representado con una escala ampliada para apreciar con mayor detalle las oscilaciones

En definitiva, la estrategia de modelización adoptada no pretende reproducir con total exactitud todos los fenómenos físicos presentes en el captador real, sino construir una herramienta numérica capaz de proporcionar resultados representativos para analizar su comportamiento térmico y fluidodinámico, así como para identificar posibles mejoras de diseño. En este sentido, el modelo desarrollado constituye una base técnica útil para el estudio del captador y para futuras etapas de validación experimental y optimización geométrica.

Capítulo 4. Modelo numérico desarrollado

4.1 Planteamiento del modelo inicial

Inicialmente, se consideró una formulación numérica en la que los principales fenómenos físicos considerados eran la radiación solar y el intercambio convectivo entre el captador y el entorno. Esta formulación inicial permitía representar de forma explícita el comportamiento térmico del sistema y evaluar su viabilidad de implementación en ANSYS Fluent. La formulación se implementó sobre una geometría simplificada, utilizada como caso preliminar de referencia. Esta configuración permitió definir el modelo físico y las principales condiciones de contorno antes de su aplicación a la geometría del captador. La configuración adoptada en esta fase inicial se resume en la

Tabla 1.

Aspecto del modelo	Configuración adoptada
Tipo de simulación	Régimen estacionario (<i>steady</i>).
Modelo de viscosidad	k-omega SST.
Radiación	Modelo DO con activación del <i>solar ray tracing</i> y uso de la <i>Solar Calculator</i> .
Condiciones de contorno de entrada	<i>Mass-flow inlet</i> con caudal másico de 0,02 kg/s y temperatura de entrada de 26,85 °C (300 K).
Condiciones de contorno de salida	<i>Mass-flow outlet</i> con caudal másico igual al de entrada.
Interfaz fluido-sólido	Condición térmica <i>coupled</i> en la pared fluido-policarbonato y en su correspondiente <i>shadow</i> .
Pared exterior	Condición térmica <i>mixed</i> , con $h = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$, temperatura del fluido exterior de 30 °C y temperatura de radiación exterior de 20 °C.
Hipótesis complementarias	Gravedad desactivada (convección forzada domina respecto a la convección natural), superficies e <i>inlet</i> y <i>outlet</i> transparentes a la radiación solar, fluido completamente opaco.

Tabla 1: Configuración adoptada en el planteamiento inicial del modelo numérico

En esta primera aproximación, el modelo se formuló en régimen estacionario, incluyendo el modelo de radiación Discrete Ordinates (DO) combinado con solar ray tracing, así como una representación explícita del dominio fluido y del sólido. Asimismo, se adoptaron hipótesis simplificadoras relativas al comportamiento ante la radiación de determinadas superficies, con el fin de mantener un nivel de complejidad compatible con el alcance del trabajo.

La formulación inicialmente considerada presentaba diversas limitaciones geométricas, físicas y numéricas que hacían necesaria su reformulación y el desarrollo de una nueva estrategia de modelización.

4.2 Limitaciones del planteamiento inicial y necesidad de reformulación

Como se ha expuesto en la sección anterior, la formulación inicial presentaba un conjunto de limitaciones que hacían necesaria su reformulación. En particular, la obtención de una malla adecuada para el captador resultaba especialmente compleja. Esta circunstancia hacía especialmente atractiva una estrategia de modelado en la que únicamente fuese necesario mallar el dominio fluido.

No obstante, la principal limitación se asociaba a la presencia de una pared semitransparente adyacente a una zona no fluida, que en ANSYS Fluent genera el siguiente mensaje de advertencia:

“The neighboring cell thread 6 of semi-transparent wall zone 1 is non-fluid. In the solar load model, boundary zones adjacent to non-fluids are not included in the ray tracing algorithm. The solution will proceed; however, results might not be as expected.”

Este aviso no corresponde a un simple problema de convergencia numérica, sino a una limitación estructural en la forma en que el algoritmo de *solar ray tracing* interpreta determinadas fronteras cuando estas se encuentran adyacentes a zonas no fluidas.

En consecuencia, la formulación inicial exigía abordar simultáneamente la definición geométrica precisa de las superficies semitransparentes, la coherencia física en el tratamiento de las *shadow walls* y una estrategia de mallado más compleja en el dominio sólido. Todo ello excedía el nivel de complejidad razonable para un Trabajo Fin de Grado cuyo objetivo principal no era la validación exhaustiva de un modelo de alta complejidad, sino el desarrollo de una herramienta de simulación térmica útil, consistente y técnicamente defendible.

Por este motivo, en los apartados siguientes se adopta una formulación reformulada, correspondiente a las aproximaciones 0D y 1D, en la que el planteamiento inicial se sustituye por una estrategia más sencilla desde el punto de vista numérico, pero suficientemente representativa del fenómeno térmico dominante.

La formulación reformulada presenta varias ventajas. Por una parte, reduce de forma notable la complejidad geométrica y de mallado, al evitar la necesidad de discretizar

detalladamente el sólido transparente y de definir con precisión todas las superficies implicadas en el tratamiento de la radiación. Por otra, permite concentrar el esfuerzo de modelado en la reproducción del balance térmico global del sistema, que constituye la magnitud de interés principal para el estudio del comportamiento del fluido en el interior del captador. Por último, esta estrategia permite sortear determinadas limitaciones asociadas al tratamiento simultáneo de la radiación solar y la transferencia de calor convectiva en la configuración inicialmente planteada en ANSYS Fluent.

4.3 Formulación térmica equivalente de los modelos 0D y 1D

La formulación finalmente adoptada se basa en resistencias térmicas equivalentes [20]. La formulación mediante resistencias térmicas equivalentes permite representar de forma simplificada los principales mecanismos de transferencia de calor presentes en el sistema, estableciendo una analogía con circuitos eléctricos. De este modo, es posible describir el intercambio térmico entre los distintos elementos del captador considerando el efecto combinado de la radiación, la conducción y la convección, sin necesidad de reproducir de forma explícita toda la complejidad geométrica y física del sistema real.

No obstante, aunque el desarrollo teórico completo presenta un mayor nivel de detalle (véase Anexo Anexo 1. Modelo Térmico del Colector Solar Basado en Resistencias Equivalentes), en el presente trabajo las magnitudes de interés principales son el flujo de calor que es absorbido por el absorbedor y el flujo de calor que es absorbido en la pared superior de policarbonato, ya que estas serán las magnitudes térmicas que posteriormente se incorporarán al modelo CFD mediante la generación de calor aplicada en la *thin wall*.

4.3.1 Cálculo del flujo de calor equivalente absorbido por el absorbedor

De acuerdo con la formulación adoptada en el desarrollo teórico completo, el flujo de calor equivalente que es absorbido por el absorbedor puede expresarse como:

$$q'' = \tau_{pc} \cdot \alpha_{abs} \cdot G$$

donde τ_{pc} representa la transmitancia del policarbonato, α_{abs} la absorptancia del absorbedor y G la irradiancia solar incidente.

Por tanto, la obtención de la generación térmica equivalente que debe imponerse en la *thin wall* requiere estimar adecuadamente los valores de transmitancia del policarbonato, absorptancia del absorbedor e irradiancia solar.

La transmitancia del policarbonato se estimó a partir de fichas técnicas de paneles de policarbonato alveolar transparente de 10 mm de espesor, comparables al panel utilizado en el prototipo. En particular, distintas referencias técnicas para paneles *multiwall* transparentes de 10 mm reportan valores de transmitancia del orden del 79-80%, por lo que en el presente trabajo se adoptó un valor aproximado de $\tau_{pc} = 0,8$ [21], [22].

Dado que no se dispone de una caracterización óptica específica del fleje de polipropileno negro utilizado en el prototipo, la absortancia del absorbedor se estimó a partir de valores reportados en la literatura para absorbedores poliméricos negros empleados en aplicaciones solares. Diversos trabajos sitúan esta magnitud en torno a 0,95, por lo que en el presente trabajo se adoptó un valor aproximado de $\alpha_{abs} = 0,95$ [23], [24].

Para la obtención de la irradiancia solar incidente G , se emplearon los datos horarios de irradiancia global sobre plano inclinado proporcionados por PVGIS-SARAH3 para la localización de Alberto Aguilera 25, Madrid (40,4293° N y 3,7115° O), considerando un plano fijo con pendiente de 45° y azimut de 0° (orientación sur). Con el fin de definir una condición de contorno representativa para la simulación estacionaria, se seleccionaron los valores correspondientes a los meses de junio a agosto y al intervalo horario comprendido entre las 12:10 y las 15:10. A partir de este conjunto de datos, se calculó como valor representativo de irradiancia el valor mediano, obteniéndose un valor de 856 W/m² [25].

Así pues, el flujo de calor equivalente que es absorbido por el absorbedor queda como:

$$q'' = \tau_{pc} \cdot \alpha_{abs} \cdot G = 0,8 \cdot 0,95 \cdot 856 = 650,56 \text{ W/m}^2$$

4.3.2 Cálculo del flujo de calor equivalente absorbido por la pared superior de policarbonato

Por otra parte, el flujo de calor que es absorbido la pared superior de policarbonato puede expresarse como:

$$q'' = \alpha_{pc} \cdot G$$

donde α_{pc} representa la absortancia del policarbonato y G la irradiancia solar incidente.

La irradiancia solar incidente ya se ha estimado en la sección anterior, y se asumirá un valor de 856 W/m². Respecto a la absortancia del policarbonato, si bien sabemos que $\alpha_{pc} \leq 0,2$, ya que la transmitancia del policarbonato se ha estimado que tiene un valor de $\tau_{pc} = 0,8$, no conocemos su valor, ni se puede estimar basándose en los datos presentes

en las fichas técnicas. Por lo tanto, para la estimación de este valor, se ha procedido a la estimación de la reflectividad del policarbonato mediante la ecuación de Fresnel.

La ecuación de Fresnel permite estimar la fracción de radiación reflejada en una interfaz cuando la luz incide con un determinado ángulo. En este caso, a pesar de que el panel está inclinado 45° , el ángulo de incidencia cambia a medida que el sol se mueve de este a oeste y, para simplificar, se ha decidido asumir una incidencia normal de los rayos sobre la superficie.

Así pues, la ecuación de Fresnel queda como:

$$\rho = \left(\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right)^2$$

Siendo ρ la reflectividad de la superficie a calcular, n_1 el índice de refracción del primer medio que atraviesa la radiación y n_2 el índice de refracción del segundo.

Tomando un índice de refracción del policarbonato de $n=1,586$ y del aire de $n=1$, se puede estimar la reflectividad de una cara del policarbonato como:

$$\rho_{pc} = \left(\frac{1,586 - 1}{1,586 + 1} \right)^2 = 0,0513 \sim 0,05$$

Por lo tanto, la absorptancia del policarbonato queda como:

$$\alpha_{pc} = 1 - \rho_{pc} - \tau_{pc} = 1 - 0,8 - 0,05 = 0,15$$

Así pues, el flujo que llega a las caras superiores y queda absorbido en ellas se puede calcular como:

$$q'' = \alpha_{pc} \cdot G = 0,15 \cdot 856 = 128,4 \text{ W/m}^2$$

De este modo, se considera que una fracción de la radiación incidente se absorbe en la pared superior de policarbonato, mientras que la parte transmitida a través del panel contribuye al calentamiento del absorbedor situado en la zona inferior.

A partir de esta formulación, es posible traducir el comportamiento térmico del captador a una condición equivalente aplicable en el modelo numérico. La implementación concreta de esta estrategia en ANSYS Fluent se describe en el apartado siguiente.

4.4 Configuración de los modelos 0D y 1D (con y sin pérdidas)

En esta sección se describe la configuración de los modelos reformulados 0D y 1D en ANSYS Fluent. En todos los modelos simulados, la simulación CFD desarrollada es tridimensional. Por tanto, los términos 0D y 1D no hacen referencia a la dimensionalidad global de la simulación, sino únicamente a la forma de representar el comportamiento térmico en las paredes del captador.

En concreto, se han considerado dos configuraciones distintas para la representación térmica: una aproximación térmica 0D, y otra 1D mediante *shell conduction* (para la que luego se simularán dos casos, con y sin pérdidas al ambiente). Dado que gran parte de la configuración es común a ambas, en primer lugar se describen los elementos compartidos y, posteriormente, se detallan las condiciones específicas de cada caso. Sobre esta base, se analizaron tres casos: una aproximación térmica 0D sin pérdidas hacia el ambiente, una aproximación térmica 1D sin pérdidas y una aproximación térmica 1D con pérdidas térmicas hacia el ambiente.

4.4.1 Elementos de modelado comunes a los tres modelos

En primer lugar, en lo relativo a la configuración general en ANSYS Fluent, en ambos casos se ha adoptado una simulación en régimen estacionario (*steady*). Asimismo, se ha activado la gravedad con componentes de $-6,936 \text{ m/s}^2$ en los ejes X e Y, con el fin de representar la inclinación de 45° del captador respecto a la horizontal.

Se seleccionó un modelo de viscosidad laminar para ambos modelos, coherente con el régimen de flujo esperado en el interior del captador y con los valores de Reynolds obtenidos en simulaciones posteriores.

En cuanto a los materiales, como fluido se ha empleado agua líquida tomada de la base de datos de materiales de Fluen. Además, la densidad del fluido se modeló mediante la aproximación de Boussinesq, con el fin de incorporar los efectos de flotabilidad térmica y convección natural en el interior del captador. Por otra parte, como materiales sólidos se han considerado el policarbonato y el polipropileno, aunque este último solo resulta relevante en la configuración con *shell conduction*. Al policarbonato se le han asignado una densidad de 1200 kg/m^3 , un calor específico de $1300 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ y una conductividad térmica de $0,21 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ [26]. Al polipropileno se le han asignado una densidad de 900 kg/m^3 , un calor específico de $1700 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ y una conductividad térmica de $0,2 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ [27].

Respecto a las condiciones de contorno, tanto el inlet como el outlet mantienen la misma configuración en ambos modelos. En la entrada se ha definido un mass-flow inlet con un caudal másico de 0,02 kg/s (este caudal equivale a un caudal de 72 l/h, que es aquel con el que se experimentó con el prototipo, cumpliendo con la normativa, que establece un caudal de 72 l/h por m² del colector) y una temperatura total de 26,85 °C. En la salida se ha definido una condición de contorno de tipo pressure outlet, con presión manométrica de 0 Pa. Además, se ha especificado una temperatura de backflow de 26,85 °C, que únicamente sería utilizada por el modelo en caso de que apareciese flujo reverso en la frontera de salida.

4.4.2 Condiciones de contorno del modelo 0D

En el modelo 0D, los fenómenos térmicos se representan mediante flujos de calor equivalentes impuestos directamente sobre las paredes superior e inferior en contacto con el fluido.

En las paredes superiores de los canales se ha impuesto un flujo de calor de 128,4 W/m². De forma análoga, en las paredes inferiores de los canales se ha impuesto un flujo de calor de 650,56 W/m², representando así la mayor contribución térmica asociada a la presencia del absorbedor en la parte inferior del captador.

4.4.3 Condiciones de contorno del modelo 1D (con y sin pérdidas)

En el modelo 1D, los fenómenos térmicos se representan mediante una generación volumétrica aplicada en capas definidas mediante *shell conduction* sobre las paredes superior e inferior del dominio fluido.

En la pared superior se ha definido una capa de policarbonato de 0,0005 m de espesor, a la que se ha asignado una generación térmica equivalente calculada como:

$$q''' = \frac{q''}{w} = \frac{128,4}{0,0005} = 256800 \text{ W/m}^3$$

Por otra parte, en las paredes inferiores se ha definido una capa de polipropileno con una generación térmica equivalente de:

$$q''' = \frac{q''}{w} = \frac{650,56}{0,0005} = 1301120 \text{ W/m}^3$$

La misma configuración térmica se impuso al conjunto de superficies equivalentes correspondientes.

Por último, en la simulación que incorpora pérdidas térmicas, se asignó a las paredes superior e inferior, además de la generación de calor impuesta mediante *shell conduction*, una condición térmica de tipo *mixed*, con $h = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$, una temperatura del fluido exterior de $30 \text{ }^\circ\text{C}$ y temperatura de radiación exterior de $20 \text{ }^\circ\text{C}$, valores representativos de un rango razonable para las condiciones de contorno exteriores. Asimismo, se estimó que una determinación más precisa del coeficiente h en las paredes superior e inferior no aportaría variaciones significativas en los resultados globales y, en cambio, incrementaría la complejidad del modelo más allá de lo necesario para el alcance del presente trabajo.

4.4.4 Elementos de simulación comunes a los tres modelos

Finalmente, se definieron las condiciones numéricas de simulación comunes a los casos analizados. En todos los casos, se tomaron los datos de la entrada como constantes para la adimensionalización de coeficientes y el colector 2 como zona de referencia para evaluar las velocidades relativas (que en este caso coinciden con las absolutas, al ser estático).

Posteriormente, se inició el cálculo iterativo y el seguimiento de los residuos. En las simulaciones, se establecieron como criterios de convergencia residuos de energía del orden de 10^{-6} o inferiores, residuos de cantidad de movimiento del orden de 10^{-5} o inferiores, y residuos de continuidad del orden de 10^{-3} o inferiores.

Finalmente, a partir de las simulaciones realizadas, se obtuvieron los perfiles de presión, temperatura y velocidad en el interior del captador.

4.5 Comparación entre los modelos de simulación iniciales y los reformulados

Con el fin de sintetizar de forma clara las diferencias entre la formulación inicialmente considerada y las formulaciones finalmente adoptadas, la Tabla 2 recoge las principales diferencias entre el modelo de simulación inicial, el modelo 0D y el modelo 1D.

Aspecto del modelo	Modelo inicial	Modelo 0D	Modelo 1D (sin pérdidas)	Modelo 1d (con pérdidas)
Tipo de simulación	Régimen estacionario (steady)	Régimen estacionario (steady)	Régimen estacionario (steady)	

Aspecto del modelo	Modelo inicial	Modelo 0D	Modelo 1D (sin pérdidas)	Modelo 1d (con pérdidas)
Modelo de viscosidad	k-omega SST	Laminar	Laminar	
Tratamiento de la radiación	Modelo DO con activación del <i>solar ray tracing</i> y uso de la <i>Solar Calculator</i>	Modelo de radiación desactivado. La radiación se incorpora indirectamente mediante flujos de calor equivalentes	Modelo de radiación desactivado. La radiación se incorpora indirectamente mediante generaciones térmicas equivalentes	
Condición de contorno de entrada	<i>Mass-flow inlet</i> con caudal másico de 0,02 kg/s y temperatura de entrada de 26,85 °C	<i>Mass-flow inlet</i> con caudal másico de 0,02 kg/s y temperatura de entrada de 26,85 °C	<i>Mass-flow inlet</i> con caudal másico de 0,02 kg/s y temperatura de entrada de 26,85 °C	
Condición de contorno de salida	<i>Mass-flow outlet</i> con caudal másico igual al de entrada	<i>Pressure outlet</i> con presión manométrica de 0 Pa	<i>Pressure outlet</i> con presión manométrica de 0 Pa	
Interfaz fluido-sólido	Condición térmica <i>coupled</i> en la pared fluido-policarbonato y su <i>shadow</i>	No existe interfaz fluido-sólido explícita. Solo se ha mallado el fluido	No existe interfaz fluido-sólido mallada de forma completa. Solo se ha mallado el fluido	
Tratamiento térmico en paredes	Condición térmica <i>mixed</i> en la pared exterior	Flujo de calor equivalente impuesto en las paredes superior e inferior	Generación volumétrica equivalente en capas definidas mediante <i>shell conduction</i>	
Pérdidas al ambiente	Incluidas, $h = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$	No incluidas	No incluidas	Incluidas, $h = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$
Hipótesis principales	Gravedad desactivada. Convección forzada dominante. Superficies transparentes a la radiación solar	Reparto simplificado del calor: pequeña contribución superior y mayor contribución inferior	Reparto del calor mediante capas superior e inferior con conducción 1D	

Aspecto del modelo	Modelo inicial	Modelo 0D	Modelo 1D (sin pérdidas)	Modelo 1d (con pérdidas)
Complejidad geométrica	Alta	Baja	Media	
Coste computacional	Alto	Bajo	Medio	
Estado en el trabajo	Descartado	Formulación adoptada	Formulación adoptada	

Tabla 2: Comparación entre el planteamiento inicial y los modelos reformulados

Capítulo 5. Análisis de resultados

En este capítulo, se presentan los principales resultados obtenidos en las tres simulaciones realizadas sobre el captador.

5.1 Verificación numérica y consistencia física del modelo

5.1.1 Convergencia de las simulaciones

5.1.1.1 Modelo 0D

En esta simulación, la convergencia de los residuos se alcanzó tras aproximadamente 500 iteraciones, aunque el cálculo se prolongó hasta 895 iteraciones con el fin de asegurar la estabilidad de la solución.

El residuo final de energía obtenido en la iteración 895 fue de $1,67 \cdot 10^{-10}$, valor claramente inferior al criterio de convergencia adoptado (10^{-6}), lo que indica una adecuada convergencia de la ecuación de energía. Asimismo, los residuos de velocidad obtenidos fueron del orden de 10^{-9} ($8,98 \cdot 10^{-9}$, $1,48 \cdot 10^{-9}$ y $1,67 \cdot 10^{-9}$), muy por debajo del umbral de 10^{-5} considerado suficiente para la convergencia de la cantidad de movimiento.

Por otra parte, el residuo de continuidad, que representa el desequilibrio de masa dentro de cada celda, se situó en el orden de 10^{-8} ($2,39 \cdot 10^{-8}$), también muy inferior al valor de 10^{-3} adoptado como criterio de convergencia para la conservación de la masa.

Así pues, aunque a partir de la iteración 500 los residuos muestran un comportamiento estable pero ligeramente oscilatorio, puede considerarse que la simulación del modelo 0D converge de forma satisfactoria (véase Figura 13). Esta oscilación sostenida de pequeña amplitud es probablemente consecuencia del efecto de la convección natural en el interior del captador. En este contexto, pequeñas variaciones en la gradación térmica del fluido, asociadas al ascenso del fluido más caliente y al descenso del más frío, pueden inducir ligeras oscilaciones en los residuos sin comprometer la estabilidad física de la solución.

Además, el seguimiento de magnitudes globales mostró que tanto la temperatura media de salida como la diferencia de presión entre la entrada y la salida se mantienen prácticamente constantes a partir de ese punto, lo que confirma la estabilidad de la solución obtenida.

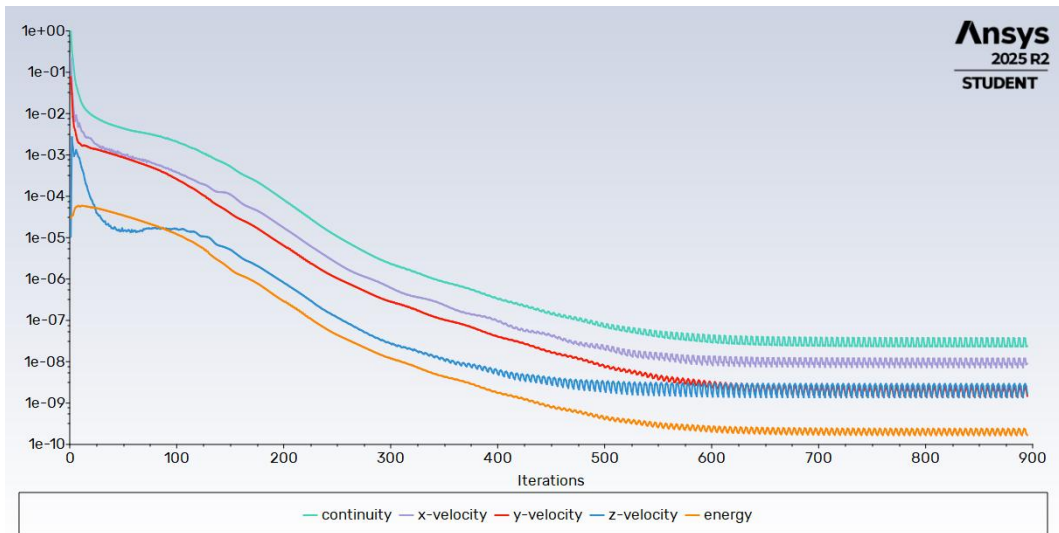


Figura 13: Residuos de las principales magnitudes tras 895 iteraciones de simulación 0D con el modelo reformulado

5.1.1.2 Modelo 1D sin pérdidas

De forma análoga, se realizó la simulación correspondiente al modelo 1D. Tras 895 iteraciones, se obtuvieron los siguientes residuos finales: un residuo de energía de $1,76 \cdot 10^{-10}$, residuos de cantidad de movimiento del orden de 10^{-9} ($7,16 \cdot 10^{-9}$, $2,00 \cdot 10^{-9}$ y $1,65 \cdot 10^{-9}$) y un residuo de continuidad de $2,17 \cdot 10^{-8}$.

Estos valores resultan, al igual que en el modelo 0D, claramente inferiores a los criterios de convergencia adoptados para energía (10^{-6}), cantidad de movimiento (10^{-5}) y continuidad (10^{-3}). Por tanto, puede considerarse que la simulación del modelo 1D alcanza una convergencia satisfactoria.

Asimismo, la evolución de los residuos presenta un comportamiento muy similar al observado en el modelo 0D, estabilizándose a partir de aproximadamente la iteración 500 y mostrando posteriormente oscilaciones de pequeña amplitud, sin que ello comprometa la convergencia global de la solución (véase Figura 14). Al igual que en el caso anterior, este comportamiento puede atribuirse probablemente al efecto de la convección natural en el interior del captador. Además, el seguimiento de la temperatura media de salida y de la diferencia de presión entre la entrada y la salida mostró también una evolución estable en las últimas iteraciones, lo que refuerza la validez de la solución obtenida.

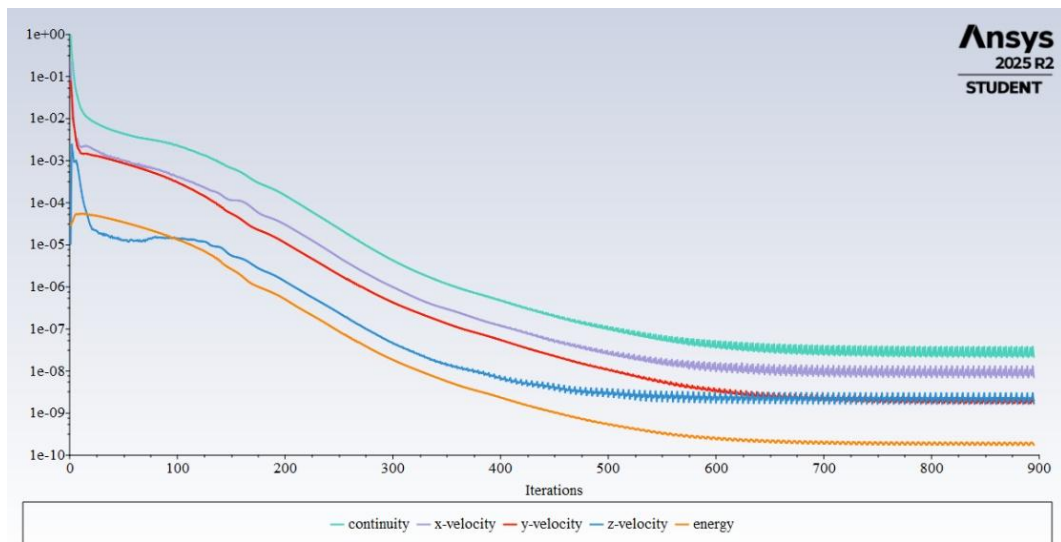


Figura 14: Residuos de las principales magnitudes tras 895 iteraciones de simulación 1D con el modelo reformulado

5.1.1.3 Modelo 1D con pérdidas

Por último, se realizó también la simulación del modelo 1D con pérdidas. En este caso, fue necesario prolongar el cálculo hasta 1392 iteraciones, ya que con las 895 iteraciones iniciales todavía no se había alcanzado una convergencia completa de los residuos, aunque estos ya se situaban por debajo de los umbrales considerados aceptables. Tras las 1392 iteraciones, se obtuvieron los siguientes residuos finales: un residuo de energía de $1,15 \cdot 10^{-16}$, residuos de cantidad de movimiento del orden de 10^{-14} ($1,58 \cdot 10^{-15}$, $1,93 \cdot 10^{-14}$ y $1,75 \cdot 10^{-14}$) y un residuo de continuidad de $2,38 \cdot 10^{-13}$.

En este caso, los residuos presentan un comportamiento notablemente distinto al observado en los modelos sin pérdidas. En primer lugar, se estabilizan tras aproximadamente 1200 iteraciones, lo que supone un número de iteraciones sensiblemente superior al requerido en los casos anteriores. Además, dicha estabilización se produce para valores de residuo claramente inferiores a los obtenidos en los modelos sin pérdidas. Por otra parte, una vez alcanzada la estabilización, las oscilaciones residuales son también mucho menores que en los casos anteriores. Este comportamiento podría indicar que, al considerar pérdidas térmicas hacia el ambiente, la estratificación térmica del fluido y, con ello, el efecto de la convección natural, son menos acusados que en los modelos sin pérdidas. No obstante, esta interpretación debe entenderse como una hipótesis física compatible con los resultados obtenidos, más que como una conclusión definitiva derivada únicamente de la evolución de los residuos. La Figura 15 muestra la evolución de los residuos de las magnitudes a lo largo de las 1392 iteraciones.

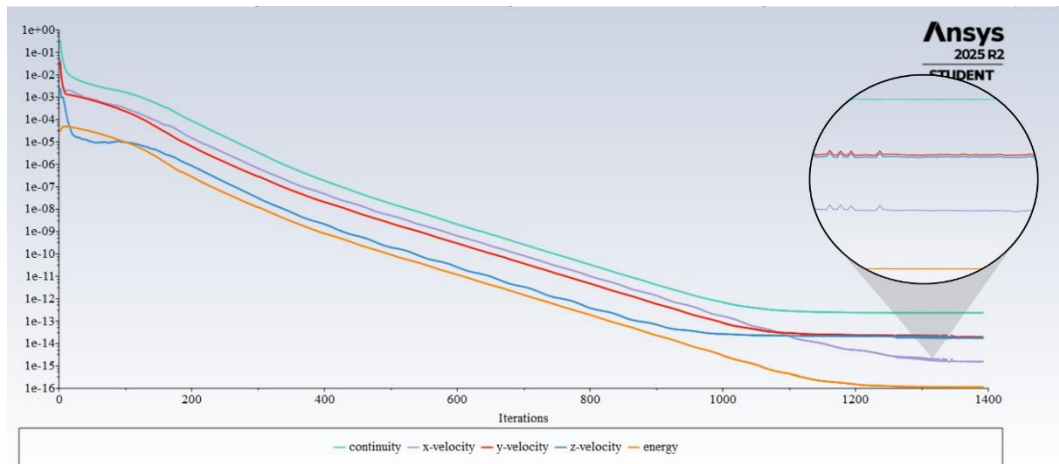


Figura 15: Residuos de las principales magnitudes tras 1392 iteraciones de simulación 1D con pérdidas (incluye también un detalle de las oscilaciones en las últimas iteraciones)

5.1.2 Balance energético del captador

Con el fin de comprobar la coherencia física del modelo, se ha realizado un análisis detallado del balance energético del captador.

En primer lugar, cabe señalar que, para los casos sin pérdidas, en el modelaje se impusieron flujos de calor superficiales equivalentes de $q''_{inf} = 650,56 \text{ W/m}^2$ y $q''_{sup} = 128,4 \text{ W/m}^2$. Dado que el área total de las superficies inferiores y superiores es de aproximadamente $0,855 \text{ m}^2$ (valor obtenido en Fluent) en cada caso, los flujos de energía esperados son:

$$Q_{inf} = 650,56 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 0,855 \text{ m}^2 = 556,23 \text{ W}$$

$$Q_{sup} = 128,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 0,855 \text{ m}^2 = 109,78 \text{ W}$$

Por tanto, la energía total esperada transferida al fluido en los casos sin pérdidas es de aproximadamente:

$$Q_{tot} = Q_{inf} + Q_{sup} = 666,01 \text{ W}$$

5.1.2.1 Modelo 0D

En el modelo 0D sin pérdidas, la suma de las contribuciones térmicas de las superficies inferiores es de aproximadamente $556,23 \text{ W}$, mientras que la suma de las superficies superiores es de aproximadamente $109,78 \text{ W}$, en coherencia con los valores esperados. Por tanto, la energía total transferida al fluido a través de las paredes del captador es de aproximadamente $666,01 \text{ W}$.

Este valor resulta coherente con la diferencia entre la energía asociada a la entrada y la salida del fluido, ya que Fluent indica 154,734 W en la entrada y -820,74W en la salida, lo que da lugar a una ganancia neta del fluido de aproximadamente 666,01W. El balance energético presenta, por tanto, un balance prácticamente exacto.

5.1.2.2 Modelo 1D sin pérdidas

En el modelo 1D sin pérdidas, la suma de las contribuciones térmicas de las superficies inferiores es, otra vez, de aproximadamente 556,23W, mientras que la de las superficies superiores es de aproximadamente 109,78W. En conjunto, la energía total transferida al fluido es, por tanto, de aproximadamente 666,01W.

Este resultado vuelve a coincidir con la diferencia entre la entrada y la salida del fluido, para las que Fluent indica 154,734W y -820,745W, respectivamente. De este modo, la energía neta absorbida por el agua es también de aproximadamente 666,01W, lo que confirma el equilibrio del balance y la coherencia del resultado con el modelo 0D sin pérdidas.

5.1.2.3 Modelo 1D con pérdidas

En el modelo 1D con pérdidas, la suma de las contribuciones térmicas de las superficies inferiores se reduce hasta aproximadamente 478,79W, mientras que la de las superficies superiores desciende hasta aproximadamente 64,79W. Por tanto, la energía total transferida al fluido es de aproximadamente 543,59W.

Este valor coincide con la diferencia entre la energía asociada a la entrada y la salida del fluido, ya que Fluent indica 154,73W en la entrada y -698,32W en la salida, lo que se traduce en una ganancia neta del agua de aproximadamente 543,59W. En comparación con los casos sin pérdidas, este resultado pone de manifiesto una reducción de la energía útil absorbida por el fluido de unos 122,4W, coherente con la consideración de pérdidas térmicas al ambiente.

En conjunto, estos resultados confirman que el balance energético de los tres modelos es consistente y que la consideración de pérdidas térmicas al ambiente reduce de forma apreciable la energía útil transferida al fluido.

5.2 Resultados fluidodinámicos

5.2.1 Caudal por canal

5.2.1.1 Modelo 0D

Como ya se analizó en el Capítulo 3, el nuevo diseño geométrico presenta una distribución del caudal por canal mucho más uniforme que la obtenida con la configuración inicial. En el caso del modelo 0D, el flujo másico promedio por canal es de $\dot{m} = 0,000210526 \text{ kg/s}$, con una varianza de $2,94 \cdot 10^{-13}$.

Además, los valores de caudal de entrada y salida en cada canal resultan prácticamente coincidentes (véase Figura 16), con una diferencia promedio entre ambos de $4,94 \cdot 10^{-11}$, valor siete órdenes de magnitud inferior al caudal medio por canal. Este resultado indica que el balance de masa en cada canal se mantiene y que la distribución hidráulica alcanzada es consistente.

La Figura 16 muestra la distribución del caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida para el modelo 0D.

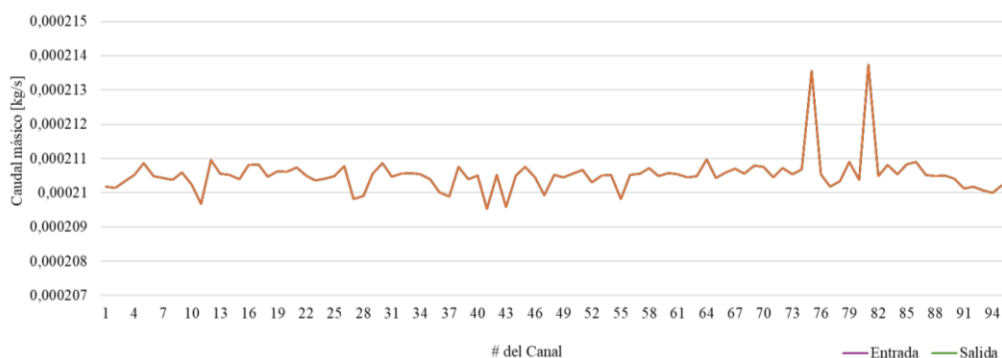


Figura 16: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida para el modelo 0D

5.2.1.2 Modelo 1D sin pérdidas

Siguiendo el mismo procedimiento, se obtuvieron también los valores de caudal por canal para el modelo 1D. Los resultados obtenidos son prácticamente idénticos a los del modelo 0D, con un flujo másico de entrada promedio por canal de $\dot{m} = 0,000210526 \text{ kg/s}$, una varianza de $2,95 \cdot 10^{-13}$ y una diferencia promedio entre el caudal de entrada y el de salida de $6,57 \cdot 10^{-11}$.

La similitud entre ambos modelos se confirma al comprobar que la diferencia promedio entre los caudales de entrada por canal es de $2,96 \cdot 10^{-9}$, mientras que la diferencia

promedio entre los caudales de salida es de $2,95 \cdot 10^{-9}$. Estos valores, prácticamente negligibles respecto al valor medio de caudal por canal, son un primer indicio de que la formulación térmica adoptada en cada modelo no introduce diferencias apreciables en el comportamiento hidráulico global del captador.

Por este motivo, la representación gráfica del caudal por canal del modelo 1D (véase Figura 17) resulta prácticamente coincidente con la obtenida para el modelo 0D.

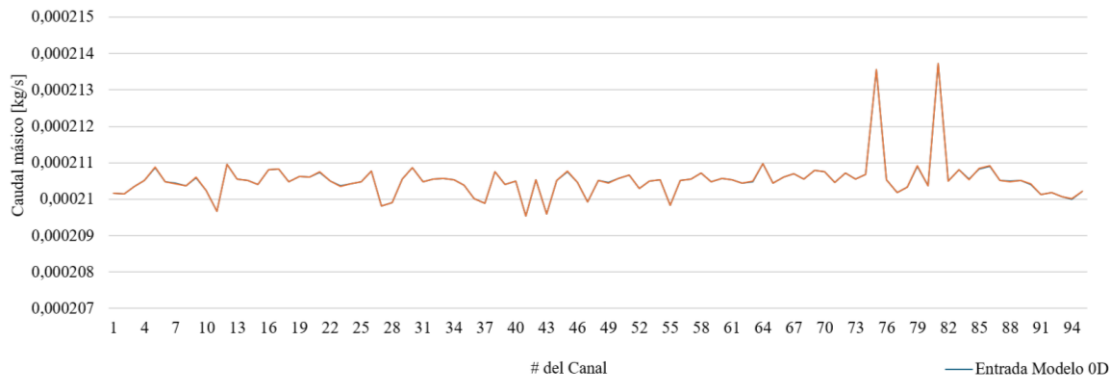


Figura 17: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida para el modelo 1D sin pérdidas

5.2.1.3 Modelo 1D con pérdidas

Para el modelo 1D con pérdidas, se realizó el mismo estudio que en los casos anteriores, obteniéndose nuevamente un caudal másico medio por canal de $\dot{m} = 0,000210526 \text{ kg/s}$, con una varianza de $1,77 \cdot 10^{-13}$ y una diferencia nula entre el caudal de entrada y el de salida.

En este caso, el caudal por canal es muy similar al obtenido en el modelo 1D sin pérdidas, con una diferencia promedio de $8,99 \cdot 10^{-8}$ tanto en la entrada como en la salida, y una diferencia máxima del orden de 10^{-7} . Por este motivo, la representación gráfica del caudal por canal del modelo 1D con pérdidas (véase Figura 18) resulta prácticamente coincidente con la obtenida para el modelo sin pérdidas.

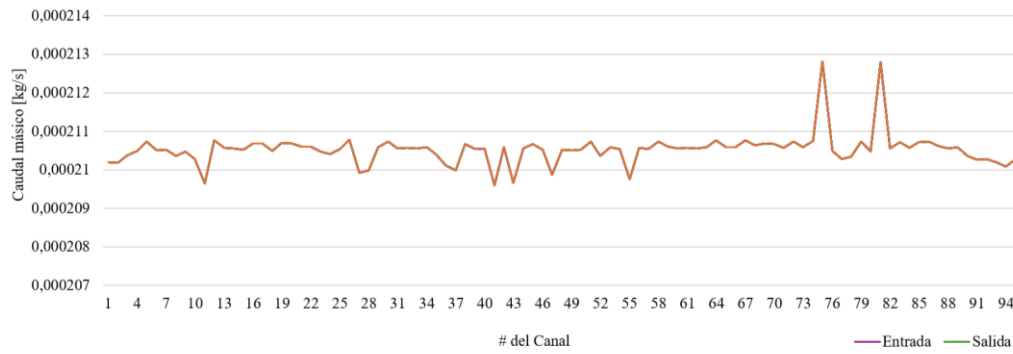


Figura 18: Caudal másico por canal en las secciones conectadas al colector de entrada y al colector de salida para el modelo 1D con pérdidas

Por último, y antes de proceder al análisis del campo de velocidades, conviene comprobar si la hipótesis adoptada previamente de régimen laminar resulta coherente con los valores de caudal obtenidos por canal. Para ello, se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot D_h}{\mu}$$

siendo ρ la densidad del fluido, \bar{v} la velocidad media, D_h el diámetro hidráulico del canal y μ la viscosidad dinámica del agua.

El área de la sección transversal del canal, de dimensiones 1 cm x 0,9 cm, es:

$$A = 1 \text{ cm} \cdot 0,9 \text{ cm} = 0,9 \text{ cm}^2 = 0,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

A partir del flujo másico medio por canal $\dot{m} = 0,000210526 \text{ kg/s}$, la velocidad media resulta:

$$\bar{v} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} = \frac{0,000210526 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 0,00234 \text{ m/s}$$

Por otra parte, el diámetro hidráulico del canal rectangular viene dado por:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2a + 2b} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 0,9}{1 + 0,9} = 0,9474 \text{ cm}$$

Finalmente, tomando $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ y $\mu = 8,91 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$, el número de Reynolds es:

$$Re = \frac{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,00234 \text{ m/s} \cdot 0,009474 \text{ m}}{8,91 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}} = 24,87$$

Dado que el número de Reynolds obtenido es muy inferior al umbral de transición ($Re \ll 2300$), puede concluirse que, tanto para el modelo 0D como para el modelo 1D, el régimen de flujo en los canales es claramente laminar. Este resultado resulta coherente con el comportamiento observado en las simulaciones y se analizará con mayor detalle en el apartado siguiente.

5.2.2 Campo de velocidades

5.2.2.1 Modelo 0D

Para el estudio del campo de velocidades, resulta conveniente centrar el análisis en tres zonas características del captador: la región de entrada, la parte central del panel y la región de salida. En este apartado se analiza no solo la magnitud y dirección del campo de velocidades, sino también su relación con la distribución térmica del fluido.

En la región de entrada del canal, la temperatura del fluido es prácticamente homogénea y coincide con el valor impuesto como condición de contorno en el inlet (véase Figura 27, en el Anexo 8.2). En cuanto al campo de velocidades, se observa que las mayores velocidades se concentran en la zona central del canal, mientras que disminuyen en las proximidades de las paredes debido a la condición de no deslizamiento. Dado que en esta región el flujo todavía se encuentra en desarrollo, no puede hablarse aún de un perfil plenamente desarrollado. No obstante, ya comienza a apreciarse una ligera desviación ascendente del fluido calentado, asociada al inicio del efecto de la convección natural (véase Figura 28, en el Anexo 8.2).

En la parte central del captador se observa un campo de velocidades compatible con un régimen laminar, con mayores velocidades en la región central del canal y menores velocidades en las proximidades de las paredes (véase Figura 30, en el Anexo 8.2). Asimismo, la distribución térmica muestra una clara gradación vertical, de forma que el fluido más caliente se concentra en la parte superior del canal y el más frío en la inferior (véase Figura 29, en el Anexo 8.2). Este comportamiento responde al efecto combinado de la convección forzada, que impulsa el flujo longitudinalmente, y la convección natural, que favorece el ascenso del fluido calentado.

En términos físicos, la convección natural no sustituye al movimiento principal del fluido, sino que se superpone a él. Al calentarse el agua en el interior del canal, su densidad disminuye y el fluido más caliente tiende a ascender hacia la parte superior de la sección, mientras que el fluido más frío permanece en la parte inferior. Como consecuencia, se

genera una estratificación térmica y el perfil de velocidades deja de ser simétrico, desplazándose ligeramente hacia la zona superior del canal. Este efecto resulta más visible a medida que el fluido avanza hacia la salida, donde la combinación entre la flotabilidad y el cambio geométrico favorece la aparición de pequeñas zonas de recirculación del fluido más frío en la parte inferior.

Por último, en la región de salida se observa una alteración local del campo de velocidades respecto al comportamiento mostrado en la parte central del canal. En particular, aparecen zonas de recirculación o reflujo asociadas al fluido más frío, mientras que el fluido más caliente continúa desplazándose preferentemente por la parte superior (véase Figura 31, en el Anexo 8.2). Asimismo, la región de mayor velocidad deja de situarse en el centro geométrico del canal y se desplaza hacia la zona superior. Este comportamiento puede atribuirse a la combinación entre la gradación térmica previamente desarrollada y el cambio geométrico asociado a la salida hacia el colector, que distorsiona localmente el perfil de velocidades del flujo (véase Figura 32, en el Anexo 8.2).

5.2.2.2 Modelo 1D sin pérdidas

Desde el punto de vista fluidodinámico, el modelo 1D proporciona un campo de velocidades muy similar al obtenido con el modelo 0D.

Las Figuras 33 a 38 (véase Anexo 8.2) muestran los campos de velocidades en las regiones de entrada, central y de salida, tanto con un gradiente de colores asociado a la temperatura del fluido como con un gradiente correspondiente a la magnitud de la velocidad. Dada la gran similitud entre los resultados, no se considera necesario profundizar en una comparación más detallada de ambos casos.

5.2.2.3 Modelo 1D con pérdidas

Por último, en el modelo 1D con pérdidas no se observan diferencias apreciables en el campo de velocidades respecto al modelo sin pérdidas. Las velocidades obtenidas son simplemente algo menores, del orden de un 5%, con una velocidad máxima de 1,28 cm/s frente a los 1,34 cm/s del modelo sin pérdidas. Esta ligera disminución puede atribuirse a la reducción de los gradientes térmicos en el fluido al considerar pérdidas hacia el ambiente, lo que atenúa el efecto de la convección natural.

Aunque las distribuciones de temperatura sí difieren de forma más notable respecto al caso sin pérdidas, este aspecto se analizará con mayor detalle en el apartado de resultados

térmicos. Las Figuras 39 a 44 (véase Anexo 8.2) muestran los campos de velocidades en las regiones de entrada, central y de salida.

5.2.3 Campo de presiones

5.2.3.1 Modelo 0D

Si se analiza el campo de presiones, se observa que la presión manométrica aumenta a medida que el fluido se aproxima al outlet. Es decir, la presión manométrica toma sus valores más bajos en la entrada (-19,30 Pa) y se aproxima a 0 Pa en la salida, de acuerdo con la condición de contorno impuesta. La diferencia de presión entre la entrada y la salida del canal es:

$$p_{out} - p_{in} = 0,09 - (-19,30) = 19,39 \text{ Pa}$$

Además, las superficies paralelas a la superficie superior presentan distribuciones de presión muy similares, por lo que puede considerarse que, en primera aproximación, la presión depende fundamentalmente de la coordenada x. La Figura 45 muestra el campo de presiones en la superficie superior del captador para el modelo 0D.

Dado que el outlet se encuentra a una cota superior a la del inlet y la gravedad está activada en la simulación, esta diferencia de presión no debe interpretarse directamente como una pérdida de carga debida únicamente al rozamiento (ya que, en tal caso, la presión a la salida debería ser menor que a la entrada), sino como el resultado combinado de los efectos hidráulicos, de radiación y gravitatorios presentes en el captador.

5.2.3.2 Modelo 1D sin pérdidas

Para el modelo 1D, el campo de presiones obtenido es prácticamente idéntico al del modelo 0D, sin que se aprecien diferencias significativas en la distribución espacial de la presión. La Figura 46 muestra el campo de presiones en la superficie superior del captador para el modelo 1D.

5.2.3.3 Modelo 1D con pérdidas

Por último, al incorporar las pérdidas en el modelo 1D, se observa que las hipótesis planteadas para los modelos anteriores (en particular, la dependencia predominante de la presión respecto a la coordenada x) se mantienen, aunque con una diferencia sutil: la diferencia de presión entre el inlet y el outlet se reduce ligeramente. En este caso, la presión manométrica toma un valor algo menos negativo en la entrada (-18,68 Pa) y el

mismo valor que anteriormente en la salida, de acuerdo con la condición de contorno impuesta. La diferencia de presión entre la entrada y la salida del canal es:

$$p_{out} - p_{in} = 0,09 - (-18,68) = 18,77 \text{ Pa}$$

Por tanto, la diferencia de presión entre el *inlet* y el *outlet* disminuye ligeramente al considerar pérdidas térmicas hacia el ambiente. Este resultado es coherente con la reducción de los gradientes térmicos en el fluido, que atenúa el efecto de la convección natural y, con ello, la perturbación del campo de velocidades. En consecuencia, el flujo presenta un comportamiento algo más uniforme y la diferencia de presión necesaria entre la entrada y la salida resulta ligeramente menor.

5.3 Resultados térmicos

Esta sección se centra en los principales resultados térmicos obtenidos en los modelos 0D y 1D con y sin pérdidas.

5.3.1 Descripción general de los resultados térmicos obtenidos

El objetivo de este subapartado es ofrecer una visión general de los principales resultados térmicos obtenidos tras la simulación de los tres casos estudiados, que posteriormente se analizarán con mayor detalle en las siguientes secciones del capítulo. Las Figuras 48, 53 y 58 (véase Anexo 8.2) muestran la distribución de temperaturas estáticas en el captador sobre dos planos distintos: un plano paralelo al captador y situado a media altura, y un plano transversal que corta la zona media del panel.

Al comparar las distribuciones correspondientes a los modelos 0D y 1D sin pérdidas, se aprecia que ambos proporcionan soluciones muy similares. Por ello, para establecer diferencias entre ellos en los apartados siguientes, será necesario recurrir a resultados numéricos concretos. En cambio, el modelo 1D con pérdidas sí presenta una diferencia térmica apreciable respecto a los casos anteriores, alcanzándose temperaturas claramente inferiores a las obtenidas en los modelos sin pérdidas.

Asimismo, se observa que, en los tres modelos, el fluido alcanza las temperaturas máximas en el plano a media altura cuando ya ha recorrido aproximadamente el 80% de la longitud del canal, disminuyendo ligeramente a medida que se aproxima a la salida. Este comportamiento se atribuye al cambio geométrico existente en la salida del captador. Las Figuras 49 y 59 (véase Anexo 8.2) permiten observar este fenómeno con mayor detalle.

Del mismo modo, puede observarse que las diferencias de temperatura entre canales son reducidas y que, en la parte superior de los canales, el fluido presenta temperaturas algo mayores que en la parte inferior, como consecuencia del efecto de la convección natural (véase Figura 19). En particular, el calentamiento del fluido en el interior del canal da lugar a una disminución local de densidad que favorece el ascenso del agua más caliente y el descenso relativo del agua más fría. Este mecanismo explica la gradación térmica vertical observada en las secciones transversales del captador.

En conjunto, los resultados muestran una distribución térmica relativamente uniforme entre canales. Aunque existen diferencias locales, estas no resultan especialmente significativas en los modelos sin pérdidas, mientras que la inclusión de pérdidas sí introduce una reducción global apreciable de las temperaturas alcanzadas. Las próximas secciones se centrarán en analizar con mayor detalle los distintos fenómenos térmicos observados.

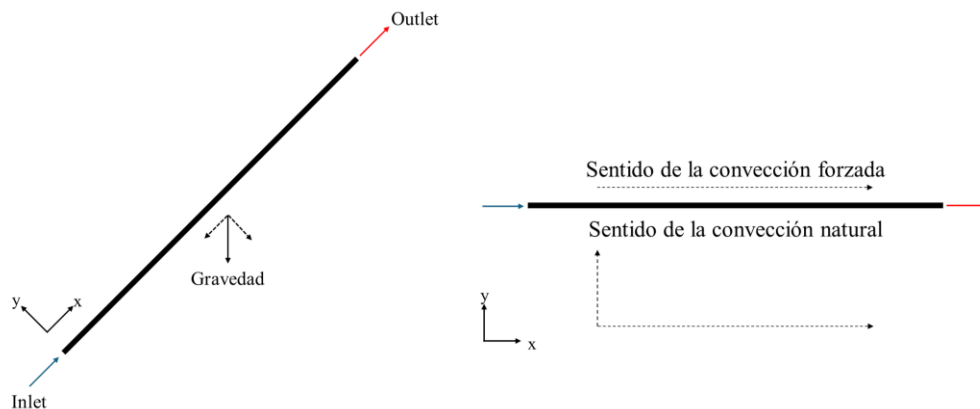


Figura 19: Diagrama esquemático del efecto combinado de la convección forzada y la convección natural en el captador

5.3.2 Temperatura promedio por canal

5.3.2.1 Modelo 0D

Si se analiza la temperatura media en las superficies de entrada y salida de los canales, se obtienen nuevamente valores bastante estables. En la entrada, la temperatura media por canal es de $26,93^{\circ}\text{C}^1$, con una varianza de $1,55 \cdot 10^{-7}$. La Figura 20 muestra la distribución de la temperatura media de entrada por canal para el modelo 0D.

¹ Los valores promedio presentados en esta sección se han calculado ponderando la contribución de cada canal según su caudal correspondiente.

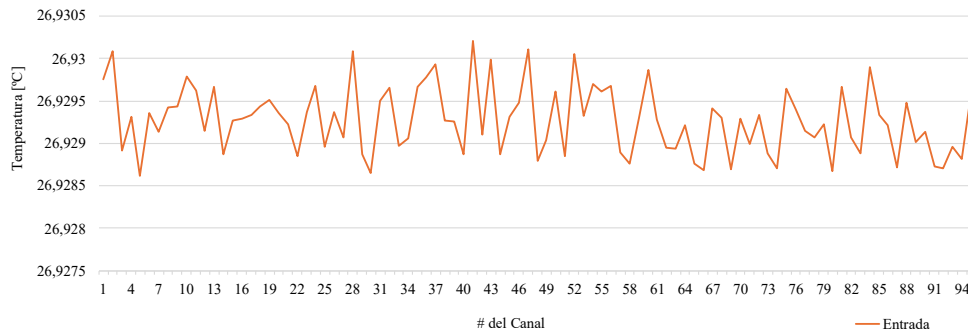


Figura 20: Temperatura media en la superficie de entrada por canal para el modelo 0D

Respecto a la salida, la temperatura obtenida en los distintos canales es también prácticamente homogénea, con la excepción de dos canales, el 75 y el 81, en los que la temperatura media de salida resulta sensiblemente superior. Estos dos canales coinciden, a su vez, con aquellos en los que el flujo másico también es mayor. Excluyendo estos dos valores atípicos, la temperatura media de salida es de $31,50^{\circ}\text{C}$, con una varianza de $0,0017$.

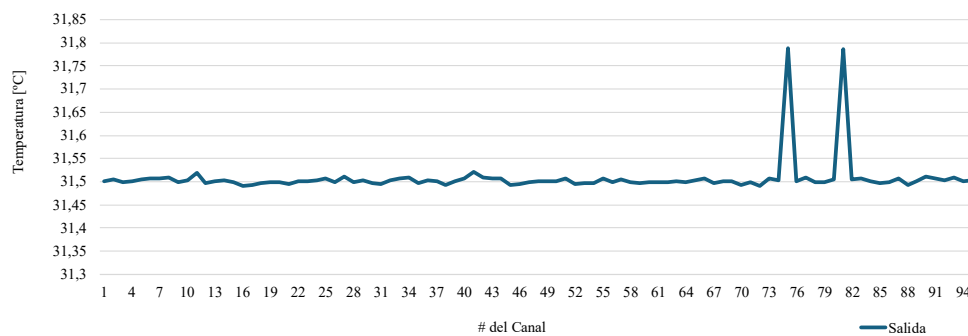


Figura 21: Temperatura media en la superficie de salida por canal para el modelo 0D

5.3.2.2 Modelo 1D sin pérdidas

De forma análoga, se obtuvieron también las distribuciones de temperatura media por canal en la entrada y en la salida para el modelo 1D. En este caso, los resultados son prácticamente idénticos a los del modelo 0D. La temperatura media de entrada es de $26,93^{\circ}\text{C}$ y la de salida de $31,50^{\circ}\text{C}$, excluyendo nuevamente los valores atípicos, con varianzas de $1,54 \cdot 10^{-7}$ y $0,0017$, respectivamente.

Las Figuras 22 y 23 muestran la distribución de la temperatura media por canal en la entrada y en la salida para el modelo 1D.

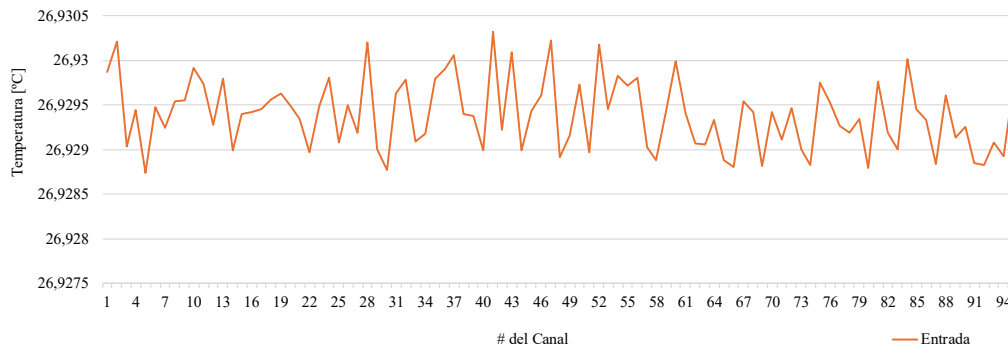


Figura 22: Temperatura media en la superficie de entrada por canal para el modelo 1D

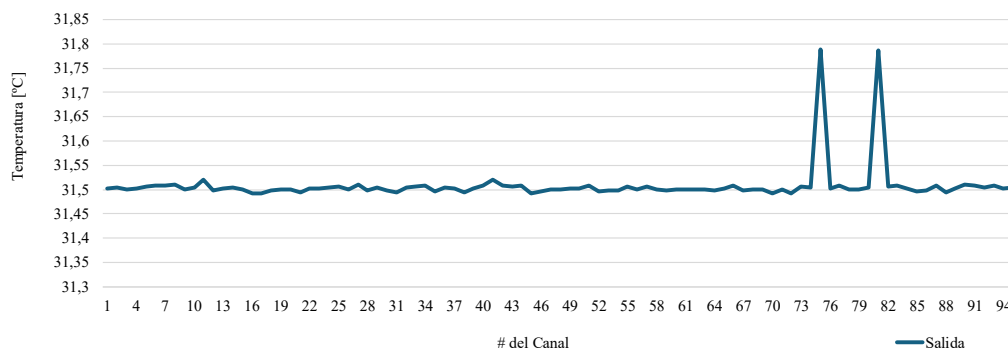


Figura 23: Temperatura media en la superficie de salida por canal para el modelo 1D

A partir de estos resultados, se procedió a identificar un canal cuyo comportamiento fuese lo más representativo posible del conjunto, con el fin de analizarlo con mayor detalle en la próxima sección. Como ya se ha indicado, para el cálculo de las medias se excluyeron los valores extremos, dado que distorsionaban el valor representativo global.

Para seleccionar el canal de referencia, se calculó en valor absoluto la diferencia entre el caudal medio y el caudal de cada canal, tanto en la entrada como en la salida. Posteriormente, se obtuvo el promedio de ambas diferencias y se eligió aquel canal que presentaba la menor desviación media respecto al comportamiento global del captador.

Aplicando este criterio, tanto para el modelo 0D como para el modelo 1D sin pérdidas, el canal seleccionado fue el canal 6.

5.3.2.3 Modelo 1D con pérdidas

Por último, se obtuvieron también las distribuciones de temperatura media por canal en la entrada y en la salida para el modelo 1D con pérdidas. En este caso, los resultados difieren de forma apreciable respecto al modelo sin pérdidas, con una diferencia media de 0,0075°C en la temperatura de entrada y de 0,663°C en la de salida.

Cabe destacar que, aunque la diferencia en la temperatura media de salida entre ambos modelos es notable, la varianza asociada a dicha diferencia es prácticamente despreciable. Esto indicaría que la distribución térmica entre canales se mantiene esencialmente igual a la del caso sin pérdidas, pero desplazada hacia temperaturas inferiores. Esta tendencia puede apreciarse en la Figura 57 del Anexo 8.2.

Así pues, la temperatura media de entrada es de $26,92\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la de salida de $30,85\text{ }^{\circ}\text{C}$, excluyendo nuevamente los valores atípicos, con varianzas de $1,40 \cdot 10^{-7}$ y $0,0013$, respectivamente.

Las Figuras 24 y 25 muestran la distribución de la temperatura media por canal en la entrada y en la salida para el modelo con pérdidas.

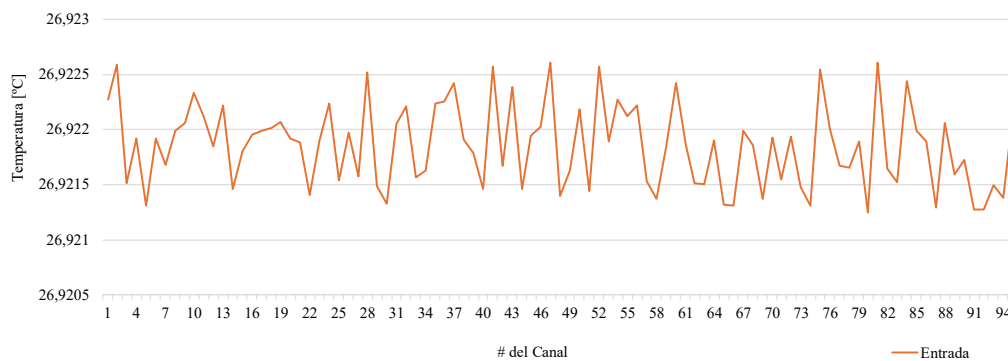


Figura 24: Temperatura media en la superficie de entrada por canal para el modelo 1D con pérdidas

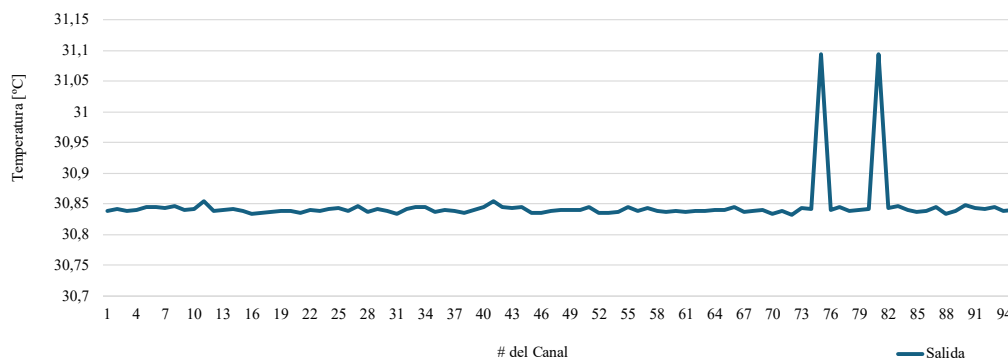


Figura 25: Temperatura media en la superficie de salida por canal para el modelo 1D con pérdidas

A partir de estos resultados, se procedió a identificar un canal cuyo comportamiento fuese lo más representativo posible del conjunto, siguiendo el mismo criterio empleado en los modelos sin pérdidas. En este caso, el canal seleccionado fue el canal 1.

Por tanto, en el apartado siguiente se realizará un análisis más detallado del comportamiento térmico y fluidodinámico del canal 6 para los modelos sin pérdidas,

mientras que en el apartado correspondiente al modelo con pérdidas se analizará el canal 1.

5.3.3 Análisis detallado del canal 6 como canal representativo para los casos ideales

5.3.3.1 Modelo 0D

Tal y como se ha indicado en el apartado anterior, el canal 6 presenta un comportamiento representativo del conjunto de canales del captador. Por ello, en esta sección se analiza con mayor detalle su comportamiento térmico.

En primer lugar, se estudia el perfil de temperaturas en las secciones de entrada y salida del canal (véase Figura 50, en el Anexo 8.2). En la entrada, se observa un perfil de temperatura prácticamente uniforme, con un valor de 26,85°C (300 K), coherente con la condición de contorno impuesta en el inlet. En cambio, en la salida aparece una distribución no uniforme, en la que la zona superior del canal alcanza temperaturas mayores que la inferior. Este comportamiento pone de manifiesto el efecto de la convección natural en el interior del canal: a medida que el agua se calienta, su densidad disminuye y el fluido más caliente tiende a ascender hacia la parte superior de la sección. Este fenómeno resulta especialmente significativo si se tiene en cuenta que la principal fuente de calentamiento se localiza en la pared inferior del canal, debido a la presencia del absorbedor.

Por otra parte, si se analiza la evolución de la temperatura del fluido a lo largo del canal, se observa un comportamiento diferenciado entre las distintas superficies. En la superficie superior, la temperatura del fluido aumenta de forma progresiva y relativamente homogénea a medida que se avanza hacia el outlet. Sin embargo, en la superficie inferior el comportamiento no es completamente monótono: durante aproximadamente el 80% inicial del recorrido, la temperatura aumenta conforme el fluido se aproxima a la salida, pero en el 20% final se aprecia un ligero descenso de la temperatura.

Este resultado puede interpretarse conjuntamente con la distribución térmica observada en las paredes laterales, donde se identifica con claridad una acumulación local de fluido más frío en la parte inferior próxima al outlet. Este fenómeno se atribuye a la diferencia geométrica entre la sección de los canales y la del conducto de salida, que modifica localmente el campo de flujo y genera una redistribución térmica en la zona final del canal. Como consecuencia, la temperatura máxima del fluido, 37,16°C, se alcanza en la

esquina superior del canal inmediatamente antes de la salida (véase Figura 52, en el Anexo 8.2).

La Figura 51 (véase Anexo 8.2) resume de forma sintética los principales fenómenos térmicos observados en este canal.

5.3.3.2 Modelo 1D sin pérdidas

Esta sección se centra en el análisis del comportamiento térmico del canal 6 en el modelo 1D. Como se ha ido observando a lo largo de este capítulo, los resultados obtenidos con los modelos 0D y 1D son muy similares, por lo que no se aprecian diferencias significativas entre ambas formulaciones.

La principal diferencia observable en este caso es la temperatura máxima alcanzada en el canal 6, que en el modelo 1D es de 37,80°C (véase Figura 56), valor ligeramente superior a los 37,16°C obtenidos en el modelo 0D.

El resumen de las principales distribuciones térmicas correspondientes al modelo 1D se presenta en las Figuras 54 y 55.

5.3.4 Análisis detallado del canal 1 como canal representativo para el caso con pérdidas

Siguiendo el mismo tipo de análisis realizado en el apartado anterior, se estudia a continuación el comportamiento del canal 1 como canal representativo del modelo con pérdidas.

En primer lugar, se analiza el perfil de temperaturas en las secciones de entrada y salida del canal (véase Figura 60, en el Anexo 8.2). En la entrada, se observa un perfil de temperatura prácticamente uniforme, con un valor de 26,85°C (300 K), coherente con la condición de contorno impuesta en el inlet. En cambio, en la salida aparece una distribución no uniforme, en la que la zona superior del canal alcanza temperaturas mayores que la inferior, al igual que en los modelos sin pérdidas. La principal diferencia reside en que, en el modelo con pérdidas, la temperatura máxima alcanzada en el canal es de 35,19°C, inferior a la obtenida en el canal representativo de los modelos sin pérdidas.

Por otra parte, la evolución de la temperatura del fluido a lo largo del canal presenta un comportamiento similar al observado en los casos sin pérdidas: la temperatura aumenta de forma progresiva en la superficie superior y, en la superficie inferior, se aprecia una ligera disminución en el tramo final antes de alcanzar el outlet.

Por último, la temperatura máxima observada en este caso para el conjunto de canales, que también se localiza en la esquina superior del canal inmediatamente antes de la salida, es de 35,94°C, claramente inferior a los valores máximos obtenidos en los modelos sin pérdidas (véase Figura 62, en el Anexo 8.2).

La Figura 61 (véase Anexo 8.2) resume de forma sintética los principales fenómenos térmicos observados en este canal.

5.3.5 Estimación del rendimiento térmico del captador

5.3.5.1 Rendimiento del captador bajo condiciones ideales

El análisis térmico global del captador permite estimar también su rendimiento térmico. Este se define como la relación entre la potencia útil absorbida por el fluido y la potencia solar incidente sobre la superficie del captador:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{G \cdot A}$$

donde \dot{Q}_u es la potencia útil absorbida por el fluido, G la irradiancia incidente sobre el plano del captador y A el área del captador (en este caso $0,9m \times 1m$, ya que 5 cm a cada lado del captador quedan inutilizados)

A su vez, la potencia útil puede expresarse como:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in})$$

siendo \dot{m} el flujo másico total que atraviesa el captador, c_p el calor específico del fluido de trabajo (en este caso, agua), y T_{out} y T_{in} las temperaturas promedio del fluido en el outlet e inlet, respectivamente.

Sustituyendo esta expresión en la ecuación anterior, el rendimiento térmico del captador puede escribirse como:

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in})}{G \cdot A}$$

Tomando los valores obtenidos en la simulación para ambos modelos, se obtiene:

$$\eta = \frac{0,02 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot (31,50 - 26,93)^\circ\text{C}}{856 \text{ W/m}^2 \cdot 0,9 \text{ m}^2} = 49,59\%$$

Este valor constituye una estimación del rendimiento térmico global del captador a partir de los resultados de simulación, obtenidos en este caso bajo condiciones ideales en las que se desprecian las pérdidas térmicas hacia el ambiente. Por ello, resulta especialmente relevante analizar cómo variaría el rendimiento del captador al considerar dichas pérdidas, ya que este análisis puede poner de manifiesto la importancia del aislamiento térmico del sistema. En particular, podría evidenciar la necesidad de reforzar el aislamiento de la parte inferior del captador, al tratarse de la zona cuya protección frente al ambiente exterior resulta más sencilla desde el punto de vista constructivo.

5.3.5.2 Rendimiento del captador incluyendo las pérdidas

Siguiendo el mismo razonamiento expuesto anteriormente, y teniendo en cuenta que, en este caso, las temperaturas medias de entrada y salida son 26,92°C y 30,85°C, respectivamente, el rendimiento del captador al considerar las pérdidas térmicas puede estimarse como:

$$\eta = \frac{0,02 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot (30,85 - 26,92)^\circ\text{C}}{856 \text{ W/m}^2 \cdot 0,9 \text{ m}^2} = 42,65\%$$

Por tanto, el rendimiento esperado del captador al considerar las pérdidas es de aproximadamente un 42,65%, es decir, unos 7 puntos porcentuales por debajo del valor obtenido en el caso ideal sin pérdidas. Aunque sería necesario contrastar este resultado experimentalmente mediante el ensayo del prototipo real, la simulación CFD permite estimar de forma razonable el orden de magnitud del rendimiento alcanzable.

Si se compara este resultado con los valores reportados en la bibliografía, puede observarse que el rendimiento obtenido se sitúa dentro del rango esperable para este tipo de captadores. Fernández y Dieste reportan, para un captador de baja y media temperatura fabricado con materiales innovadores, eficiencias acumuladas comprendidas entre el 41% y el 57%, así como eficiencias instantáneas de hasta el 98%, en función de las condiciones meteorológicas [12].

Por otra parte, en una tesis doctoral desarrollada en la Universidad de Glasgow sobre un captador solar térmico de bajo coste fabricado con polímeros y cauchos, se obtuvieron eficiencias diarias máximas del 27,2% y una eficiencia media diaria del 16,2%. Cabe destacar que este ensayo se realizó en condiciones soleadas escocesas a finales de otoño, lo que afectaría al valor de rendimiento obtenido [28].

En consecuencia, el rendimiento estimado en el presente trabajo, del 42,65%, puede considerarse coherente con los valores reportados en la bibliografía para captadores solares térmicos de bajo coste. Asimismo, dicho valor sugiere que el diseño propuesto presenta un comportamiento térmico competitivo dentro de este tipo de soluciones, si bien esta conclusión debería confirmarse mediante validación experimental.

5.4 Comparación global entre los modelos 0D y 1D sin pérdidas

5.4.1 Comparación global entre los modelos 0D y 1D

Los resultados térmicos y fluidodinámicos obtenidos en las simulaciones de los modelos 0D y 1D no presentan diferencias apreciables (exceptuando el valor de temperatura máxima). Dado el reducido espesor de las paredes de policarbonato y de la tira de polipropileno, era esperable que ambas formulaciones proporcionasen resultados muy similares. La Tabla 3 recoge una comparación de las principales magnitudes obtenidas en ambas simulaciones.

Magnitud	Modelo 0D	Modelo 1D	Comentario
Iteraciones realizadas	895	895	Mismo número de iteraciones
Residuo final de energía	$1,67 \cdot 10^{-10}$	$1,76 \cdot 10^{-10}$	En ambos casos, muy inferior a 10^{-6}
Residuo final de continuidad	$2,39 \cdot 10^{-8}$	$2,17 \cdot 10^{-8}$	En ambos casos, muy inferior a 10^{-3}
Residuos de cantidad de movimiento	Orden de 10^{-9}	Orden de 10^{-9}	Convergencia satisfactoria en ambos modelos
Flujo másico medio por canal [kg/s]	0,000210526	0,000210526	Incertidumbre por debajo de 10^{-9}
Varianza del caudal por canal	$2,94 \cdot 10^{-13}$	$2,95 \cdot 10^{-13}$	Varianza entre canales despreciable
Diferencia media entre caudal de entrada y salida por canal [kg/s]	$4,94 \cdot 10^{-11}$	$6,57 \cdot 10^{-11}$	Balance de masa consistente en ambos modelos
Número de Reynolds	24,87	24,87	Régimen claramente laminar
Campo de velocidades	Muy similar	Muy similar	Sin diferencias fluidodinámicas apreciables

Magnitud	Modelo 0D	Modelo 1D	Comentario
Campo de presiones	Muy similar	Muy similar	Sin diferencias espaciales significativas
Temperatura media de entrada por canal [°C]	26,93	26,93	Diferencia despreciable
Varianza de la temperatura de entrada	$1,54 \cdot 10^{-7}$	$1,54 \cdot 10^{-7}$	Muy similar
Temperatura media de salida por canal [°C]	31,50	31,50	Diferencia despreciable
Varianza de la temperatura de salida	0,0017	0,0017	Varianza entre canales despreciable
Canal representativo seleccionado	Canal 6	Canal 6	Coincidente en ambos modelos
Temperatura máxima [°C]	37,16	37,80	Principal diferencia observable
Rendimiento térmico (%)	49,59	49,59	Valor coherente con la literatura

Tabla 3: Comparación entre las principales magnitudes obtenidas en los modelos 0D y 1D

5.4.2 Comparación global entre los modelos 1D con y sin pérdidas

Por otra parte, los resultados obtenidos en el modelo 1D con y sin pérdidas sí presentan diferencias notables, especialmente en el aspecto térmico (y no tanto en el fluidodinámico). La Tabla 4 recoge una comparación de las principales magnitudes obtenidas en ambas simulaciones.

Magnitud	Modelo sin pérdidas	Modelo con pérdidas	Comentario
Iteraciones realizadas	895	1392	Mayor número de iteraciones en el caso con pérdidas
Residuo final de energía	$1,76 \cdot 10^{-10}$	$1,15 \cdot 10^{-16}$	En ambos casos, muy inferior a 10^{-6}
Residuo final de continuidad	$2,17 \cdot 10^{-8}$	$2,38 \cdot 10^{-13}$	En ambos casos, muy inferior a 10^{-3}
Residuos de cantidad de movimiento	Orden de 10^{-9}	Orden de 10^{-14}	Convergencia satisfactoria en ambos modelos

Magnitud	Modelo sin pérdidas	Modelo con pérdidas	Comentario
Flujo másico medio por canal [kg/s]	0,000210526	0,000210526	Incertidumbre por debajo de 10^{-9}
Varianza del caudal por canal	$2,95 \cdot 10^{-13}$	$1,77 \cdot 10^{-13}$	Varianza entre canales despreciable
Diferencia media entre caudal de entrada y salida por canal [kg/s]	$6,57 \cdot 10^{-11}$	0	Balance de masa consistente en ambos modelos
Número de Reynolds	24,87	24,87	Régimen claramente laminar
Campo de velocidades	Muy similar	Muy similar	Sin diferencias fluidodinámicas apreciables
Campo de presiones	Muy similar	Muy similar	Diferencia de caída de presión de 0,62 Pa
Temperatura media de entrada por canal [°C]	26,93	26,92	Diferencia despreciable
Varianza de la temperatura de entrada	$1,54 \cdot 10^{-7}$	$1,40 \cdot 10^{-7}$	Muy similar
Temperatura media de salida por canal [°C]	31,50	30,85	Diferencia significativa
Varianza de la temperatura de salida	0,0017	0,0013	Varianza entre canales despreciable
Canal representativo seleccionado	Canal 6	Canal 1	Distinto en ambos modelos
Temperatura máxima [°C]	37,80	35,94	Diferencia significativa
Rendimiento térmico (%)	49,59	42,65	Valor coherente con la literatura

Tabla 4: Comparación entre las principales magnitudes obtenidas en los modelos 1D con y sin pérdidas, destacando las principales diferencias

5.5 Limitaciones de los resultados obtenidos

Antes de exponer las conclusiones derivadas de los resultados obtenidos, conviene señalar las principales limitaciones del análisis realizado.

En primer lugar, desde el punto de vista geométrico, el captador ensayado en laboratorio no coincide exactamente con el captador simulado. El canal de interconexión entre canales, de sección circular en el prototipo real, fue sustituido en el modelo por una sección cuadrada de igual área con el fin de facilitar el mallado. Asimismo, debido a problemas de convergencia y a la falta de alimentación de algunos canales en la configuración inicial, el inlet y el outlet, originalmente situados en la parte central del panel, tuvieron que recolocarse en el canal de interconexión. Estas modificaciones resultan especialmente relevantes en las regiones de entrada y salida, donde el flujo puede comportarse de forma distinta a como lo haría en la geometría original.

En segundo lugar, desde el punto de vista del modelo físico, debe tenerse en cuenta que los fenómenos térmicos no se han modelado de forma explícita, sino mediante flujos y generaciones térmicas equivalentes. En consecuencia, ni la radiación ni los mecanismos de convección y conducción se representan en toda su complejidad física. Además, las propiedades ópticas, físicas y térmicas del policarbonato y del polipropileno no pudieron obtenerse a partir de fichas técnicas específicas de los materiales empleados en el prototipo, por lo que tuvieron que estimarse a partir de bibliografía de materiales comparables.

Por otra parte, la limitación probablemente más relevante del presente trabajo reside en la validación de los resultados. Al no haber sido posible contrastar el modelo con ensayos térmicos exteriores del captador real, no se dispone de una validación experimental que permita respaldar o complementar directamente el análisis CFD realizado en ANSYS Fluent. Por ello, los resultados obtenidos deben interpretarse con carácter orientativo.

No obstante, y a pesar de estas limitaciones, el modelo desarrollado sí permite identificar tendencias representativas del comportamiento del captador, detectar deficiencias del diseño actual y señalar posibles líneas de mejora. En este sentido, constituye una base útil para futuros trabajos de optimización y validación experimental.

Capítulo 6. Conclusiones y trabajos futuros

6.1 Conclusiones principales

El modelo basado en dinámica de fluidos computacional (CFD) desarrollado en este trabajo ha permitido analizar el comportamiento térmico y fluidodinámico del prototipo de captador solar de bajo coste desarrollado en el Departamento de Mecánica de Fluidos entre los años 2023 y 2025. La simulación numérica ha permitido comprender el funcionamiento del captador, estimar su rendimiento e identificar necesidades de mejora en su diseño. En este sentido, puede afirmarse que se ha cumplido de forma satisfactoria el objetivo principal del trabajo.

Desde una perspectiva metodológica, se ha conseguido desarrollar un modelo numérico CFD capaz de reproducir de forma aproximada el comportamiento térmico del captador. Aunque fue necesario reformular el planteamiento inicial debido a su elevada complejidad y a los problemas de convergencia observados, finalmente se han adoptado dos aproximaciones térmicas simplificadas, 0D y 1D, a partir de las cuales se han analizado tres casos, todos con niveles de convergencia satisfactorios y resultados muy similares para los modelos sin pérdidas. Si bien existen limitaciones asociadas a las simulaciones realizadas (véase el apartado 5.5 Limitaciones de los resultados obtenidos), los modelos 0D y 1D han permitido obtener resultados consistentes y útiles para interpretar el comportamiento del captador y orientar futuras mejoras de diseño.

Desde el punto de vista fluidodinámico, los resultados obtenidos son especialmente relevantes. En primer lugar, se ha comprobado que, con la geometría original del prototipo, una parte muy importante de los canales quedaba prácticamente sin flujo. Por ello, resulta esencial rediseñar el captador de manera que el inlet y el outlet se sitúen en la zona de interconexión de los canales, ya que esta modificación permite conseguir una distribución de caudal mucho más uniforme. Además, se ha verificado que el régimen de flujo en los canales es laminar y que las diferencias de presión entre la entrada y la salida son reducidas, por lo que el captador no está sometido a sobrepresiones adicionales significativas respecto a la presión de servicio de la red. Por último, en la región de salida del captador se observa una distorsión del perfil de velocidades. Este comportamiento puede considerarse coherente con la combinación de efectos de convección natural y con el cambio geométrico existente en la zona del outlet, aunque no resulta deseable desde el punto de vista del diseño, ya que sugiere que la geometría actual de salida no favorece

una evacuación completamente uniforme del flujo y aumenta las pérdidas de carga. En conjunto, ambos modelos, 0D y 1D, han proporcionado resultados fluidodinámicos muy similares, lo que refuerza la consistencia de las conclusiones obtenidas.

Desde un punto de vista térmico, ambos modelos también muestran una distribución de temperaturas muy parecida. El fluido se calienta progresivamente a medida que avanza hacia la salida y, además, aparece una gradación térmica en la sección del canal, con el fluido más caliente circulando por la parte superior como consecuencia de la convección natural. Por ello, la zona superior del tramo final del canal es la que alcanza las mayores temperaturas. La temperatura máxima local constituye la principal diferencia apreciable entre ambos modelos. No obstante, dado que las temperaturas medias de entrada y salida, así como la distribución térmica global, apenas difieren entre uno y otro, puede considerarse que ambos ofrecen una descripción térmica coherente y consistente del comportamiento del captador.

Por otra parte, los resultados obtenidos han permitido identificar distintas posibilidades de mejora, tanto desde el punto de vista geométrico como operativo, además de realizar una primera valoración de la viabilidad técnica del sistema. La modificación más importante, y necesaria para el correcto funcionamiento del captador, consiste en recolocar los orificios de entrada y salida de modo que coincidan con los canales de interconexión. En segundo lugar, sería conveniente reducir, en la medida de lo posible, la brusquedad de los cambios de sección en la zona de interconexión. Debe tenerse en cuenta que el prototipo simulado presenta una interconexión cuadrada, mientras que en el captador fabricado en laboratorio dicha interconexión es cilíndrica. Esta diferencia geométrica podría influir en un aumento de las pérdidas de carga, ya que una transición menos brusca probablemente favorecería un comportamiento hidráulico más uniforme. Por lo tanto, es posible que la configuración real actual ya sea más idónea, pero también sería interesante estudiar en futuros trabajos configuraciones alternativas de esta zona, por ejemplo, mediante secciones cuadradas o rectangulares con una altura más próxima a la del canal principal.

Asimismo, la comparación entre el caso ideal sin pérdidas y el caso con pérdidas pone de manifiesto que las pérdidas térmicas hacia el ambiente tienen una influencia apreciable sobre el rendimiento del captador. En este sentido, sería recomendable la incorporación de un buen aislamiento térmico, especialmente en la cara inferior del panel, ya que esta zona puede protegerse con relativa facilidad sin interferir con la captación de radiación

solar. Esta medida podría contribuir a reducir las pérdidas térmicas y a mejorar el rendimiento global del sistema.

Por último, en relación con la viabilidad del proyecto, los resultados de temperatura, velocidad, presión y rendimiento obtenidos permiten considerar que el concepto presenta una viabilidad técnica preliminar. No obstante, desde el punto de vista económico y ambiental, todavía existen aspectos que deben analizarse con mayor profundidad. En primer lugar, al no haberse ensayado el captador en condiciones reales de funcionamiento a largo plazo, no ha sido posible evaluar la degradación de los materiales frente al calor y a la exposición continuada, aspecto clave tanto para la viabilidad ambiental como para la económica. En efecto, la reducción de la dependencia de tecnologías fósiles solo resultará ambientalmente favorable si la fabricación, el uso y la gestión final del captador no generan un volumen excesivo de residuos o reposiciones. Del mismo modo, la vida útil del sistema será un parámetro decisivo para valorar su competitividad económica. Además, otro aspecto que convendría estudiar en trabajos futuros es la posibilidad de sustituir el adhesivo actualmente empleado por otro de menor coste que mantenga unas prestaciones equivalentes, ya que dicho adhesivo representó la mayor parte del coste total del captador.

En definitiva, este trabajo ha permitido cumplir los objetivos generales y específicos planteados, y ha proporcionado una base sólida para futuras etapas de validación experimental y optimización del diseño. Asimismo, ha permitido avanzar desde un prototipo experimental hacia una herramienta de análisis CFD útil para el estudio del comportamiento del captador.

Más allá de los resultados térmicos, el presente trabajo ha identificado posibles contribuciones a distintos Objetivos de Desarrollo Sostenible. En particular, el desarrollo de un panel solar térmico de bajo coste para la producción de agua caliente sanitaria se alinea con el ODS 7 (energía asequible y no contaminante), al favorecer el acceso a soluciones térmicas renovables, y con el ODS 13 (acción por el clima), al plantear una alternativa que podría contribuir a reducir la dependencia de combustibles fósiles. Asimismo, el uso de una solución experimental basada en materiales accesibles y en procesos de mejora iterativa del diseño puede vincularse con el ODS 9 (industria, innovación e infraestructura). No obstante, esta contribución debe entenderse en términos de potencial y de orientación futura, ya que su validación definitiva dependerá del desarrollo experimental posterior del prototipo.

6.2 Limitaciones del estudio

A la hora de analizar los resultados obtenidos, es fundamental tener en cuenta las limitaciones que han condicionado la simulación del captador. En primer lugar, el modelo desarrollado no reproduce con total exactitud el captador real, sino una versión simplificada de este. Esta simplificación ha permitido garantizar la convergencia de la simulación y obtener una malla de calidad suficiente dentro del tiempo disponible para el desarrollo del trabajo. En segundo lugar, los resultados obtenidos están condicionados por las hipótesis físicas adoptadas durante la modelización, por lo que su validez debe interpretarse dentro del marco definido en este estudio. Para un mayor detalle sobre las limitaciones de modelización y simulación, véase el apartado 5.5 Limitaciones de los resultados obtenidos.

No obstante, la principal limitación del análisis realizado reside en la ausencia de una validación experimental del prototipo real, que permitiría contrastar y complementar los resultados obtenidos mediante la modelización numérica. En consecuencia, los resultados presentados no deben considerarse definitivos, sino una estimación razonada del comportamiento del captador. Por ello, las conclusiones extraídas deben entenderse como una base técnica sólida para orientar futuras fases de ensayo, validación y optimización del diseño.

6.3 Trabajos futuros

Como continuación del presente trabajo, se identifican varias líneas de trabajo futuro en las que sería conveniente profundizar para completar y ampliar los resultados obtenidos.

En primer lugar, la línea de trabajo más importante es la validación experimental del prototipo, ya que permitiría contrastar y complementar los resultados obtenidos mediante simulación. Esta validación debería ir acompañada, además, del desarrollo de un nuevo prototipo geoméricamente optimizado, en el que se hayan redistribuido el inlet y el outlet y, en la medida de lo posible, se haya mejorado también la geometría del orificio de interconexión entre canales, con el fin de reducir las pérdidas de carga y favorecer una distribución más uniforme del flujo.

Por otra parte, otra línea de trabajo que se podría abordar es la mejora del modelo CFD desarrollado. En este sentido, podría plantearse la construcción de un modelo geométrico más complejo, pero también más fiel al captador real. Asimismo, podría retomarse el planteamiento inicial del modelo, que tuvo que ser reformulado por su complejidad, con

el objetivo de disponer en el futuro de una herramienta numérica más detallada que permita analizar con mayor precisión los fenómenos de transferencia de calor presentes en el captador.

Por último, también convendría profundizar en el estudio de los materiales utilizados, tanto desde el punto de vista de la reducción de costes como de su durabilidad frente a la exposición al clima y a temperaturas elevadas. Esto permitiría, a su vez, realizar un análisis más completo de la viabilidad económica y ambiental del captador desarrollado.

En definitiva, el presente trabajo constituye una primera base para el estudio y la optimización de este tipo de captadores solares térmicos de bajo coste, y abre la puerta a futuras fases de validación, mejora de diseño y análisis de viabilidad que permitan avanzar hacia un prototipo más eficiente y técnicamente más sólido.

Capítulo 7. Bibliografía

- [1] United Nations Framework Convention on Climate Change, «The Paris Agreement,» 2015. [En línea]. Available: <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement>.
- [2] S. Dhakal, J. C. Minx, F. L. Toth, A. Abdel-Aziz, M. J. Figueroa Meza, K. Hubacek, I. G. C. Jonckheere, Y.-G. Kim, G. F. Nemet, S. Pachauri, X. C. Tan y T. Wiedmann, «Emissions Trends and Drivers,» de *Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change*, Cambridge, Cambridge University Press, 2022.
- [3] D. Carrington, «The hidden impact of your daily water use,» *BBC Future*, pp. <https://www.bbc.com/future/article/20200326-the-hidden-impact-of-your-daily-water-use>, 26 marzo 2020.
- [4] J. López, P. Martínez y R. Sánchez, «Aplicación de la energía solar térmica en edificios: análisis de sistemas y rendimiento,» *Anales de Edificación*, vol. 3, nº 1, p. 45–56, 2017.
- [5] Iberdrola, «Iberdrola,» [En línea]. Available: <https://www.iberdrola.com/compromiso-social/radiacion-solar>. [Último acceso: 15 enero 2026].
- [6] Vaillant, «Vaillant España,» [En línea]. Available: <https://www.vaillant.es/servicios/temas-de-ayuda/glosario/liquido-colector-solar/>. [Último acceso: 15 enero 2026].
- [7] P. Nagarajan, J. Subramani, S. Suyambazhahan y R. Sathyamurthy, «Nanofluids for solar collector applications: A Review,» *Energy Procedia*, vol. 61, nº , pp. 2416-2434, 2014.
- [8] C. Tzivanidis y E. Bellos, «A review of concentrating solar thermal collectors with and without nanofluids,» *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 135, nº 2, 2018.

- [9] BAXI, «BAXI España,» [En línea]. Available: <https://www.baxi.es/blog/que-es-la-energia-solar-termica-y-cuales-son-sus-usos>. [Último acceso: 15 enero 2026].
- [10] Soletksolar, «Soletksolar,» 18 julio 2025. [En línea]. Available: <https://es.soletksolar.com/blog/which-better-flat.html>. [Último acceso: 15 enero 2026].
- [11] European Commission, «Project Report – ID 262149,» 2013.
- [12] A. Fernández y J. Dieste, «Low and medium temperature solar thermal collector based in innovative materials and improved heat exchange performance,» *Energy Conversion and Management*, vol. 75, pp. 118-129, 2013.
- [13] P. Filipović, D. Dović, B. Ranilović y I. Horvat, «Numerical and experimental approach for evaluation of thermal performances of a polymer solar collector,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 112, pp. 127-139, 2019.
- [14] A. V. Doroshenko y V. F. Khalak, «The prospects of polymeric materials (PMs) in assembling the solar water-thermal collectors (SCs). Comparative data analysis and exploratory research of promising solutions,» *Refrigeration Engineering and Technology*, vol. 54, n° 5, pp. 44-52, 2018.
- [15] M. Kutz, «Handbook of Environmental Degradation of Materials,» Oxford, William Andrew, 2018.
- [16] P. Filipović, D. Dović, B. Ranilović y I. Horvat, «Evaluation of a novel polymer solar collector using numerical and experimental methods,» *Energy*, vol. 284, 2023.
- [17] W. A. Quitiaquez, J. A. Quiñonez y E. A. Tinoco, «CFD Analysis of Heat Transfer Enhancement in a Flat-Plate Solar Collector Evaporator with Different Geometric Variations in the Cross Section,» *Energies*, vol. 16, n° 15, 2023.
- [18] H. Hassan, Y. Beliveau y E. M. A. Mokheimer, «Performance improvements in solar flat plate collectors by integrating fins and PCM,» *Energy Conversion and Management*, vol. 192, 2020.

- [19] J. A. Alfaro Ayala y J. A. Crespo Quintanilla, «Estudio térmico-fluido dinámico de un prototipo nivel laboratorio,» *Acta Universitaria*, vol. 29, 2019.
- [20] C. Beltrán Jiménez, *Resolución a través de métodos numéricos del perfil térmico de un captador solar térmico*, Madrid, 2026.
- [21] PLASKOLITE, «POLYGAL MWP MECHANICAL AND THERMAL PROPERTIES,» [En línea]. Available: https://plaskolite.com/docs/default-source/sls/sls458_pgl_mwp.pdf. [Último acceso: 3 abril 2026].
- [22] Amerilux International, «Architectural Product Information,» [En línea]. Available: <https://ameriluxinternational.com/start-my-project/about-architectural/architectural-product-info/>. [Último acceso: 3 abril 2026].
- [23] M. Cekon, K. Struhala y D. Kopkáne, «Preparation and characterization of a selective polymer-based solar absorber for building integration,» *Applied Sciences*, vol. 10, nº 21, 2020.
- [24] M. Povacz, G. Wallner y R. Lang, «Black-pigmented polypropylene materials for solar thermal absorbers – Effect of carbon black concentration on morphology and performance properties,» *Solar Energy*, vol. 110, pp. 420-426, 2014.
- [25] «Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS),» 10 octubre 2025. [En línea]. Available: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/#MR. [Último acceso: 3 abril 2026].
- [26] Palram, «SUNGLAZE® Polycarbonate Panel Systems,» [En línea]. Available: https://bluelilypolycarbonate.s3-accelerate.amazonaws.com/2024/12/1-SUNGLAZE_Au_Brochure-web.pdf. [Último acceso: 15 abril 2026].
- [27] AC Plastics, «Polypropylene Properties,» [En línea]. Available: <https://www.acplasticsinc.com/media/Polypropylene%20Properties.pdf>. [Último acceso: 15 abril 2026].
- [28] G. Loumakis, «Development and testing of a low cost solar thermal collector,» Glasgow Caledonian University, Glasgow, 2018.

- [29] L. A. Omeiza, M. Abid, A. Dhanasekaran, Y. Subramanian, V. Raj, K. Kozak, U. Mamudu y A. K. Azad, «Application of solar thermal collectors for energy consumption in public buildings: An updated technical review,» *Journal of Engineering Research*, p. 994–1010, 2024.

Anexos

Anexo 1. Modelo Térmico del Colector Solar Basado en Resistencias Equivalentes

Anexo 1.1 Nomenclatura estructurada

A continuación, se definen estrictamente todas las variables físicas, geométricas y termodinámicas empleadas en el modelo térmico unidimensional del colector solar plano de policarbonato alveolar con fleje absorbedor.

Todas las unidades se expresan en el Sistema Internacional (SI). Las temperaturas empleadas en cálculos de radiación (h_r) deben operarse en Kelvin (K).

Anexo 1.1.1 Parámetros geométricos y de discretización

Símbolo	Descripción	Unidades
L	Longitud total del colector solar	m
W	Anchura activa total del colector	m
N	Número total de canales alveolares en paralelo	adimensional
w_c	Anchura interior de un canal individual	m
h_c	Altura interior de un canal individual	m
D_h	Diámetro hidráulico del canal ($4 \cdot \text{Área/Perímetro}$)	m
L_{pc}	Espesor de la pared sólida del policarbonato superior	m
L_{base}	Espesor del aislamiento o base inferior	m
Δx	Longitud del volumen de control (paso de discretización 1D)	m
i	Índice del segmento o volumen de control actual	adimensional

Anexo 1.1.2 Temperaturas nodales y ambientales

Símbolo	Descripción	Unidades
T_{amb}	Temperatura del aire ambiente exterior (y típicamente inferior)	$^{\circ}C$ (o K)
T_{cielo}	Temperatura equivalente de la bóveda celeste para radiación	K
$T_{ext}^{pc,i}$	Temperatura de la cara exterior del policarbonato en el nodo i	$^{\circ}C$
$T_{int}^{pc,i}$	Temperatura de la cara interior del policarbonato (techo del canal) en i	$^{\circ}C$
T_f^i	Temperatura media del fluido dentro del volumen de control i	$^{\circ}C$
T_f^{i-1}	Temperatura del fluido proveniente del segmento anterior (dato conocido)	$^{\circ}C$
T_f^{in}	Temperatura de entrada del fluido al colector ($x = 0$)	$^{\circ}C$
T_{abs}^i	Temperatura del fleje negro absorbedor (suelo del canal) en i	$^{\circ}C$
T_{base}^i	Temperatura de la cara exterior inferior del panel en el nodo i	$^{\circ}C$

Anexo 1.1.3 Propiedades ópticas y entorno radiativo

Símbolo	Descripción	Unidades
G	Irradiancia solar incidente sobre el plano del colector	W/m^2
α_{pc}	Absortividad solar del policarbonato	adimensional
τ_{pc}	Transmitancia solar del policarbonato	adimensional
ε_{pc}	Emisividad térmica (infrarroja) del policarbonato exterior	adimensional
α_{abs}	Absortividad solar del fleje negro absorbedor	adimensional
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8}$)	$W/(m^2 K^4)$

Anexo 1.1.4 Propiedades térmicas y de transferencia de calor

Símbolo	Descripción	Unidades
k_{pc}	Conductividad térmica del policarbonato	$W/(m K)$
k_{base}	Conductividad térmica del material base/aislamiento inferior	$W/(m K)$
U_{pc}	Conductancia térmica de la pared de policarbonato (k_{pc}/L_{pc})	$W/(m^2 K)$
U_{base}	Conductancia térmica de la base inferior (k_{base}/L_{base})	$W/(m^2 K)$
$h_{c,ext}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección exterior (viento)	$W/(m^2 K)$
$h_{r,ext}$	Coefficiente linealizado de radiación térmica exterior al cielo	$W/(m^2 K)$
$h_{c,up}$	Coefficiente de convección interna: fluido \leftrightarrow policarbonato interior	$W/(m^2 K)$
$h_{c,down}$	Coefficiente de convección interna: fluido \leftrightarrow fleje absorbedor	$W/(m^2 K)$
$h_{tot,i}$	Coefficiente global de pérdidas inferiores (convección + radiación)	$W/(m^2 K)$

Anexo 1.1.5 Mecánica de fluidos y advección

Símbolo	Descripción	Unidades
\dot{m}	Flujo másico total del fluido a través del colector	kg/s
\dot{m}_c	Flujo másico del fluido a través de un solo canal (\dot{m}/N)	kg/s
ρ	Densidad del fluido (agua)	kg/m^3
μ	Viscosidad dinámica del fluido	$kg/(m s)$
c_p	Calor específico a presión constante del fluido	$J/(kg K)$
k_{agua}	Conductividad térmica del fluido	$W/(m K)$
v	Velocidad media del flujo dentro de un canal	m/s
V_v	Velocidad del viento exterior sobre el colector	m/s
Re	Número de Reynolds ($\rho \cdot v \cdot D_h/\mu$)	adimensional
Nu	Número de Nusselt para el cálculo de la convección interna	adimensional
K_{adv}	Coefficiente de advección equivalente	$W/(m^2 K)$

Anexo 1.2 Diagrama de resistencias térmicas relacionado

El siguiente diagrama ilustra la posición física de las variables térmicas (temperaturas y coeficientes de conductancia/convección) en la sección transversal del colector solar evaluado.

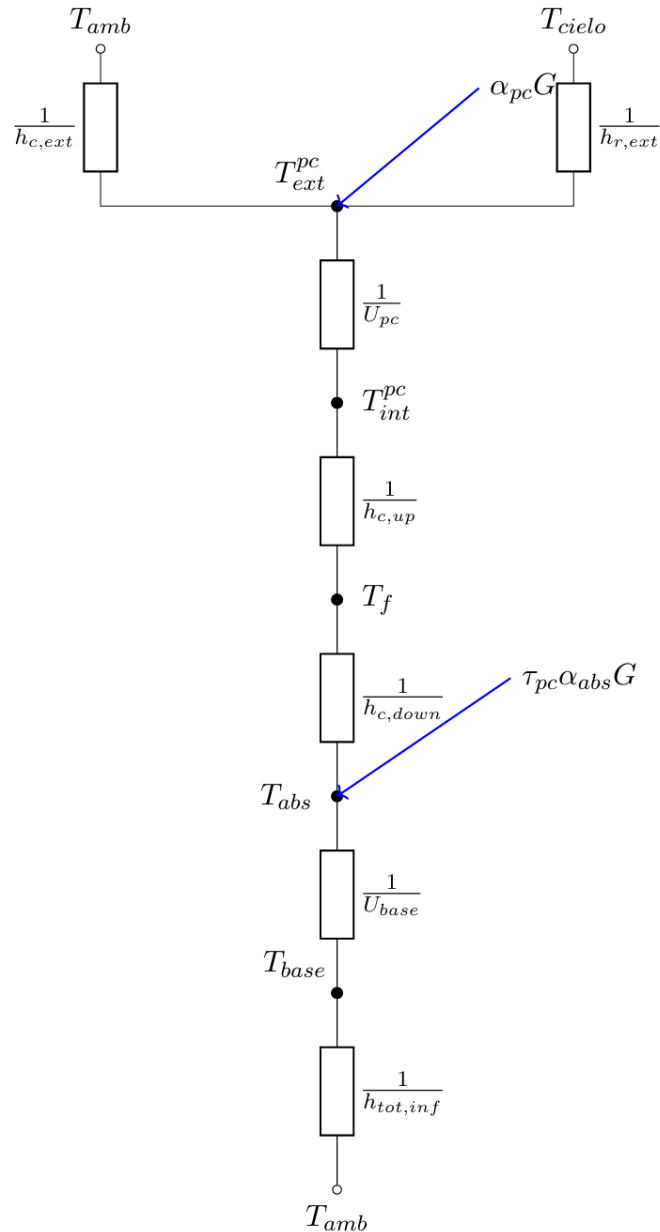


Figura 26: Diagrama de resistencias térmicas en la sección transversal del captador

Nota sobre el diagrama: Las conductancias solidas (k/L) han sido agrupadas bajo sus variables equivalentes U_{pc} y U_{base} . Igualmente, las pérdidas traseras se han unificado en el coeficiente global $h_{tot,inf}$.

Anexo 2. Resultados obtenidos en la modelización con ANSYS Fluent

Anexo 2.1 Campo de velocidades para el modelo 0D

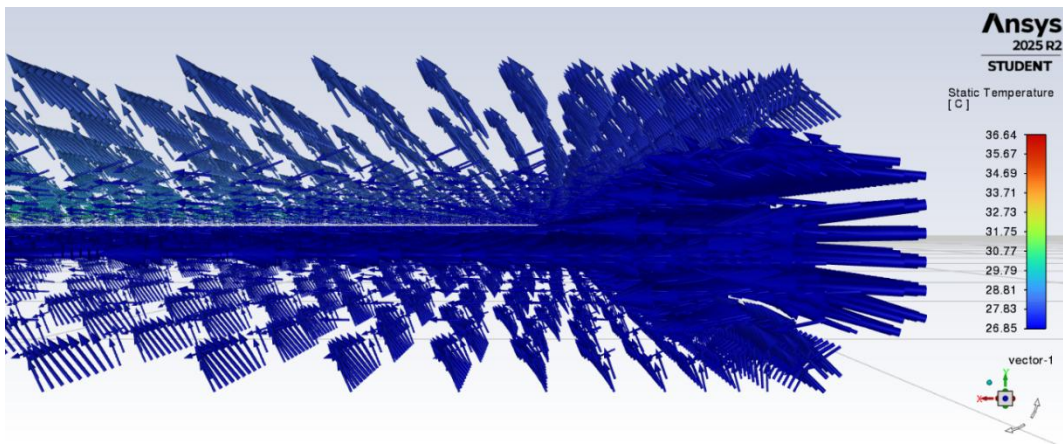


Figura 27: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido

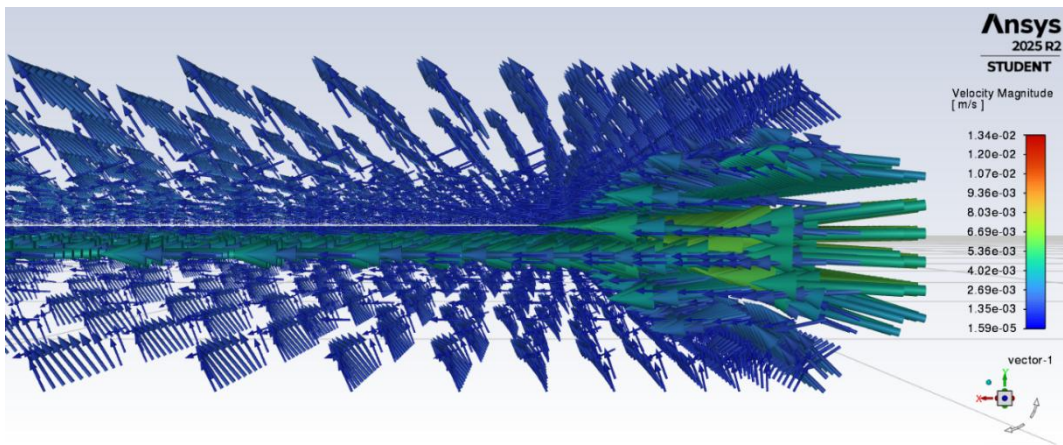


Figura 28: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad

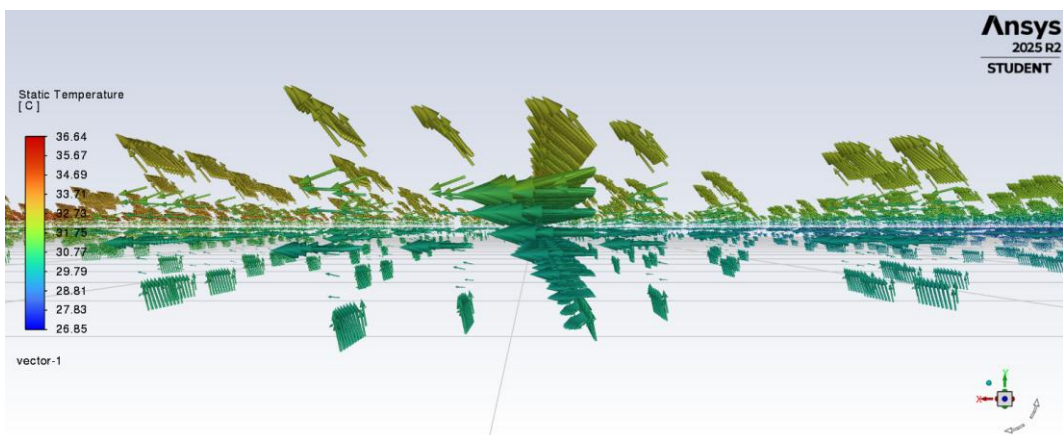


Figura 29: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido

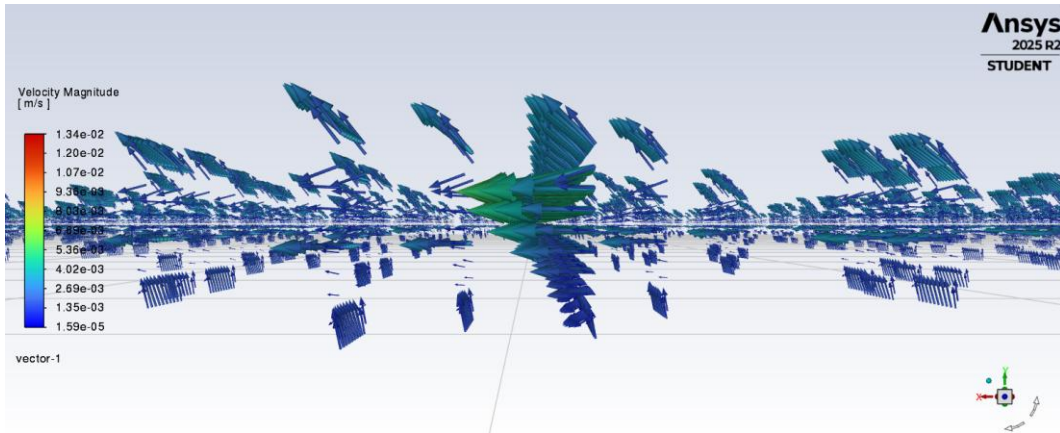


Figura 30: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad

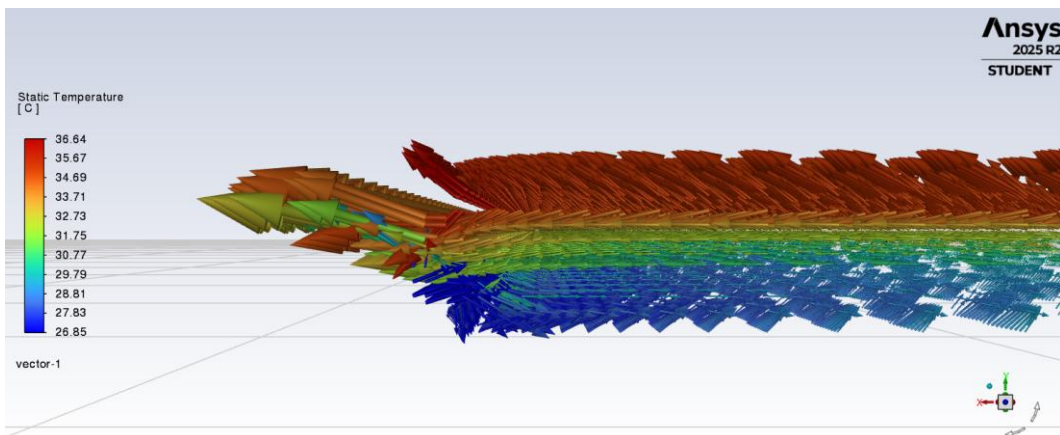


Figura 31: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido

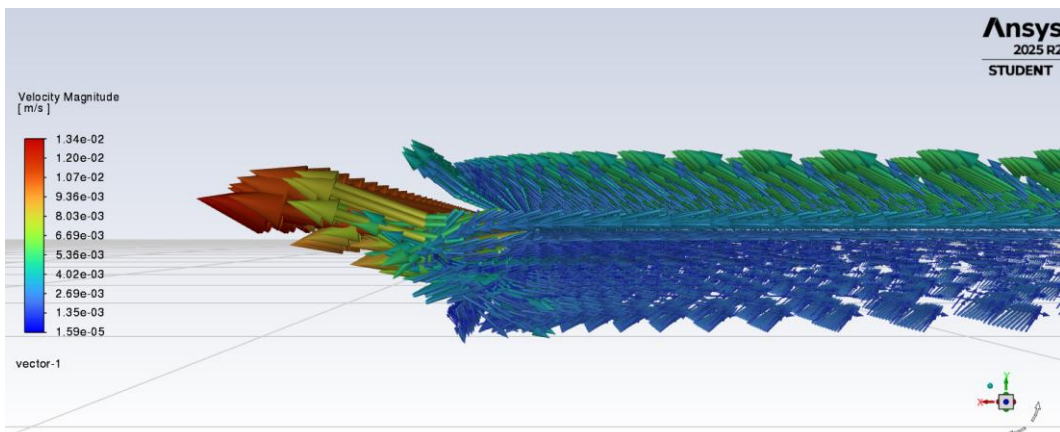


Figura 32: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 0D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad

Anexo 2.2 Campo de velocidades para el modelo 1D

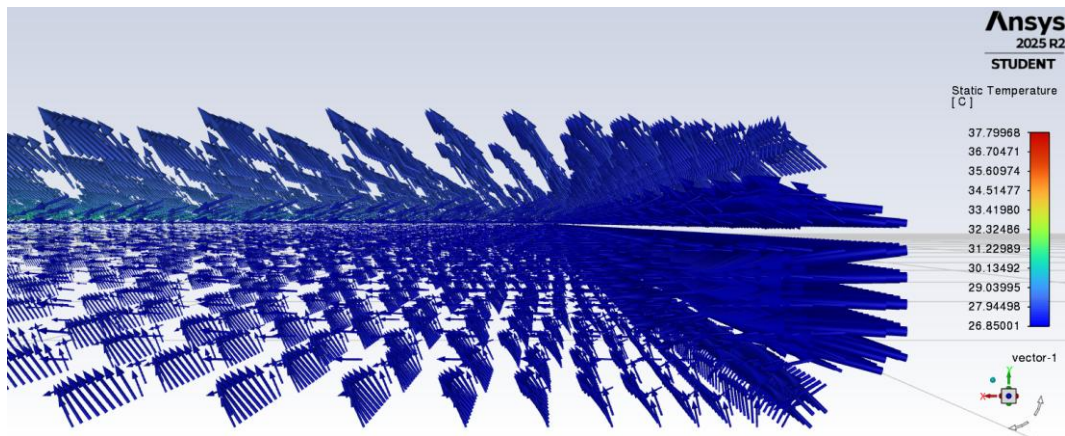


Figura 33: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido

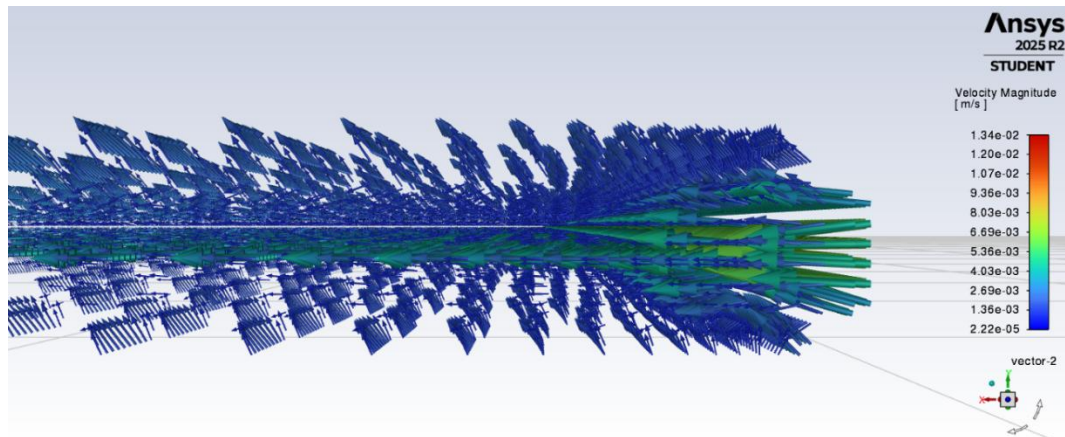


Figura 34: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad

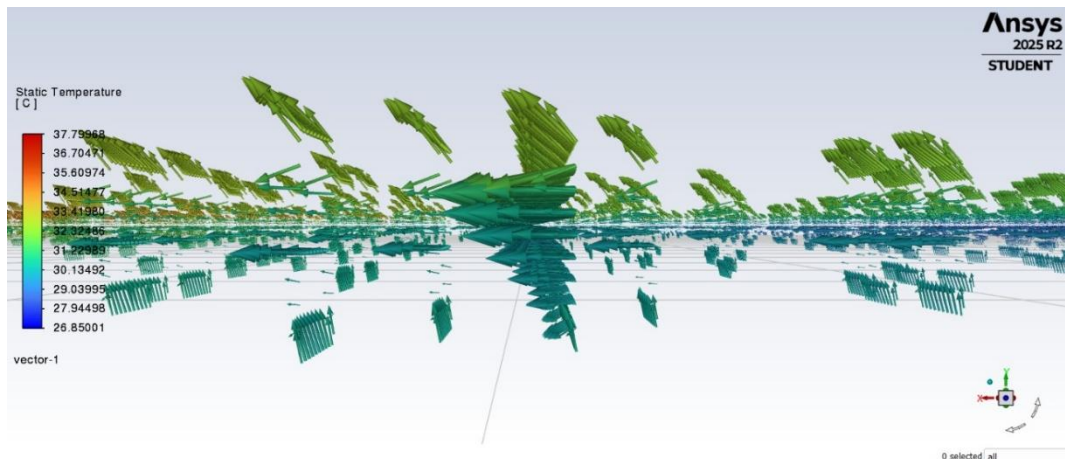


Figura 35: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido

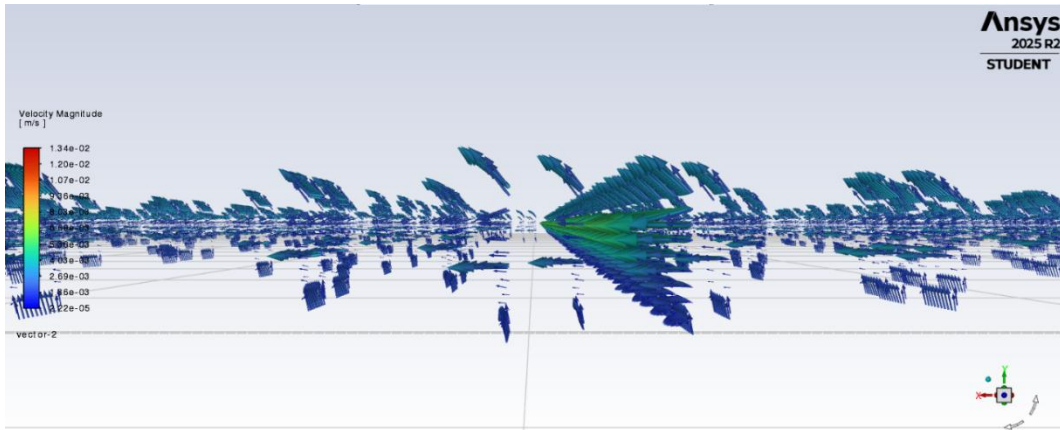


Figura 36: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad

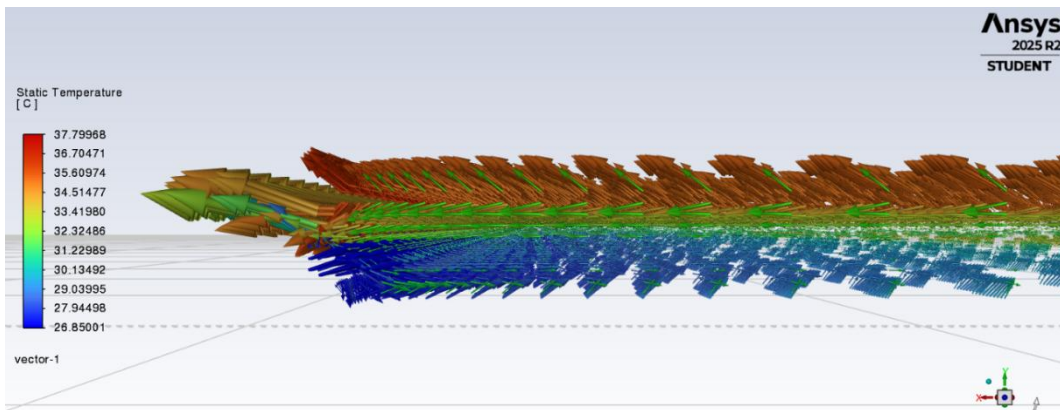


Figura 37: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido

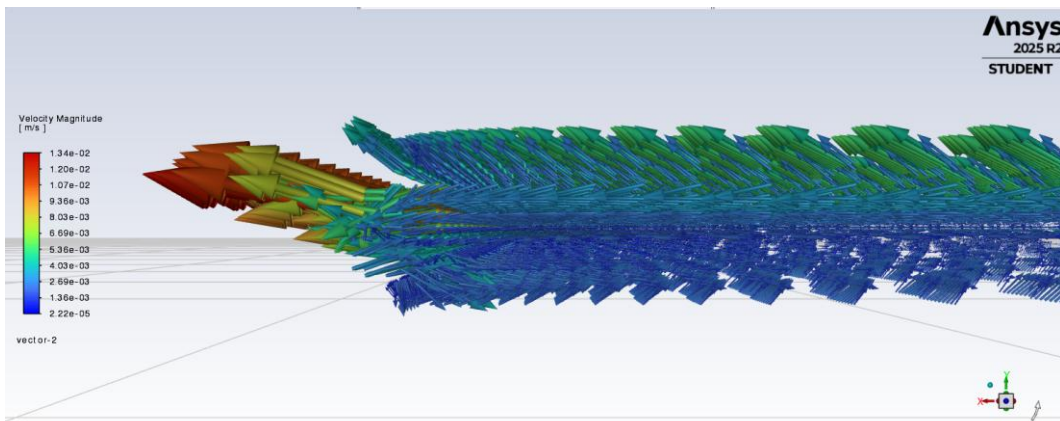


Figura 38: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 1D, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad

Anexo 2.3 Campo de velocidades para el modelo 1D con pérdidas

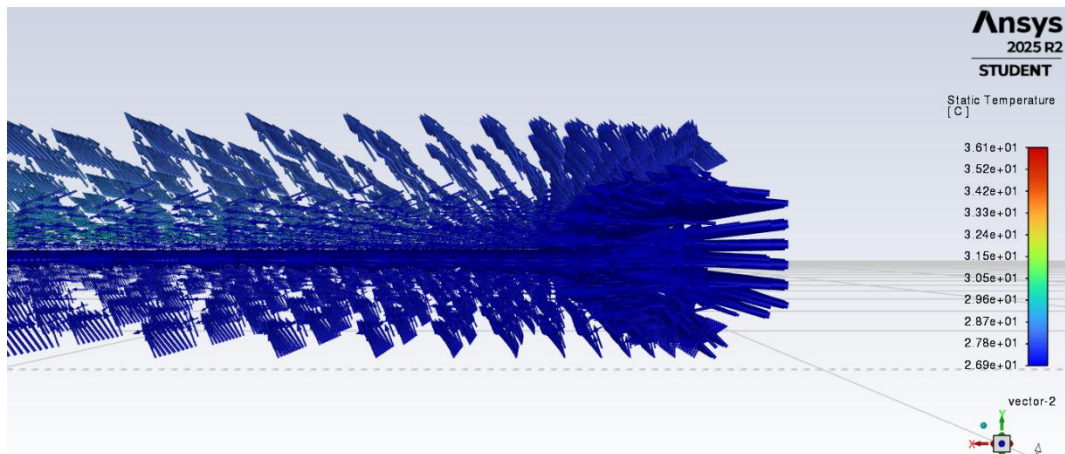


Figura 39: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido

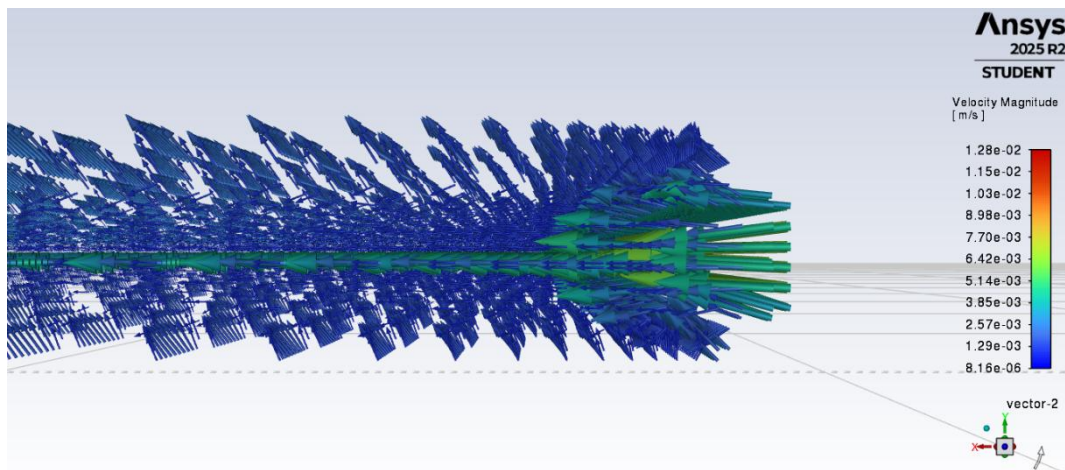


Figura 40: Campo de velocidades en la región de entrada para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad

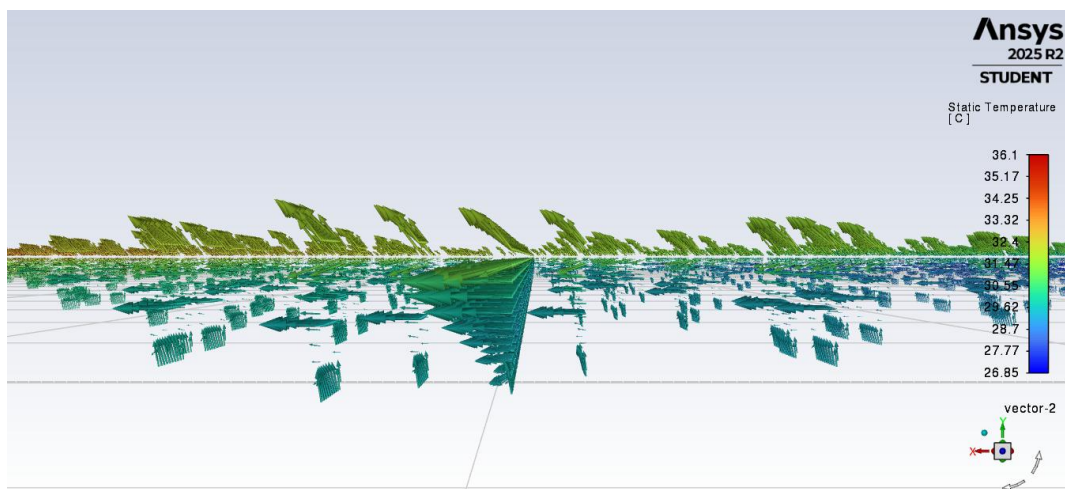


Figura 41: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido

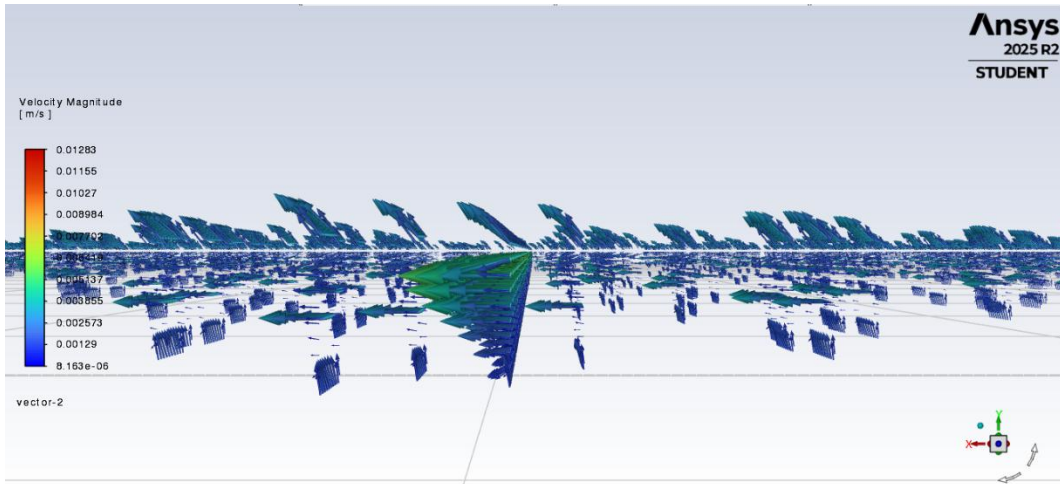


Figura 42: Campo de velocidades en la parte central del captador para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad

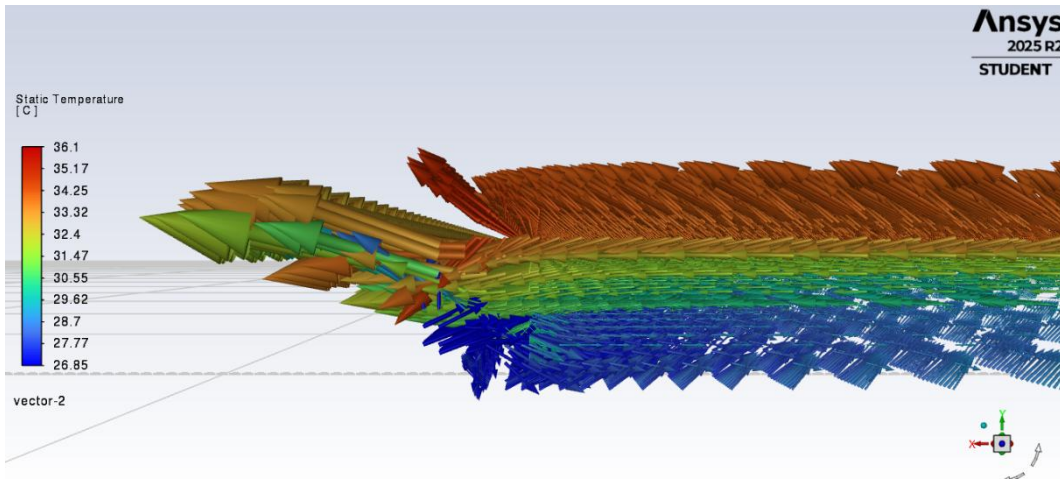


Figura 43: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la temperatura del fluido

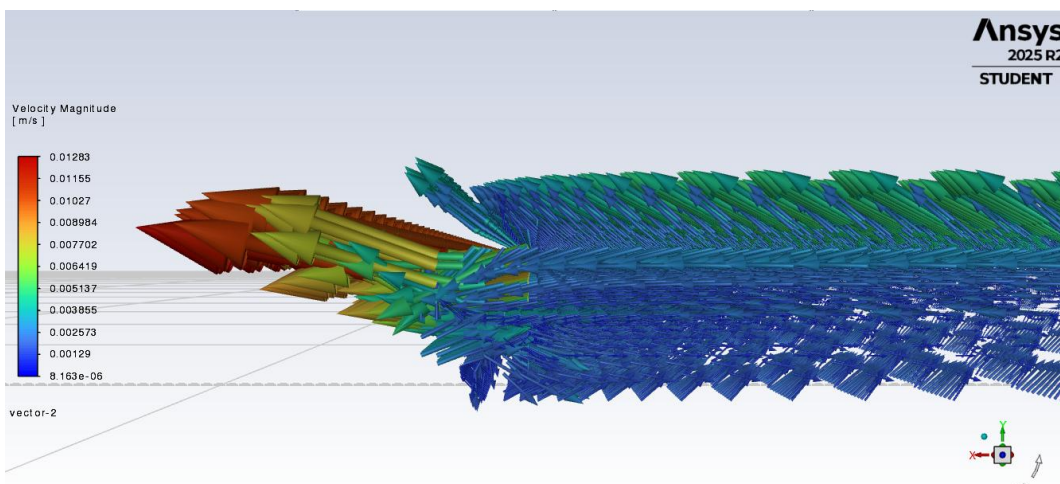


Figura 44: Campo de velocidades en la región de salida para el modelo 1D con pérdidas, con un gradiente de colores correspondiente a la magnitud de la velocidad

Anexo 2.4 Campo de presiones para el modelo 0D

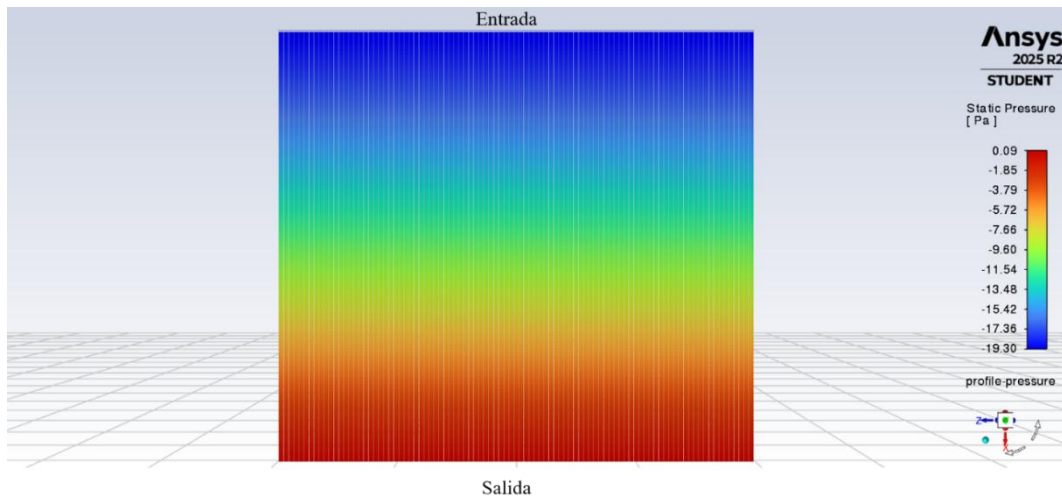


Figura 45: Campo de presiones en la superficie superior del captador para el modelo 0D

Anexo 2.5 Campo de presiones para el modelo 1D

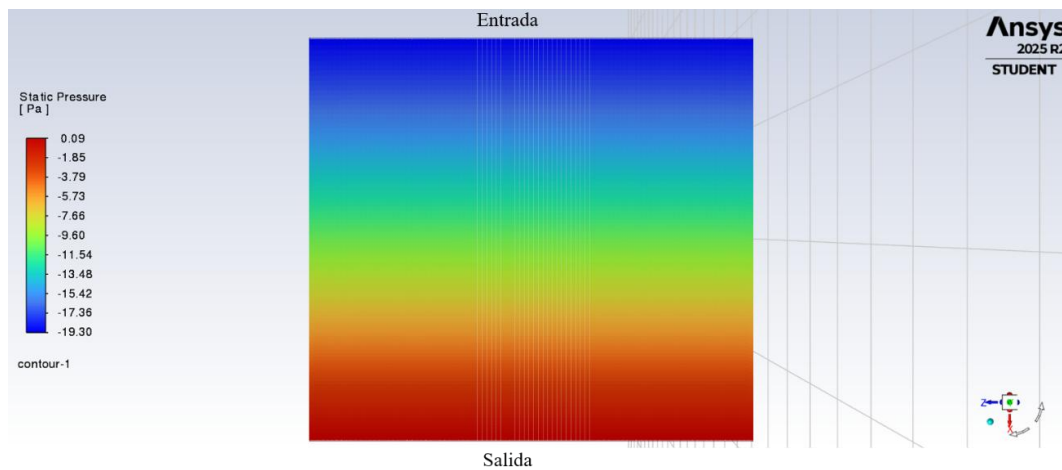


Figura 46: Campo de presiones en la superficie superior del captador para el modelo 1D

Anexo 2.6 Campo de presiones para el modelo 1D con pérdidas

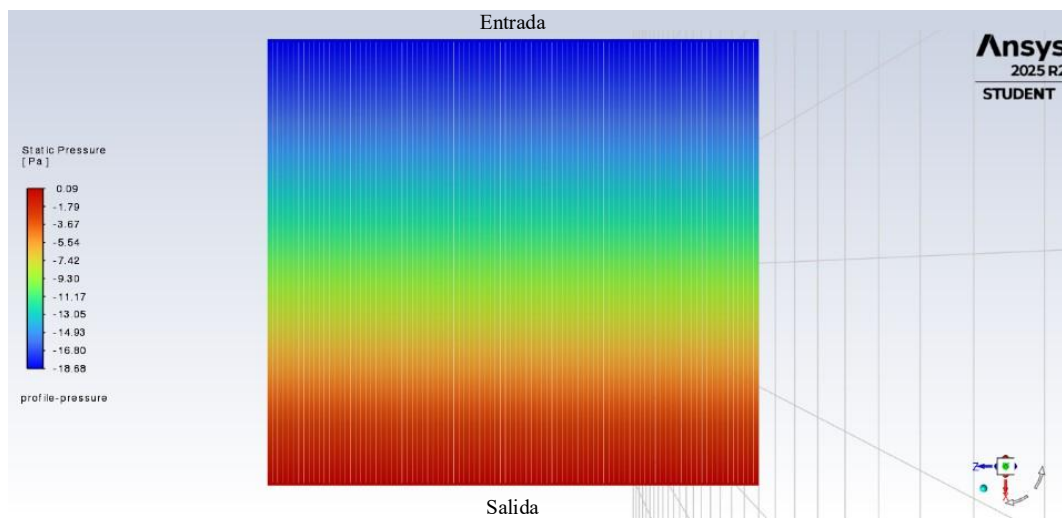


Figura 47: Campo de presiones en la superficie superior del captador para el modelo 1D con pérdidas

Anexo 2.7 Resultados térmicos para el modelo 0D

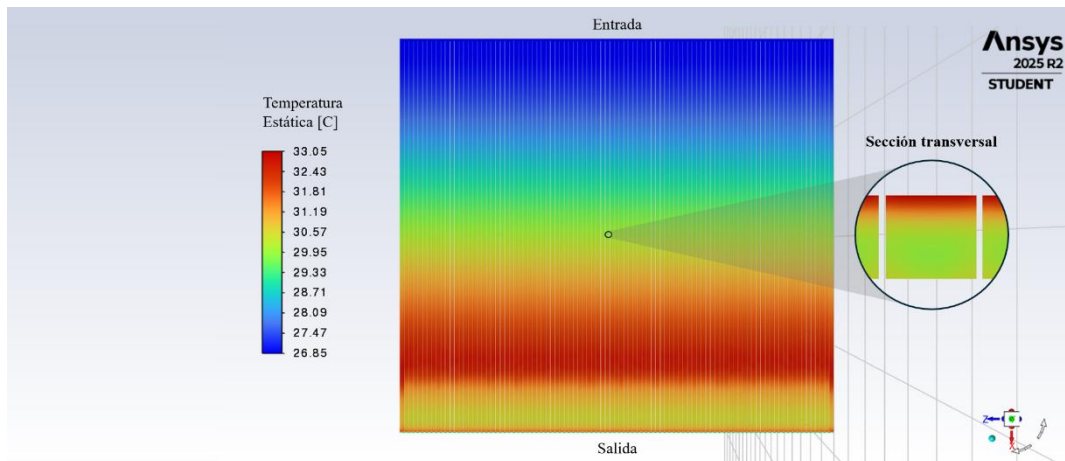


Figura 48: Distribución de temperaturas a través del panel a media altura y de los canales para el modelo 0D

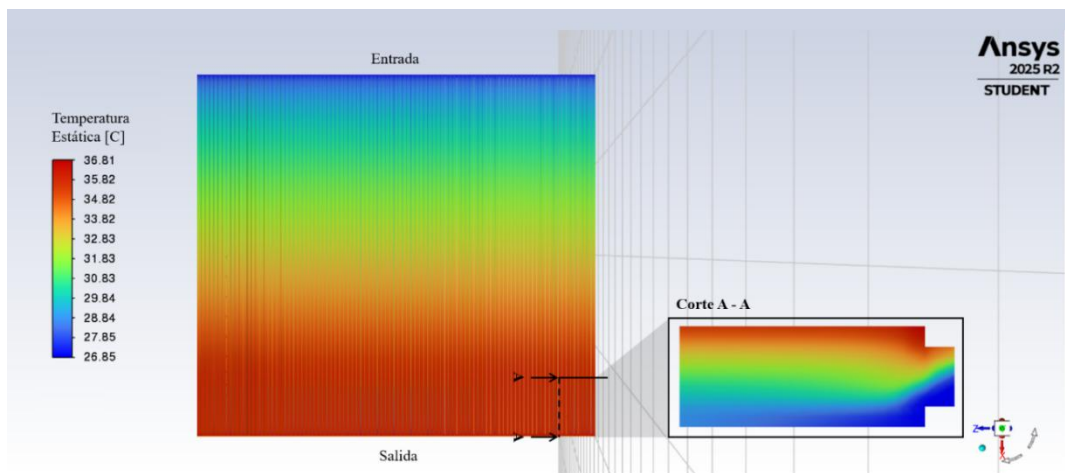


Figura 49: Distribución de temperaturas en la pared superior del panel y transversalmente para el modelo 0D

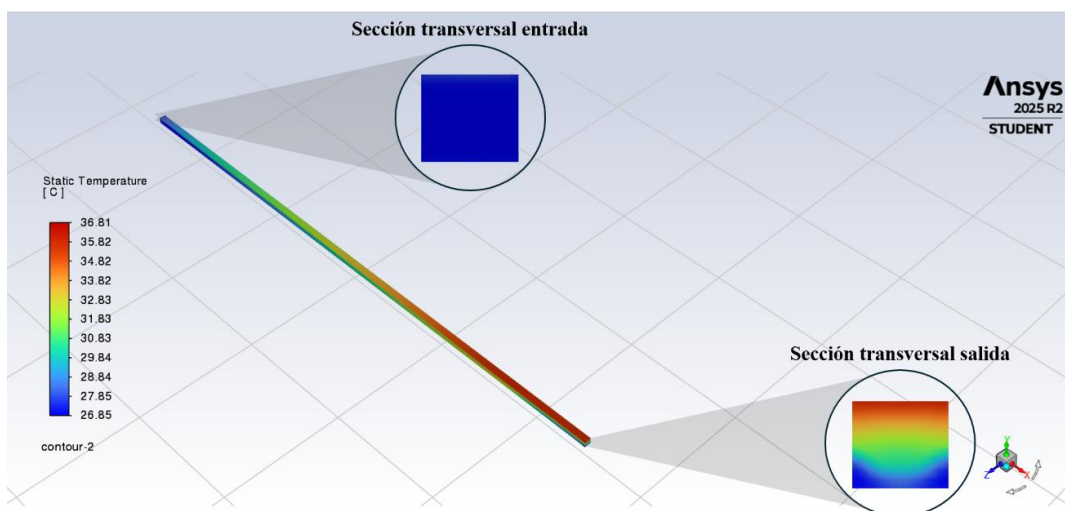


Figura 50: Perfil de temperaturas en las secciones de entrada y salida del canal 6 para el modelo 0D

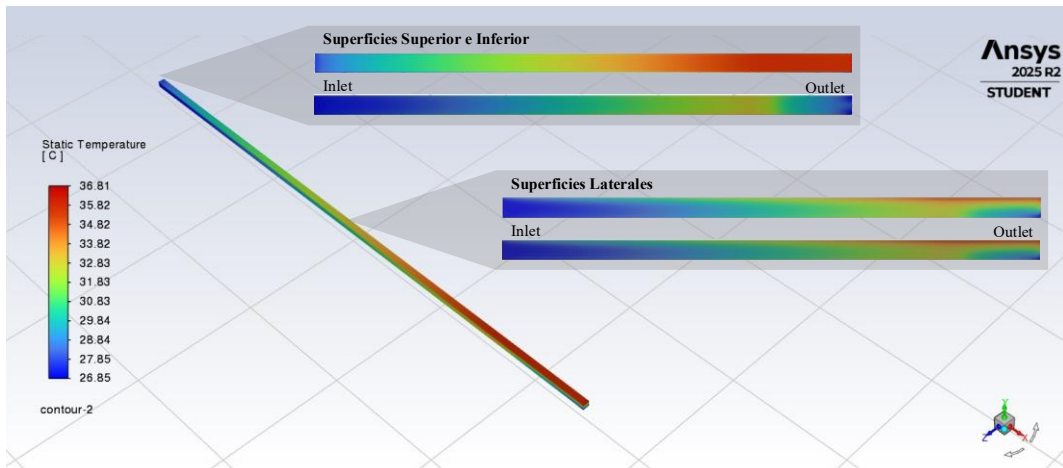


Figura 51: Perfil de temperaturas en las paredes laterales, superior e inferior del canal 6 para el modelo 0D

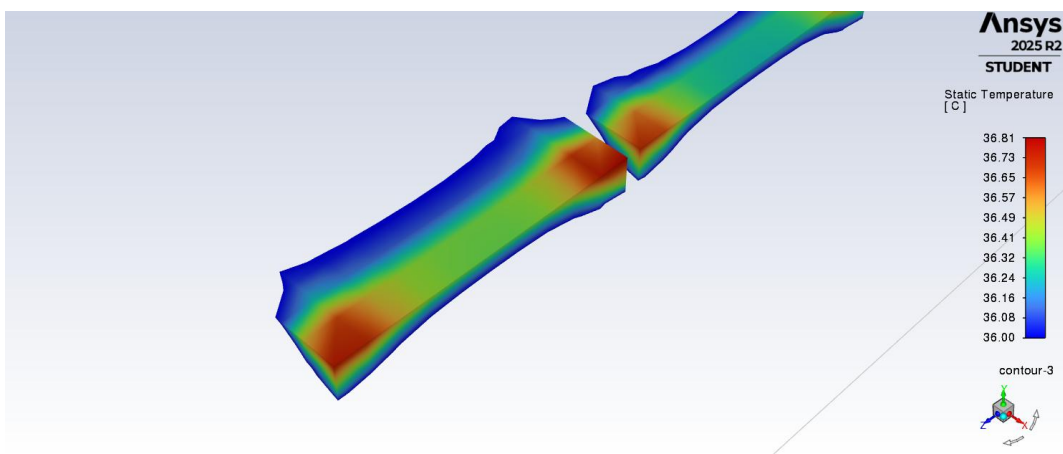


Figura 52: Detalle del perfil de temperaturas en las esquinas superiores de los canales para el modelo 0D

Anexo 2.8 Resultados térmicos para el modelo 1D

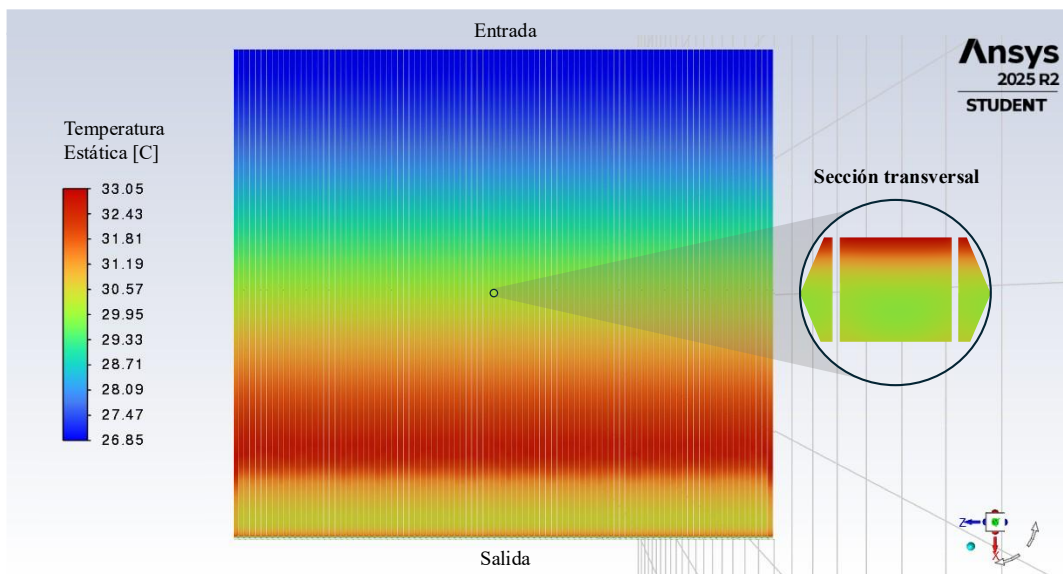


Figura 53: Distribución de temperaturas a través del panel a media altura y de los canales para el modelo 1D

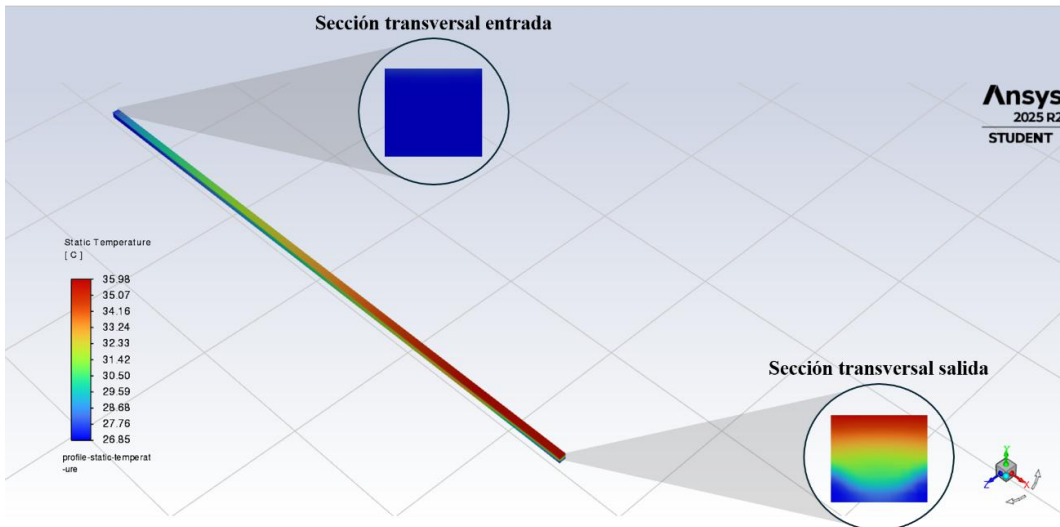


Figura 54: Perfil de temperaturas en las secciones de entrada y salida del canal 6 para el modelo 1D

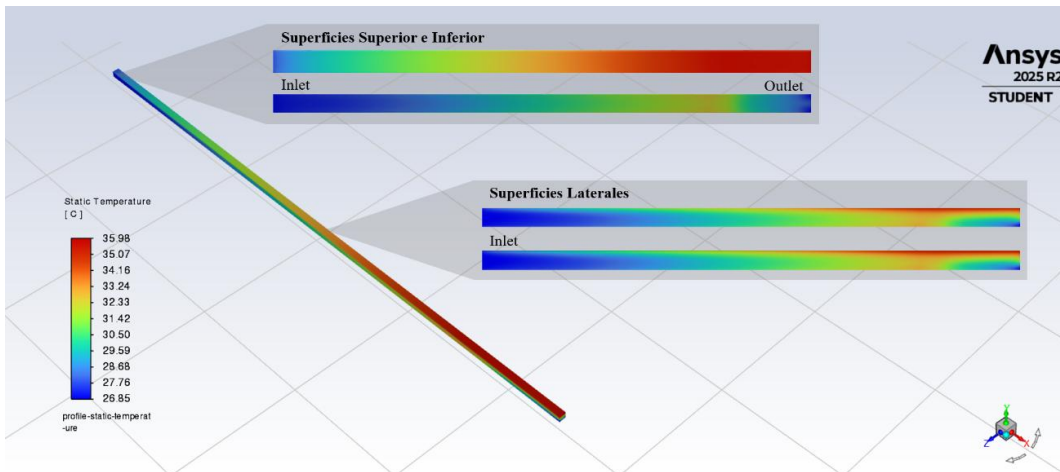


Figura 55: Perfil de temperaturas en las paredes laterales, superior e inferior del canal 6 para el modelo 1D

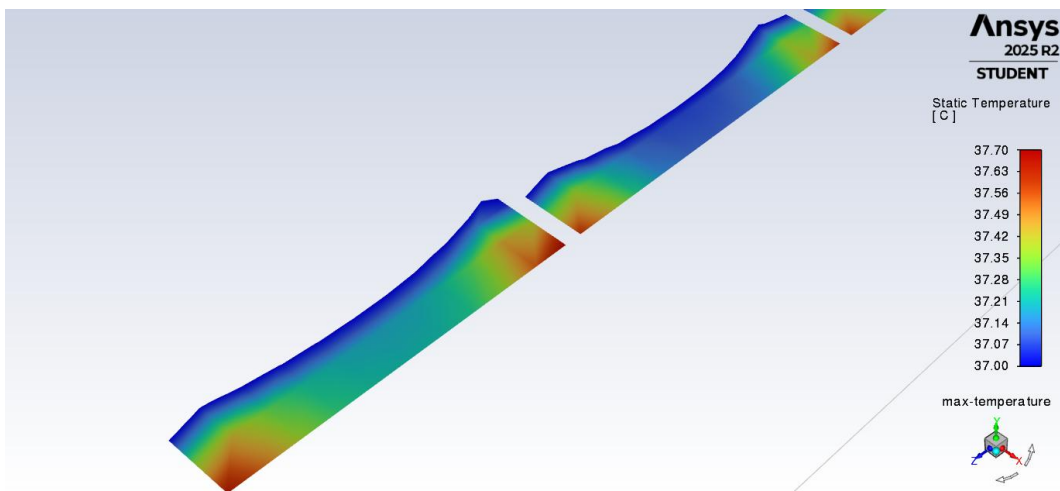


Figura 56: Detalle del perfil de temperaturas en las esquinas superiores de los canales para el modelo 1D

Anexo 2.9 Resultados térmicos para el modelo 1D con pérdidas

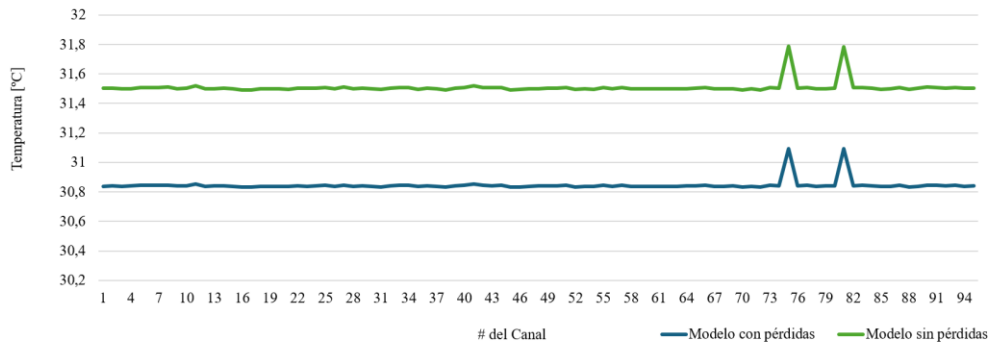


Figura 57: Distribución de temperaturas de salida en los modelos 1D con y sin pérdidas

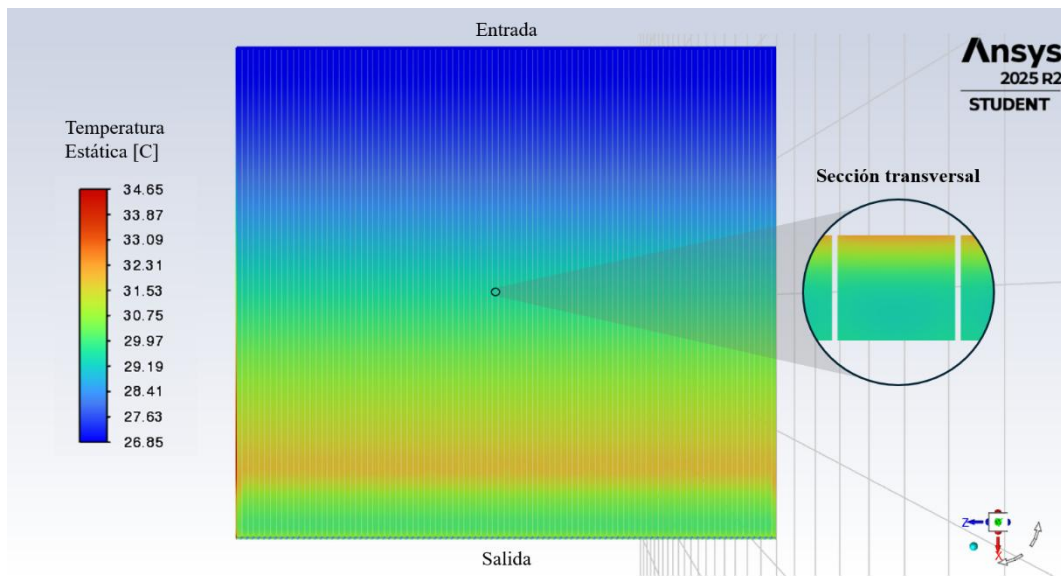


Figura 58: Distribución de temperaturas a través del panel a media altura y de los canales para el modelo 1D con pérdidas

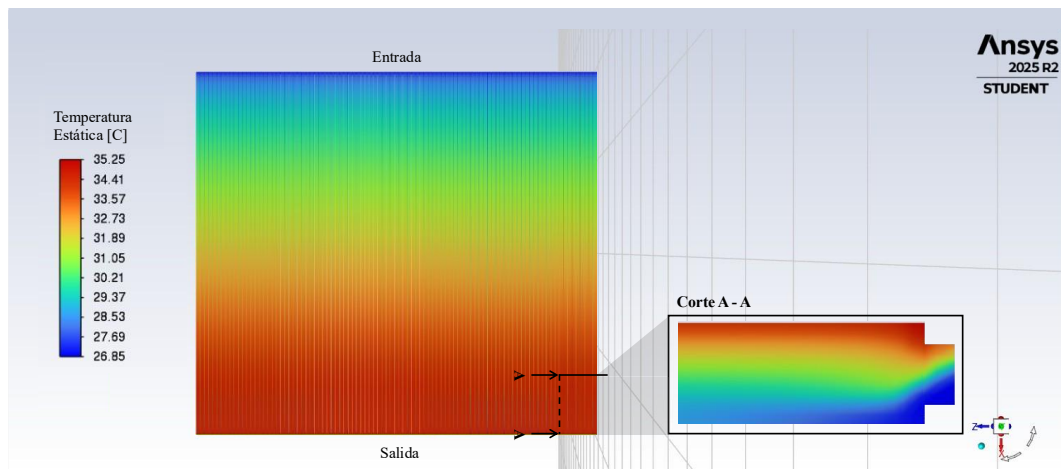


Figura 59: Distribución de temperaturas en la pared superior del panel y transversalmente para el modelo 1D con pérdidas

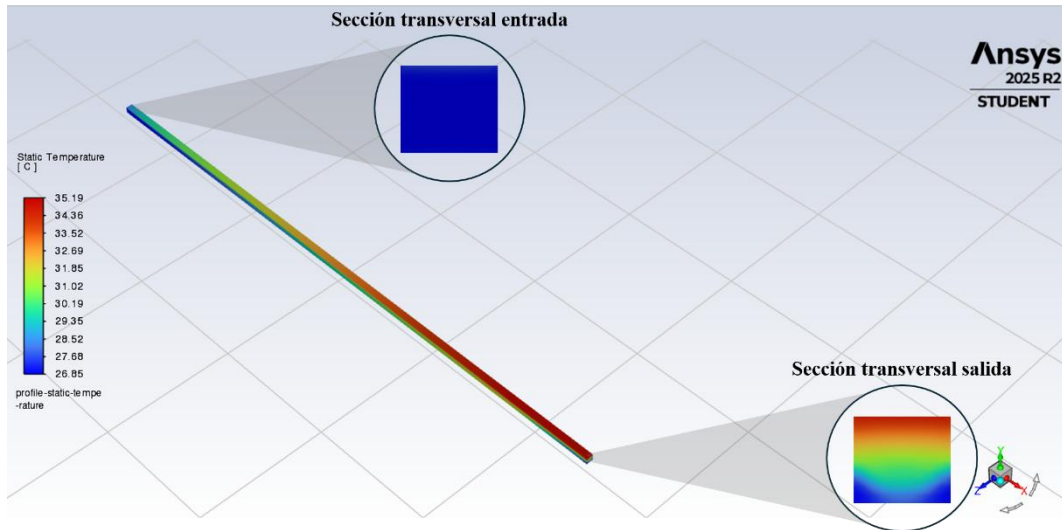


Figura 60: Perfil de temperaturas en las secciones de entrada y salida del canal 1 para el modelo 1D con pérdidas

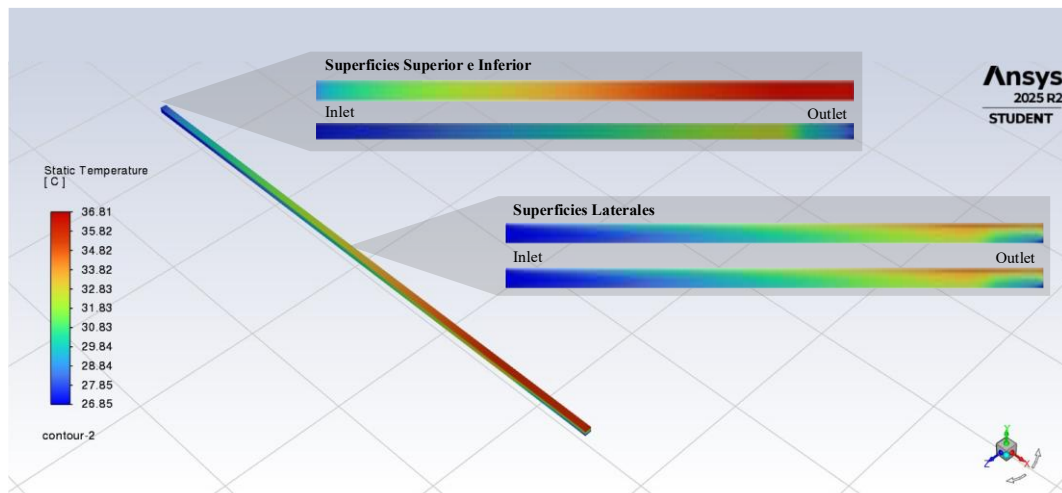


Figura 61: Perfil de temperaturas en las paredes laterales, superior e inferior del canal 1 para el modelo 1D con pérdidas

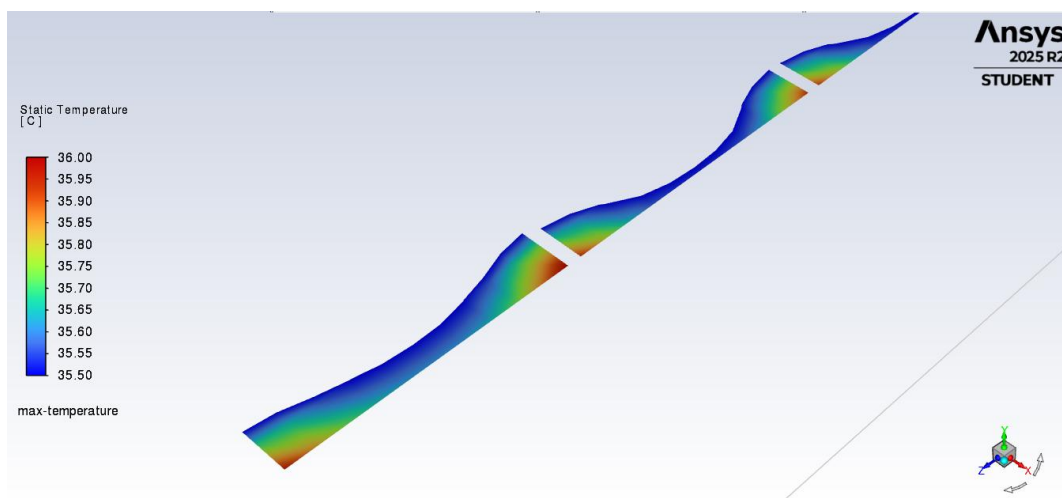


Figura 62: Detalle del perfil de temperaturas en las esquinas superiores de los canales para el modelo 1D con pérdidas