



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Industrial**

Evaluación del potencial térmico del sistema de ventilación y refrigeración en una instalación de placas solares fotovoltaicas

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA

**Autor: Juan Domingo González
Teruel**

**Directores: Antonio Viedma Robles
Antonio Sánchez Kaiser**



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**

Cartagena, 2014-2015

Dedicado a
mi familia

AGRADECIMIENTOS

A mis directores de proyecto Dr. Antonio Viedma y Dr. Antonio Sánchez Kaiser, por representar para mí modelos dignos de admiración, por su completa implicación en este trabajo y en mi formación, por su confianza en mí, y por la gran oportunidad que me han brindado poniendo a mi disposición todo tipo de medios de aprendizaje y de trabajo.

A José Ramón García Cascales, por su ayuda desinteresada, sus ganas de trabajar y por ofrecer su tiempo en beneficio de la ciencia.

A Lukas Lepage, José Antonio Villarejo, Rocío Mazón y a los técnicos Paco Solano y Julio, por aportar su granito de arena en este trabajo.

A todo el personal del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, y de la Universidad Politécnica de Cartagena en general, que hayan tenido algo que ver en esto.

A mi padre, porque la mitad de este trabajo es suyo y porque creyó en mí en los momentos más difíciles.

A mi madre, su empeño en mi educación desde pequeño me ha llevado a lo que soy hoy.

A mi hermano, por ser mi mejor amigo durante todos estos años.

A mis abuelos, tíos y primos, por su apoyo constante y por su deseo ávido de que mi porvenir fuera grato.

A todos los profesores que he tenido a lo largo de mi vida académica, se puede decir que esto es fruto de su trabajo.

A mis compañeros de carrera, en especial a Jesús, Antonio, Guillermo, Rodrigo, Miguel, Chema, Manolo, Alfonso y Sergio, por los grandes momentos que hemos vivido durante estos cuatro años y por hacer del día a día una oportunidad para la diversión.

A mis amigos en general, porque el tiempo a veces nos separa, pero los recuerdos nos unen.

A Jordi, porque recordaremos el verano de 2015 para siempre y porque sin él este trabajo no hubiese salido adelante.

A Miriam, por completar mi vida y por su constante apoyo y ayuda en este trabajo. Sin ella no hubiera sido posible.

ÍNDICE GENERAL

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.1 | Origen del estudio..... | 1 |
| 1.2 | Objetivos del trabajo..... | 3 |
| 2 | ESTADO DEL ARTE | 5 |
| 2.1 | Ruedas desecantes | 5 |
| 2.2 | Influencia de la temperatura en el funcionamiento de paneles fotovoltaicos | 6 |
| 2.3 | Sistemas de refrigeración de paneles fotovoltaicos | 8 |
| 2.4 | Uso de paneles fotovoltaicos en sistemas de refrigeración por desecantes | 12 |
| 3 | DISEÑO DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL | 14 |
| 3.1 | Selección de las variables a medir | 16 |
| 3.2 | Selección de equipos..... | 19 |
| 3.2.1 | <i>Condiciones ambientales</i> | 20 |
| 3.2.2 | <i>VARIABLES DE OPERACIÓN</i> | 24 |
| 3.2.3 | <i>Otros elementos de la infraestructura</i> | 36 |
| 3.2.4 | <i>Diseño del sistema de elevación</i> | 39 |
| 4 | MONTAJE DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL..... | 41 |
| 4.1 | Adecuación de la estructura y montaje de componentes estructurales | 41 |
| 4.2 | Colocación y cableado de la instrumentación | 44 |
| 4.3 | Elaboración del programa de adquisición de datos | 49 |
| 4.4 | Tareas finales | 51 |
| 5 | ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS | 53 |
| 5.1 | Planificación de ensayos | 53 |
| 5.2 | Análisis de resultados | 53 |
| 5.2.1 | <i>Flujo másico</i> | 53 |
| 5.2.2 | <i>Salto de temperatura</i> | 58 |
| 5.2.3 | <i>Potencia térmica</i> | 61 |
| 5.2.4 | <i>Rendimiento térmico</i> | 65 |
| 5.2.5 | <i>Temperatura del panel fotovoltaico</i> | 68 |
| 5.3 | Discusión de resultados..... | 70 |
| 6 | CONCLUSIONES | 73 |
| | BIBLIOGRAFÍA | 75 |
| | ANEXO..... | 77 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1. Esquema de flujos en una rueda desecante. | 2 |
| Figura 2.1. Esquema simple de energía en un módulo fotovoltaico (Skoplaki y Palivos, 2009). 6 | 6 |
| Figura 2.2. Efecto de la temperatura de funcionamiento de un panel fotovoltaico sobre su eficiencia, comparando resultados experimentales con el modelo teórico (Kozak et al., 2009). .. | 7 |
| Figura 2.3. Creación de la capa de agua sobre el módulo fotovoltaico a través de las boquillas (Krauter, 2004). | 9 |
| Figura 2.4. Instalación experimental. Panel simple (izquierda), panel con canal de refrigeración (derecha) (Mazón, 2014). | 10 |
| Figura 2.5. Esquema del sistema solar de aire (Mei et al. 2006). | 13 |
| Figura 3.1. Vista en planta del esquema general de la instalación experimental. | 14 |
| Figura 3.2. Simulación en 3D de la configuración A. | 15 |
| Figura 3.3. Curva I-V de un módulo fotovoltaico. | 16 |
| Figura 3.4. Circuito equivalente de una célula fotovoltaica. | 17 |
| Figura 3.5. Sensor de temperatura ambiente. | 20 |
| Figura 3.6. Barómetro de presión atmosférica. | 21 |
| Figura 3.7. Piranómetro de radiación global. | 22 |
| Figura 3.8. Sensor de velocidad y dirección del viento. | 23 |
| Figura 3.9. Sonda de temperatura de superficie Pt100. | 24 |
| Figura 3.10. Principio de funcionamiento del detector de temperatura por resistencia. A (conexión a dos hilos). B (conexión a 4 hilos). | 25 |
| Figura 3.11. Distribución de sondas de temperatura de superficie en la Configuración A. | 26 |
| Figura 3.12. Distribución de sondas de temperatura de superficie en la Configuración B. | 26 |
| Figura 3.13. Sonda de temperatura de aire EE16. | 27 |
| Figura 3.14. Sonda de temperatura de aire modelo EE431. | 28 |
| Figura 3.15. Distribución de sensores de temperatura de aire en la Configuración A. a) Entrada del canal. b) Salida del canal. | 28 |
| Figura 3.16. Distribución de sensores de temperatura de aire en la Configuración B. a) Entrada del canal. b) Salida del canal. | 28 |
| Figura 3.17. Tubo de Venturi. | 30 |
| Figura 3.18. Transductor de presión diferencial. | 31 |
| Figura 3.19. Anemómetro de hilo caliente. | 32 |
| Figura 3.20. Esquema general de la instalación experimental. | 33 |
| Figura 3.21. Curva característica y linealización. | 34 |
| Figura 3.22. Carga electrónica. | 34 |
| Figura 3.23. Esquema de conexión de los paneles fotovoltaicos. | 35 |
| Figura 3.24. Esquema eléctrico del circuito de alimentación del relé. | 35 |
| Figura 3.25. Planos del módulo fotovoltaico. | 36 |
| Figura 3.26. Ventilador de aspiración. | 37 |
| Figura 3.27. Data logger. | 37 |
| Figura 3.28. Tolda de adaptación de sección rectangular a circular. | 38 |
| Figura 3.29. Reducción excéntrica. | 38 |
| Figura 3.30. Simulación en 3D de la configuración A. | 39 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.31. Sistema de elevación mediante husillos. | 40 |
| Figura 4.1. Perfil y alzado de la estructura metálica con las dimensiones en mm. (Mazón, 2014). | 41 |
| Figura 4.2. Estado inicial de la estructura soporte. | 42 |
| Figura 4.3. Disposición de los perfiles del marco de sujeción de los paneles fotovoltaicos. | 42 |
| Figura 4.4. Placa de separación entre canales. | 43 |
| Figura 4.5. Disposición de las guías de aluminio para la sujeción de las placas intercaladas. ... | 43 |
| Figura 4.6. Acoplamiento de la reducción excéntrica al ventilador. | 44 |
| Figura 4.7. Ubicación del sensor de temperatura ambiente. | 45 |
| Figura 4.8. Instalación de sondas de temperatura en el panel fotovoltaico de la configuración A. | 46 |
| Figura 4.9. Instalación de sondas de temperatura en el panel aislante de la configuración B. ... | 46 |
| Figura 4.10. Instalación de las sondas de temperatura de aire modelo EE16. | 46 |
| Figura 4.11. Sondas de temperatura de aire (EE431) vistas desde la cara posterior del panel aislante. | 47 |
| Figura 4.12. Sonda de temperatura de aire (EE431) en el interior del canal. | 47 |
| Figura 4.13. Transductor de presión diferencial colocado en su soporte. | 48 |
| Figura 4.14. Disposición de los sensores de presión en las conducciones metálicas. | 48 |
| Figura 4.15. Reguladores de velocidad de los ventiladores. | 49 |
| Figura 4.16. Circuito de conmutación por relés. | 49 |
| Figura 4.17. Panel frontal del programa de adquisición en LabView®. | 50 |
| Figura 4.18. Diagrama de bloques de una página del programa de adquisición en LabView®. | 50 |
| Figura 4.19. Pinza terminal MSP-MQ-EC50 para la sujeción de los paneles fotovoltaicos. | 51 |
| Figura 4.20. Aspecto final de la instalación experimental. | 52 |
| Figura 5.1. Flujo másico frente a irradiancia en convección natural para la configuración A. ... | 54 |
| Figura 5.2. Flujo másico frente a irradiancia en convección natural para la configuración B. ... | 54 |
| Figura 5.3. Flujo másico frente a irradiancia en la posición 1 del ventilador. | 55 |
| Figura 5.4. Flujo másico frente a irradiancia en la posición 3 del ventilador. | 55 |
| Figura 5.5. Flujo másico frente a irradiancia en la posición 9 del ventilador. | 56 |
| Figura 5.6. Flujo másico frente a irradiancia en la posición 6 del ventilador. | 56 |
| Figura 5.7. Flujo másico medio en las configuraciones A y B para los distintos niveles de velocidad. | 57 |
| Figura 5.8. Valor absoluto de la presión relativa en el conducto circular de la configuración B para diferentes posiciones del ventilador. | 57 |
| Figura 5.9. Salto de temperatura del aire en el canal en convección natural. | 58 |
| Figura 5.10. Salto de temperatura del aire en el canal en la posición 1 del ventilador. | 59 |
| Figura 5.11. Salto de temperatura del aire en el canal en la posición 3 del ventilador. | 59 |
| Figura 5.12. Salto de temperatura del aire en el canal en la posición 6 del ventilador. | 59 |
| Figura 5.13. Salto de T^a del aire en la configuración B para diferentes niveles de velocidad. ... | 60 |
| Figura 5.14. Potencia térmica en convección natural en la configuración A. | 61 |
| Figura 5.15. Potencia térmica en convección natural en la configuración B. | 61 |
| Figura 5.16. Potencia térmica para la posición 1 del ventilador. | 62 |
| Figura 5.17. Potencia térmica para la posición 3 del ventilador. | 62 |
| Figura 5.18. Potencia térmica para la posición 6 del ventilador. | 63 |
| Figura 5.19. Potencia térmica para la posición 9 del ventilador. | 63 |

| | |
|---|----|
| Figura 5.20. Comparación de la potencia térmica entre las configuraciones A y B para distintas posiciones del ventilador. | 64 |
| Figura 5.21. Distribución de potencia térmica para las diferentes posiciones del ventilador en la configuración A. | 64 |
| Figura 5.22. Distribución de potencia térmica para las diferentes posiciones del ventilador en la configuración B. | 65 |
| Figura 5.23. Rendimiento térmico de la configuración A en convección natural..... | 66 |
| Figura 5.24. Rendimiento térmico de la configuración B en convección natural..... | 66 |
| Figura 5.25. Rendimiento térmico para la posición 1 del ventilador. | 67 |
| Figura 5.26. Rendimiento térmico para la posición 3 del ventilador. | 67 |
| Figura 5.27. Rendimiento térmico para la posición 6 del ventilador. | 67 |
| Figura 5.28. Temperatura del panel fotovoltaico en convección natural. | 68 |
| Figura 5.29. Temperatura del panel fotovoltaico para la posición 1 del ventilador..... | 69 |
| Figura 5.30. Temperatura del panel fotovoltaico para la posición 3 del ventilador..... | 69 |
| Figura 5.31. Temperatura del panel fotovoltaico para la posición 6 del ventilador..... | 69 |
| Figura 5.32. Temperatura del panel fotovoltaico en la configuración B para diferentes niveles de velocidad..... | 70 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 3.1. Resumen de características del sensor de temperatura ambiente. | 21 |
| Tabla 3.2. Resumen de características del barómetro de presión atmosférica..... | 22 |
| Tabla 3.3. Resumen de características del piranómetro de radiación global. | 23 |
| Tabla 3.4. Resumen de características del sensor de velocidad y dirección del viento..... | 24 |
| Tabla 3.5. Resumen de características de la sonda de temperatura de superficie. | 25 |
| Tabla 3.6. Resumen de características de la sonda de temperatura de aire modelo EE16..... | 27 |
| Tabla 3.7. Resumen de características de la sonda de temperatura de aire modelo EE431..... | 28 |
| Tabla 3.8. Resumen de características del tubo de Venturi. | 30 |
| Tabla 3.9. Resumen de características del transductor de presión diferencial. | 31 |
| Tabla 3.10. Resumen de características del anemómetro de hilo caliente..... | 32 |
| Tabla 3.11. Resumen de características del transductor de presión diferencial. | 33 |
| Tabla 3.12. Resumen de características del panel fotovoltaico. | 36 |
| Tabla 5.1. Resumen de valores de flujo másico en función de los niveles de velocidad. | 58 |

NOMENCLATURA

| | |
|-------------|--|
| A | sección de paso del aire |
| A_1 | sección inicial del tubo de Venturi |
| A_2 | sección de estrechamiento del tubo de Venturi |
| C_p | calor específico a presión constante |
| g | gravedad |
| G | irradiancia |
| I | corriente generada por una célula fotovoltaica, dada por $I = I_L - I_0 \cdot \exp\left(\frac{V+I \cdot R_s}{m \cdot vt} - 1\right)$ |
| I_0 | corriente de saturación del diodo |
| I_D | corriente de diodo |
| I_L | corriente fotogenerada |
| I_{mp} | corriente en el punto de máxima potencia |
| I_p | corriente de resistencia paralelo |
| I_{sc} | corriente de cortocircuito |
| k | constante de Boltzman |
| m | factor de idealidad del diodo |
| \dot{m} | flujo másico |
| P_1 | presión en la sección inicial del tubo de Venturi |
| P_2 | presión en la sección de estrechamiento del tubo de Venturi |
| P_{atm} | presión atmosférica |
| P_{mp} | potencia eléctrica en el punto de máxima potencia |
| q | carga del electrón |
| \dot{Q} | potencia térmica, dada por $\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$ |
| R_{aire} | constante universal de los gases ideales para el aire |
| R_{cable} | resistencia del cable (Fig. 3.10) |
| R_p | resistencia paralelo |
| R_s | resistencia serie |
| R_x | resistencia del sensor (Fig. 3.10) |
| S | superficie de captación del módulo fotovoltaico |
| T_{amb} | temperatura ambiente |
| T_c | temperatura de la célula fotovoltaica en Kelvin |
| ΔT | salto de temperatura entre la entrada y la salida del canal |
| V | tensión en bornes de la célula fotovoltaica, ecuación (3.6) |
| V_{mp} | tensión en el punto de máxima potencia |
| V_{oc} | tensión de circuito abierto |
| v_1 | velocidad en la sección inicial del tubo de Venturi |
| v_2 | velocidad en la sección de estrechamiento del tubo de Venturi |
| v_m | velocidad media del aire |
| vt | voltaje térmico, dado por $vt = \frac{k \cdot T_c}{q}$ |
| z_1 | cota de altura en la sección inicial del tubo de Venturi |
| z_2 | cota de altura en la sección de estrechamiento del tubo de Venturi |

Símbolos griegos

| | |
|----------------|---|
| ρ | densidad del aire |
| η_{elect} | rendimiento eléctrico, dado por $\eta_{elect} = \frac{P_{mp}}{G \cdot S}$ |
| η_{term} | rendimiento térmico, dado por $\eta_{term} = \frac{Q}{G \cdot S}$ |

1 INTRODUCCIÓN

Este proyecto se enmarca dentro del campo de la transmisión del calor y más concretamente, en su aplicación a sistemas de refrigeración. Existe actualmente una tendencia creciente al ahorro energético en el diseño y construcción de edificios basados en el aprovechamiento de la energía solar incidente para la climatización y ventilación. Este concepto es también aplicable a cualquier sistema de ventilación y climatización industrial, donde la reducción de la energía consumida es un factor determinante. Uno de los elementos influyentes en el rendimiento de estos sistemas es la humedad. El control de la humedad es vital en los sistemas de climatización y acondicionamiento de aire para procurar un estado de confort adecuado de los individuos y para preservar la integridad de ciertos elementos. Además, cambiar el estado térmico de un flujo de aire húmedo requiere de mayor aportación energética que para otro con menor nivel de humedad. Esto es debido a que la presencia de moléculas de agua en el aire aumenta la capacidad calorífica del mismo, es decir, la cantidad de energía necesaria para modificar su temperatura.

En los últimos años se ha experimentado un crecimiento, cada vez más notable, del uso de materiales desecantes en este ámbito. Uno de los dispositivos que integran esta tecnología es la rueda desecante. Este elemento, compuesto generalmente por una matriz de material desecante, se encarga de adsorber la humedad del aire. Sin embargo, el alcance de la saturación le impide continuar con el proceso de adsorción, de naturaleza superficial. Por este motivo, se somete a un proceso de regeneración donde se requiere un flujo de aire a temperaturas próximas a los 80°C. Para obtener un foco caliente orientado a la regeneración de la rueda desecante se suele acudir a la energía solar en sus diferentes métodos de aprovechamiento, conformando las llamadas aplicaciones de refrigeración solar mediante desecantes. Se propone en este trabajo el empleo de energía solar térmica mediante el uso de aire como fluido caloportador, con distintas variantes, para su aplicación en la regeneración de ruedas desecantes.

1.1 Origen del estudio

Como ya se ha comentado anteriormente, el punto de partida de este estudio es la aplicación de la energía solar térmica de aire en la consecución de un foco caliente para la regeneración de ruedas desecantes, todo ello integrado en un sistema de climatización por enfriamiento evaporativo.

La rueda desecante es un dispositivo que dispone en su interior de un material desecante, tal como el gel de sílice o la zeolita, unido a un sustrato de fibra de vidrio, celulosa o aluminio. La rueda posee una geometría interna que fuerza la trayectoria del aire para un mayor aprovechamiento de la superficie del desecante. El material desecante tiene la capacidad de adsorber las moléculas de agua presentes en el aire gracias a sus

microporosidades. El proceso de adsorción, basado en la atracción superficial de partículas, permite reducir la humedad del aire hasta que el desecante alcanza la saturación. Por este motivo, la rueda se divide en dos sectores circulares. Uno de ellos se destina a la circulación del aire de proceso, es decir, del aire cuya humedad se desea reducir. El otro se destina a la circulación del aire de regeneración, el cual se encarga de desaturar el desecante para mantenerlo operativo en la zona de proceso. La rueda gira lentamente alternando el paso del desecante por los dos sectores. Para la regeneración de la rueda es preciso un flujo de aire de mayor nivel térmico, con una temperatura situada entre 80 y 90°C.

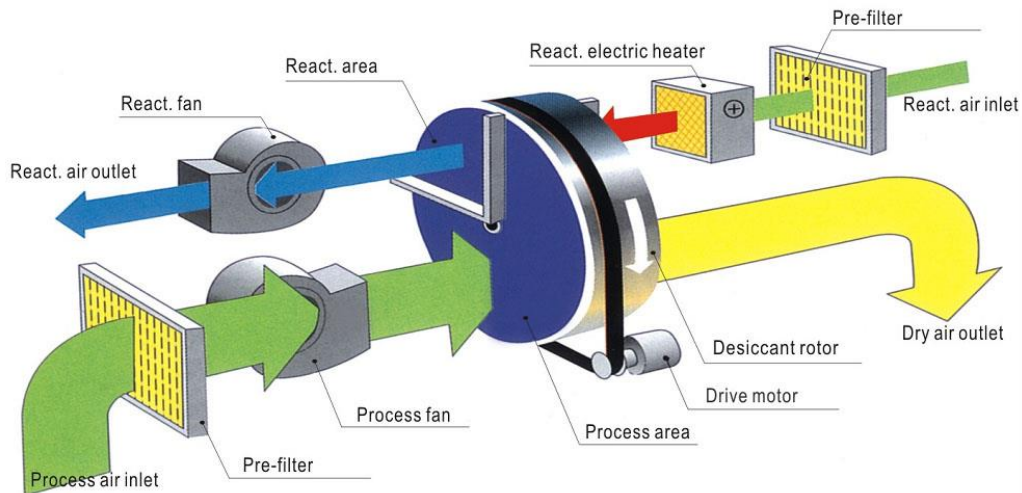


Figura 1.1. Esquema de flujos en una rueda desecante.

Entre las tecnologías de aprovechamiento de energía solar se suele recurrir, en este ámbito, a la energía solar térmica. Se usan básicamente dos tipos de colectores solares en función del fluido de trabajo: colectores solares de agua y colectores solares de aire. En el primer caso, se consiguen altos flujos de calor debido al uso de agua como fluido caloportador, el cual presenta mayor inercia térmica que el aire, consiguiendo así un mayor rendimiento en la transmisión y un almacenamiento térmico más efectivo. Sin embargo, la aplicación de esta tecnología al propósito planteado requiere, además, la incorporación de un intercambiador de calor agua-aire. Esto incrementa la complejidad de la instalación y el coste de la misma. Además, este tipo de instalaciones precisan de un mantenimiento continuo, viendo reducida su vida útil en regiones secas y áridas como sucede en el sur de la Península Ibérica. Por su parte, los colectores solares de aire no requieren de un intercambiador de calor adicional, haciendo del sistema de refrigeración por desecantes un sistema más sencillo y compacto. Surge, entonces, la necesidad de analizar experimentalmente la capacidad de los sistemas de aprovechamiento de la energía solar térmica por aire en su aplicación a la regeneración de ruedas desecantes.

Se propone en este trabajo el estudio del sistema de refrigeración por aire de paneles fotovoltaicos como elemento capaz de apoyar al foco caliente necesario en la regeneración de ruedas desecantes. En este sentido, se da al panel fotovoltaico un uso distinto a aquél para el cual se diseñó, consiguiendo además la refrigeración del mismo y, por tanto, una mejora de su eficiencia eléctrica. Como alternativa, también se plantea,

aunque en segundo plano, el estudio del comportamiento de colectores solares térmicos de aire en su forma convencional, ya que se trata de elementos diseñados específicamente para el problema planteado.

Para dar respuesta al problema planteado se acude inicialmente a los datos experimentales obtenidos mediante una instalación empleada en trabajos anteriores, en concreto, en el trabajo desarrollado por Mazón (2014), también tratado en Kaiser et al. (2014). Esta instalación consiste en un panel fotovoltaico refrigerado por aire, haciendo pasar éste entre el panel y la superficie en la que se encuentra instalado. El diseño de esta instalación estaba orientado específicamente a determinar el comportamiento eléctrico del panel fotovoltaico ante esta forma de refrigeración. Por este motivo, los resultados analizados desde el punto de vista térmico no permiten obtener conclusiones válidas y aplicables a la cuestión planteada en este trabajo. Surge entonces la necesidad de construir una nueva instalación experimental, adaptada a las necesidades de este estudio, para su posterior ensayo y análisis de resultados.

1.2 Objetivos del trabajo

Este trabajo tiene como objetivo principal conocer el potencial térmico del sistema de ventilación y refrigeración por aire de una instalación fotovoltaica. Se establecen una serie de subobjetivos que permiten, en conjunto, la consecución del objetivo principal, entre los que se encuentran el análisis de datos experimentales previos, el diseño y construcción de una instalación experimental, el ensayo de la misma y el análisis y evaluación de los resultados obtenidos.

Se persigue la observación del comportamiento termodinámico de este tipo de instalaciones ante diferentes condiciones y configuraciones establecidas. El objetivo principal es evaluar la cantidad de energía térmica que se puede aprovechar del sistema a través del aire como fluido refrigerante, siendo de especial relevancia el salto de temperatura que se pueda producir en éste tras el proceso de ventilación, ya que el fin del estudio es proporcionar un incremento de temperatura del aire para su aplicación en ruedas desecantes. Para tal fin, se plantea una instalación experimental compuesta por dos módulos fotovoltaicos situados en paralelo y elevados sobre una superficie de material aislante, dejando un canal de paso de sección rectangular entre el módulo y la superficie. En una de las dos configuraciones, se intercala, en el canal de paso del aire, una serie de obstáculos que modifican la trayectoria y el tiempo de residencia del aire bajo el módulo, con el objetivo de aumentar la transferencia de calor entre el módulo y el fluido caloportador. La medida de la temperatura del aire a la entrada y salida del canal, la medida de la temperatura del módulo y de la superficie aislante y la cuantificación del caudal trasegado y de otras magnitudes permiten adquirir la información necesaria para cumplir con el objetivo principal del trabajo. Las dos configuraciones estudiadas son independientes y, para evitar la interferencia de agentes externos, los laterales de cada canal quedan sellados, de manera que existe sólo una sección de entrada y una sección de salida del aire en cada caso.

La búsqueda de un conocimiento amplio acerca de la respuesta de esta instalación ante diferentes condiciones lleva a la necesidad de establecer el barrido de ciertas variables, en principio influyentes. Uno de los factores críticos, en este sentido, es la velocidad del aire bajo el módulo. Por este motivo, se plantea analizar el comportamiento de la instalación para diferentes velocidades del aire. Se ensayan ambas configuraciones en convección libre y en convección forzada. Para esto último se instala en cada caso un ventilador en aspiración con un regulador de velocidad que permite generar distintos caudales de trabajo.

Otra de las variables que se pretende modificar es la relación de aspecto. Se define relación de aspecto como el cociente entre la altura del canal de paso del aire y la profundidad del mismo. Se desea ver cómo afecta la altura del canal al comportamiento térmico de la instalación.

En definitiva, este estudio tiene el propósito de evaluar la posibilidad de llevar a cabo un aprovechamiento térmico eficiente de una instalación fotovoltaica a partir de pequeñas modificaciones en la misma, de manera que una instalación ya existente, sin necesidad de verse sometida a grandes cambios, mejore su rendimiento energético de forma global. Asimismo, a pesar de tratarse de un estudio orientado a la regeneración de ruedas desecantes, los resultados obtenidos se pueden extrapolar a cualquier otra aplicación en la que se requiera de una etapa de precalentamiento.

Se realiza a continuación un resumen de los objetivos planteados.

Objetivo principal:

- Evaluar el potencial térmico del sistema de refrigeración de paneles fotovoltaicos.
 - Determinar el salto de temperatura del aire en el proceso de refrigeración.
 - Caracterizar el rendimiento térmico de la instalación.

Objetivos secundarios:

- Proponer mejoras que incrementen el potencial térmico del sistema de refrigeración.
- Diseño y construcción de una instalación experimental.
- Analizar el comportamiento eléctrico de los paneles fotovoltaicos en su refrigeración.
- Adquirir conocimientos referentes al procedimiento de ensayo de instalaciones experimentales.

2 ESTADO DEL ARTE

En todo estudio es necesario realizar una revisión bibliográfica previa para situar el problema planteado dentro de las líneas de conocimiento existentes y evaluar su grado de innovación y trascendencia. Por este motivo se presenta, a continuación, un análisis de trabajos e investigaciones relacionados con nuestro propósito.

Resulta conveniente clasificar los estudios bibliográficos desarrollados sobre el tema en cuatro bloques diferentes. Por un lado, es necesario profundizar en el funcionamiento de las ruedas desecantes y en su aplicación a sistemas de refrigeración, además de conocer sus aspectos más críticos, ya que los resultados de este estudio se pretenden aplicar en las mismas. Por otro lado, como el sistema planteado en este estudio se basa originalmente en la refrigeración de paneles fotovoltaicos, conviene conocer la influencia de la temperatura en el funcionamiento de los mismos para entender la importancia de este proceso y su alcance. Por su parte, se deben estudiar los diferentes métodos de refrigeración de paneles fotovoltaicos, haciendo especial hincapié en el uso de aire como fluido refrigerante, permitiéndonos ver el comportamiento del fluido y los procedimientos y métodos empleados para llevar a cabo este proceso. Finalmente, es necesario hacer una revisión de aquellos trabajos que propongan el uso de paneles fotovoltaicos para la regeneración de ruedas desecantes, observar las distintas alternativas planteadas y las características que presentan.

2.1 Ruedas desecantes

El control de la humedad es uno de los factores más importantes a tener en cuenta en los sistemas de climatización y acondicionamiento de aire, tanto a nivel doméstico como industrial. De él depende conseguir un estado de confort adecuado de los individuos y preservar la integridad de ciertos elementos. Los materiales desecantes han cobrado especial importancia en los procesos de deshumidificación. Uno de los elementos con un uso creciente en los últimos años es la rueda desecante.

Estos dispositivos se suelen acoplar a sistemas de refrigeración por enfriamiento evaporativo (Preisler y Brychta, 2012). Su funcionamiento depende de diversos factores. Entre ellos se encuentra la naturaleza del material desecante que compone la rueda. Numerosos estudios, como el de Enteria et al. (2012), se encargan de analizar la eficiencia en el proceso de deshumidificación para diferentes desecantes empleados. En el caso citado, se compara la Sílica-Gel (SiO_2) con el dióxido de titanio (TiO_2), obteniendo mejores resultados con éste último al conseguir menores ratios de humedad y menor temperatura del aire de proceso. Otro de los aspectos estudiados en torno a su eficiencia es la velocidad a la que se hace girar la rueda. Ruivo et al. (2014) muestra con sus simulaciones en TRNSYS que las velocidades de rotación intermedias son las óptimas en este aspecto.

Otros estudios, como el de Bourdoukan et al. (2009) tratan de maximizar la eficiencia de una instalación de este tipo en cualquier época del año e independientemente de las condiciones exteriores. En este caso se comparó el funcionamiento de un ciclo de desecante convencional y en modo recirculación. Obtuvo que mientras que el ciclo convencional es muy sensible a cualquier variación de las condiciones ambientales exteriores, trabajando con un ciclo de recirculación se obtenía un funcionamiento más estable a esas mismas variaciones.

Finalmente, en cuanto al empleo de las llamadas aplicaciones de refrigeración solar mediante desecantes, cabe citar que existe una tendencia al uso de las tecnologías de captación solar para abastecer el proceso de regeneración de las ruedas desecantes. Diversos estudios como el de Henning et al. (1999) muestran que el empleo de energía solar térmica para asistir un sistema de refrigeración por desecantes resulta una opción bastante rentable económicamente hablando para aquellas zonas que dispongan de un clima cálido y húmedo. Por su parte, el empleo de energía solar fotovoltaica en este mismo sentido se aborda más adelante.

2.2 Influencia de la temperatura en el funcionamiento de paneles fotovoltaicos

Las células fotovoltaicas comerciales actuales no son capaces de convertir más del 15-20% de la energía solar incidente en energía eléctrica, valores que dependen esencialmente del tipo de célula. El resto de energía es tanto reflectada como absorbida en forma de calor. Esto ocasiona un aumento sustancial de la temperatura de funcionamiento de la célula. En la siguiente figura se muestra un esquema del intercambio de calor existente entre el módulo fotovoltaico y el ambiente (Skoplaki y Palivos, 2009).

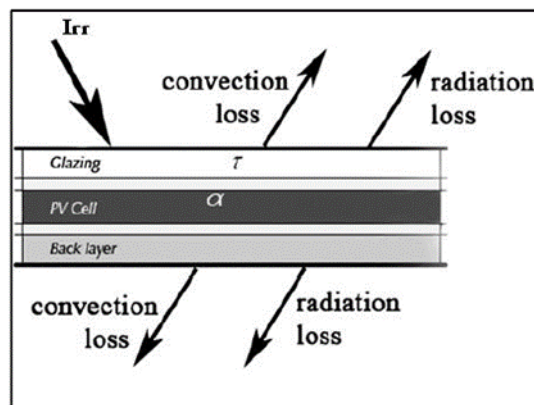


Figura 2.1. Esquema simple de energía en un módulo fotovoltaico (Skoplaki y Palivos, 2009).

Las células fotovoltaicas se utilizan hoy día en aplicaciones muy variadas que las llevan a estar expuestas a valores de temperatura que podemos situar entre los 10 y los 70°C, según la región en la que se encuentren y las condiciones de funcionamiento.

Altos valores de temperatura en los paneles fotovoltaicos se traducen en un efecto negativo en sus parámetros eléctricos, tales como la tensión de circuito abierto (V_{oc}), la intensidad de cortocircuito (I_{sc}) y, consecuentemente, el rendimiento (η). Por lo tanto, la temperatura juega un papel importante en el proceso de conversión de la radiación solar en energía eléctrica. Tanto el rendimiento como la potencia generada dependen de la temperatura de funcionamiento de la célula, disminuyendo ambas con el aumento de ésta. La eficiencia en la conversión de energía desciende 0,4 – 0,5% por cada grado que asciende la temperatura (Brinkworth et al., 1997).

De forma básica, la radiación incidente en una célula fotovoltaica es la principal culpable de que ésta genere una fotocorriente, obteniendo así energía eléctrica, y también de que su temperatura aumente. Sin embargo, la radiación no es la única variable que afecta a la temperatura alcanzada por la célula. Condiciones ambientales como la temperatura ambiente o la velocidad del viento, así como otros factores entre los que se pueden encontrar la conductividad del material o las características eléctricas, tienen cierta influencia en este aspecto.

Las características eléctricas de una célula fotovoltaica dependen, en gran parte, del material con el que se fabriquen. Se ha estudiado que la eficiencia en la conversión de energía por parte de las células fotovoltaicas se ve reducida cuando la temperatura de la célula es elevada. Este fenómeno, según Maycock y Stirewalt (1985) es más pronunciado en células de silicio que en células fabricadas de otro material, como el arseniuro de galio.

En general, la dependencia del rendimiento de módulos fotovoltaicos con la temperatura es un problema muy estudiado y analizado. Kozak et al. (2009) establecen diferentes ecuaciones teóricas que permiten determinar la temperatura, eficiencia y energía producida por el panel a partir de variables características de la célula y de variables ambientales. Además, contrastan las correlaciones teóricas con valores experimentales medidos. Se puede observar cómo los valores medidos del rendimiento del panel son inferiores a los teóricos, presentando una caída brusca para temperaturas superiores a los 44°C. Para valores inferiores, la dependencia se puede considerar prácticamente lineal.

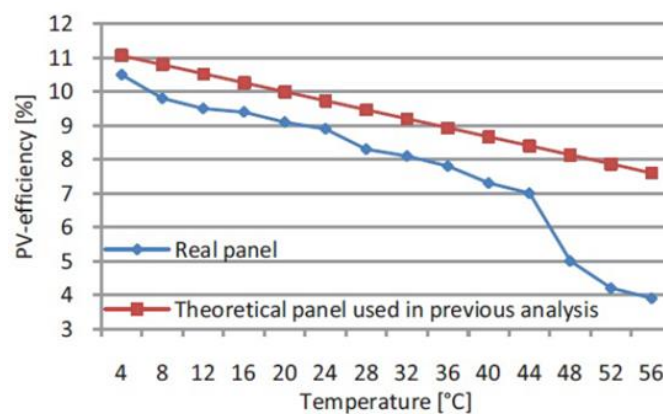


Figura 2.2. Efecto de la temperatura de funcionamiento de un panel fotovoltaico sobre su eficiencia, comparando resultados experimentales con el modelo teórico (Kozak et al., 2009).

En definitiva, la temperatura de funcionamiento de las células fotovoltaicas afecta negativamente a la producción eléctrica. Se ha observado en este análisis la influencia que tiene la temperatura sobre ciertas variables inherentes al comportamiento eléctrico de la célula.

2.3 Sistemas de refrigeración de paneles fotovoltaicos

Vista la negativa influencia de la temperatura en el funcionamiento de los paneles fotovoltaicos, surge la necesidad de analizar los métodos de refrigeración estudiados y empleados. Existen básicamente dos métodos a seguir: la refrigeración pasiva y la refrigeración activa. La refrigeración pasiva se basa en la utilización de sólidos de alta conductividad térmica o en el empleo de elementos tales como aletas para la disipación de calor. Incluso en los casos más complejos, se plantea el cambio de fase. La aplicación de esta investigación trata, además, de obtener un flujo de aire en unas condiciones térmicas determinadas. Por este motivo, resulta más interesante que el análisis se centre en el estudio de la refrigeración activa, que consiste en el empleo de algún tipo de fluido, como aire o agua, para reducir la temperatura del panel.

A continuación se describen diferentes técnicas de refrigeración activa, haciendo especial hincapié en aquellas en las que se emplee aire como fluido caloportador, que es el caso que nos atañe.

Agua como fluido caloportador

En la refrigeración de los paneles fotovoltaicos mediante líquidos, el más utilizado es el agua. Una de las razones del uso del agua como fluido refrigerante es su bajo índice de refracción ($n=1,3$), valor intermedio entre el vidrio ($n=1,5$) y el aire ($n=1$), siendo también el fluido más abundante en la Tierra y, por tanto, el menos costoso. Además de ayudar a mantener limpia la superficie, el agua reduce la reflexión entre el 2 y el 3,6%, disminuyendo la temperatura de la célula y aumentando su rendimiento.

Abdolzadeh y Ameri (2008), estudiaron el efecto de la pulverización de agua sobre paneles fotovoltaicos en una instalación de bombeo, lo que producía una disminución en la temperatura de la célula y de la reflexión (Short y Oldach 2003; Argaw 1995). Se observó que el agua producía un aumento del rendimiento en torno al 3%, tanto para la transmitancia óptica como la generación eléctrica.

Otros estudios, como el de Krauter (2004), optan por hacer circular un flujo de agua en forma de capa delgada sobre la cara frontal del módulo fotovoltaico. El agua absorbe gran parte del calor generado por el módulo y, además, su evaporación contribuye aún más a la disminución de la temperatura. Se consiguen mejoras de rendimiento de hasta el 12%. La capa de agua se generaba a través de su rocío sobre la cara anterior del panel,

mediante una serie de boquillas situadas en la parte superior, tal como se puede ver en la Figura 2.3.

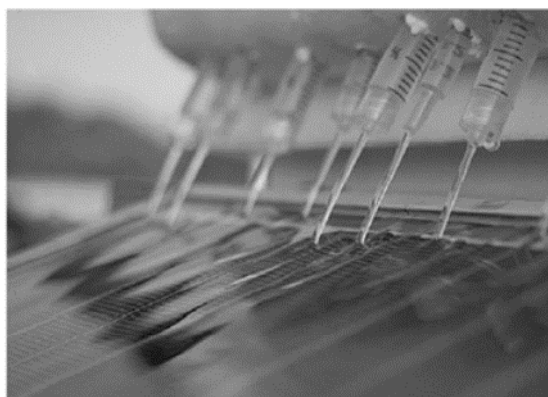


Figura 2.3. Creación de la capa de agua sobre el módulo fotovoltaico a través de las boquillas (Krauter, 2004).

Otro método de refrigeración de los paneles empleando agua es haciéndola pasar por su parte posterior, como estudió Wilson (2007), que además lo llevó a cabo aprovechando un salto hidráulico. En su estudio se logra obtener un modelo matemático que se ajusta a los resultados experimentales, obteniendo una reducción de la temperatura desde los 60°C hasta los 28°C, lo que supone un aumento del 12,8% de la eficiencia sin reducir la tensión de circuito abierto, V_{oc} . Esta reducción de 32°C en la temperatura de la célula se compara con los 22°C obtenidos por Krauter (2004), que hacía circular el agua por la parte frontal del módulo.

Brogren y Karlsson (2002) hacen un balance de los distintos sistemas de refrigeración por agua estudiados y sugieren que la circulación de agua mediante conductos por la parte de atrás de la célula es la más eficaz. Sin embargo, como se ha visto, Krauter (2004) o Abdolzadeh y Ameri (2008), demuestran más tarde que la distribución de agua en la parte frontal del panel consigue buenos resultados. Este método, por el contrario, corre el riesgo de que se creen depósitos de cal sobre la cara de las células, reduciendo por tanto su eficacia.

Conviene finalmente señalar que, aunque se produzcan importantes mejoras de eficiencia empleando agua como fluido refrigerante, para implementar este tipo de sistemas se requiere de equipos que incluyan bombas, en la mayoría de los casos, y es necesaria una labor de mantenimiento continua de conducciones y calidad de agua. Es preciso recordar que puede existir el riesgo de aparición de bacterias, como la legionela, al tratarse de circuitos cerrados de agua sin renovar y a altas temperaturas. Por este motivo, la refrigeración por aire, que veremos a continuación, puede suponer un salto de sencillez y facilidad en la refrigeración de paneles fotovoltaicos.

Aire como fluido caloportador

Existen numerosos estudios que tratan la refrigeración de paneles fotovoltaicos empleando aire. Este proceso se puede llevar a cabo mediante convección natural o convección forzada, presentando cada uno de ellos sus ventajas e inconvenientes.

El presente trabajo se origina a partir del estudio desarrollado por Mazón (2014), el cual analiza la variación del rendimiento eléctrico de paneles fotovoltaicos al ventilarlos con aire a través de un canal bajo los mismos. Se realizaron ensayos en convección natural y en convección forzada mediante un ventilador de impulsión y a distintas velocidades, variando también la relación de aspecto del canal. La velocidad máxima de ensayo fue de aproximadamente 10 m/s. La instalación experimental con la que se trabajó se puede ver en la Figura 2.4. En paralelo se ensayó también un panel fotovoltaico de las mismas características, pero sin ningún canal de refrigeración bajo el mismo para determinar las mejoras logradas con la ventilación. Algunos resultados muestran comportamientos como el aumento del 19% de la potencia generada entre niveles de velocidad del aire de refrigeración de 6 m/s y de 0,5 m/s, correspondiendo este último valor a convección natural, para el módulo refrigerado. Se muestra, además, que a mayores valores de relación de aspecto se consigue reducir la temperatura del panel en mayor medida. Este trabajo ha servido de base para el desarrollo del estudio actual.



Figura 2.4. *Instalación experimental. Panel simple (izquierda), panel con canal de refrigeración (derecha) (Mazón, 2014).*

Otro estudio similar al descrito es el que desarrollaron Tiwari et al. (2006), llevando a cabo la evaluación del rendimiento de los módulos fotovoltaicos integrando un conducto de aire en su cara posterior, del mismo modo que Mazón (2014), con lo que se obtenía una mayor eficiencia en la generación de energía eléctrica.

Por norma general, los métodos de refrigeración por aire de paneles fotovoltaicos suelen implementarse con circulación de éste bajo el panel a través de canales o conductos, haciendo que el aire contacte con la cara posterior del módulo. En este sentido, algunos estudios se centran en analizar el comportamiento térmico del sistema, tal como se pretende en el presente estudio.

Brinkworth (2000) hace una estimación del flujo y de la transferencia de calor que tienen lugar en un conducto inclinado de refrigeración de módulos fotovoltaicos. Analiza el comportamiento del flujo en este conducto ante diferentes condiciones de convección natural, según la presencia de viento y en función de los valores de temperatura. Relaciona las distintas variables que toman parte en el problema con la generación de regímenes laminares o turbulentos en el interior del canal.

Por su parte, Moshfegh y Sandberg (1998) realizan un estudio similar al de Brinkworth (2000), aunque desde un punto de vista diferente, llegando a describir ciertos comportamientos térmicos en el canal de ventilación del panel referentes a la distribución de temperaturas en el mismo. Se expone que el perfil de velocidad del aire en el interior del conducto presenta unos máximos en las zonas próximas a las paredes, mientras que la velocidad se reduce considerablemente en la zona central. Esto se debe a un mayor calentamiento del panel en la periferia debido a la influencia de la capa límite. Sin embargo, este efecto es representativo en convección natural o a velocidades bajas.

Un trabajo bastante relacionado con las líneas planteadas en el estudio presente es el de Tonui y Tripanagnostopoulos (2007). Este trabajo trata de buscar un sistema aplicado a paneles fotovoltaicos convencionales que mejore la transmisión de calor entre el panel y el aire que se hace pasar bajo el mismo. El objetivo es, al igual que en nuestro caso, obtener una modificación sencilla y de bajo coste que permita su aplicación a una instalación ya existente. Se propone, por un lado, intercalar entre el panel y la superficie, una plancha metálica que mejore la transferencia de calor de las paredes del canal al flujo de aire. Otra de las mejoras propuestas consiste en unas aletas metálicas rectangulares situadas en la superficie sobre la que se instala el panel, aumentando el área involucrada en la transmisión del calor. Colocar las aletas en la parte posterior del panel produce un mayor rendimiento térmico. Sin embargo, lo que realmente pretende este estudio es adoptar una solución sencilla que suponga la menor complejidad de instalación posible y que, a la vez, mejore la eficiencia energética.

Uno de los campos de estudio más extendidos dentro de la energía solar fotovoltaica es la integración de la misma en edificios, las aplicaciones conocidas como BIPV (Building Integrated Photovoltaics). Estos estudios pueden aportar información desde el punto de vista de la energía térmica en este tipo de instalaciones, acercándose en mayor medida al objetivo deseado en este trabajo. Sanvicente (2013) estudia el potencial térmico de una instalación fotovoltaica integrada en un edificio, con la idea de dar uso a la morfología típica de módulos fotovoltaicos para favorecer la transferencia de calor al aire o a la superficie sobre la que se instala el módulo, a la vez de mejorar la eficiencia eléctrica de los mismos. En este caso, diferentes configuraciones son ensayadas, modificando las condiciones térmicas de contorno y la inclinación del panel, con el objetivo de determinar la situación que mejores prestaciones térmicas aporte. Por su parte, Sandberg y Moshfegh (2002) analizan el comportamiento del flujo de aire en módulos fotovoltaicos situados en fachadas de edificios, identificando el efecto que produce la geometría del canal de paso del aire, así como la situación de los paneles.

Finalmente, una de las tecnologías ya existentes es la de paneles solares híbridos, los cuales combinan el efecto del panel solar térmico de aire con el del panel fotovoltaico en un mismo módulo. Entre los múltiples estudios dedicados a este propósito, encontramos el de Srinivas y Jayaraj (2013). Este estudio ensaya un prototipo experimental que integra en un mismo módulo las células fotovoltaicas y una serie de canales de paso del aire. Evalúa el rendimiento eléctrico y térmico del sistema, implementando las condiciones de ensayo y el sistema de medición de variables de una forma muy similar a la prevista en nuestro trabajo.

2.4 Uso de paneles fotovoltaicos en sistemas de refrigeración por desecantes

Como se ha comentado anteriormente, los sistemas de refrigeración por enfriamiento evaporativo suelen incorporar dispositivos de deshumidificación, tales como las ruedas desecantes. Estos sistemas pueden llevar acoplados elementos basados en el aprovechamiento de la energía solar, normalmente captadores solares térmicos o paneles fotovoltaicos, conformando las llamadas aplicaciones de refrigeración solar mediante desecantes. De esta manera, se consigue mejorar la eficiencia global de la instalación. Las tecnologías de aprovechamiento de energía solar suelen emplearse, en estos casos, como apoyo a la regeneración de la rueda desecante. En nuestro caso se plantea específicamente el uso de paneles fotovoltaicos. Se describen a continuación una serie de trabajos y estudios que incluyen el uso de paneles fotovoltaicos aplicados en sistemas de refrigeración por desecantes.

Ge et al. (2014) realizan una revisión de los sistemas de refrigeración por desecantes empleando distintos tipos de captador solar térmico y empleando sistemas híbridos. Se analizan distintas configuraciones empleando colectores solares térmicos de agua y de aire, obteniendo datos de numerosas ciudades del mundo, algunos de forma experimental y otros de forma simulada. Queda resaltada la ventaja de los colectores de aire frente a los de agua en la no necesidad de un intercambiador de calor, lo que da lugar a una mayor sencillez y ahorro de costes.

Mei et al. (2006) llevan a cabo el estudio de una instalación situada en la azotea de una biblioteca en Mataró (Barcelona), que utiliza para la regeneración de la rueda desecante el apoyo de una serie de captadores solares térmicos de aire con una etapa de precalentamiento. Dicha etapa de precalentamiento se logra haciendo pasar el aire bajo paneles fotovoltaicos, instalados tanto en la azotea como en la fachada del edificio, tal como muestra el esquema de la Figura 2.5. La instalación consigue generar una potencia de refrigeración de 43580 kWh con un COP de 0,518. El incremento de temperatura del aire conseguido de forma conjunta por los paneles fotovoltaicos y los colectores de aire es de 35 a 40°C.

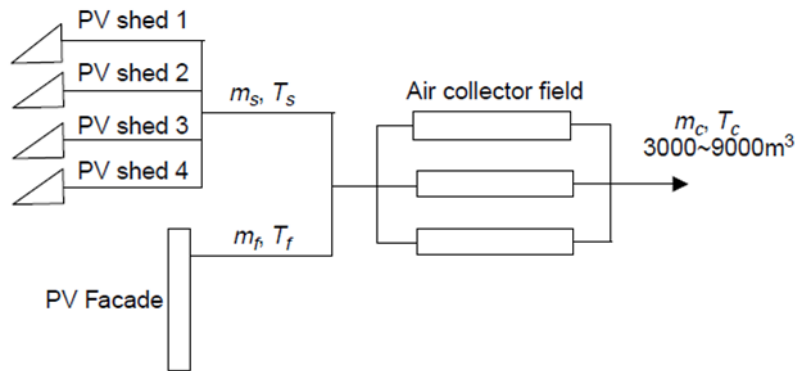


Figura 2.5. Esquema del sistema solar de aire (Mei et al. 2006).

Otra configuración es la presentada por Marco et al. (2009), que emplea el aire que retorna del local climatizado para la refrigeración de paneles fotovoltaicos, consiguiendo así aumentar la temperatura del aire, y aplica este flujo directamente a la regeneración de la rueda desecante. Plantea como variantes dos alternativas al sistema original, incluyendo en una un intercambiador de calor previo a los paneles fotovoltaicos, mientras que en la otra se incluye una bomba de calor para enfriar el aire de proceso en la zona del evaporador y para calentar el aire de regeneración en la zona del condensador, antes de pasar por los paneles fotovoltaicos.

En definitiva, aquellos sistemas de refrigeración por desecantes que incorporan apoyo energético solar consiguen una mejora de su eficiencia global. Se ha observado además, la incorporación de paneles fotovoltaicos en estos sistemas, en la mayoría de los casos desempeñando la función de colectores solares térmicos de aire. Surge entonces la necesidad de caracterizar el potencial térmico del sistema de refrigeración por aire de paneles fotovoltaicos, orientado a su uso en la regeneración de ruedas desecantes, utilizando el aire de refrigeración como apoyo al foco caliente necesario.

3 DISEÑO DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Una vez presentado el problema general y analizados los estudios relacionados con el mismo, se describe a continuación el proceso de diseño llevado a cabo para la implementación de la instalación experimental.

Se parte de la idea inicial de establecer un flujo de aire bajo un panel fotovoltaico, el cual se encuentra instalado sobre una superficie aislante inclinada, quedando un canal entre ambos. Se pretende ensayar la instalación a distintas velocidades del aire en convección libre y en convección forzada en aspiración, así como a distintas alturas del canal.

Como se describe en capítulos anteriores, la función principal del sistema es aumentar la temperatura del aire empleado en la ventilación de paneles fotovoltaicos. Para potenciar este efecto se propone una mejora respecto al sistema básico, consistente en introducir en el canal de refrigeración una serie de placas intercaladas que obstaculicen el paso del aire. Esto aumentaría el tiempo de residencia del aire bajo el panel y permitiría una transmisión de calor más efectiva, aumentando así el salto de temperatura del aire entre la entrada y la salida. Por este motivo, se proyecta la construcción de dos configuraciones colocadas en paralelo para su ensayo en las mismas condiciones. Una de ellas, a la que llamaremos Configuración A, dispone de un canal de refrigeración libre de paso para el aire, mientras que la otra, a la que llamaremos Configuración B, es aquella en la que se intercalan las placas obstaculizantes.

El esquema general de la instalación consiste en dos paneles fotovoltaicos (Figura 3.1), colocados uno junto a otro, sobre una estructura inclinada.

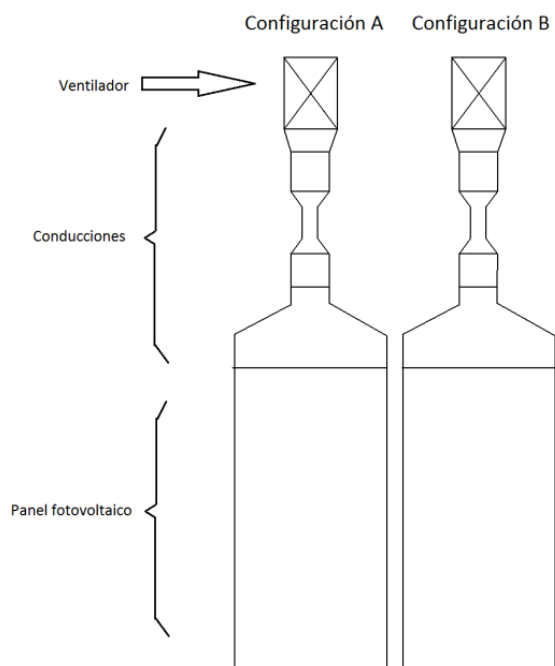


Figura 3.1. Vista en planta del esquema general de la instalación experimental.

Bajo los paneles y en paralelo a los mismos, se dispone una placa aislante a una cierta distancia, quedando así un canal rectangular para el paso del aire entre el aislante y los paneles fotovoltaicos. El canal bajo cada panel es independiente y queda separado del otro por una pared intermedia. La parte alta del canal, que constituye la salida del aire, se conecta a través de una serie de conducciones a un ventilador de sección circular, por lo que se pueden distinguir dos secciones de distinta naturaleza en el sistema: la sección rectangular bajo los paneles y la sección circular entre los paneles y el ventilador.

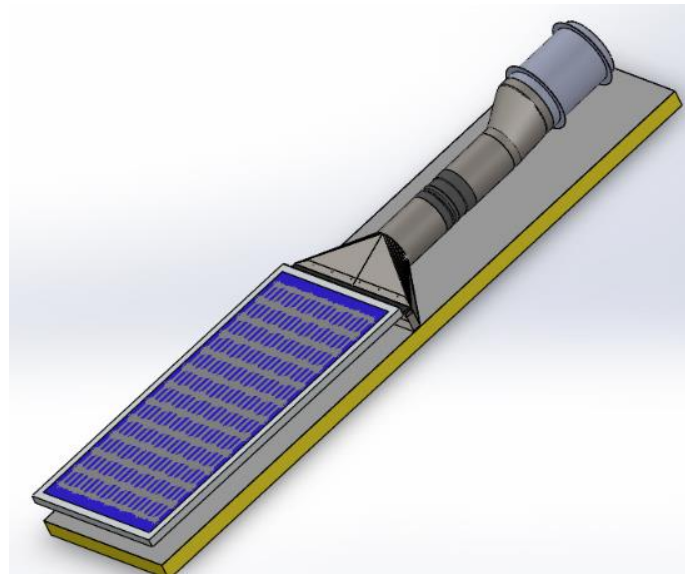


Figura 3.2. Simulación en 3D de la configuración A.

Para lograr el objetivo principal de este estudio es necesario caracterizar la potencia térmica extraída del sistema a través del aire en el proceso de refrigeración. Esta potencia es función de las condiciones ambientales, del gasto másico de aire y del salto de temperatura que se produce entre la entrada y la salida del sistema, por lo que también será objeto de estudio la determinación de estas variables. Por otro lado, resulta interesante conocer la distribución de temperaturas en las superficies que componen el sistema, permitiendo así, realizar un estudio térmico más exhaustivo. Como un objetivo secundario, presenta especial interés aprovechar el proceso experimental para determinar la mejora de la eficiencia eléctrica de los paneles fotovoltaicos en su proceso de refrigeración.

Para abordar el diseño de la instalación se procede del siguiente modo. En primer lugar se realiza una selección de variables susceptibles de ser medidas para caracterizar el problema. El siguiente paso es establecer los rangos de estas variables en función de las condiciones de ensayo previstas. A continuación se procede a la selección de la instrumentación y al diseño de los elementos estructurales. Posteriormente se describe el diseño del sistema de adquisición y acondicionamiento de datos.

3.1 Selección de las variables a medir

El objetivo principal del estudio es determinar la potencia térmica obtenida de la instalación. Su valor viene dado por

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T, \quad (3.1)$$

donde \dot{m} representa el gasto másico en el interior del canal, C_p el calor específico del aire a presión constante y ΔT el salto de temperatura del aire entre la entrada y la salida.

El valor del gasto másico viene determinado, a su vez, por

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v_m, \quad (3.2)$$

donde ρ representa la densidad del aire, A la sección de paso del mismo y v_m su velocidad media.

Por su parte, para el cálculo de la densidad del aire se recurre a condiciones atmosféricas, quedando su expresión del siguiente modo:

$$\rho = \frac{P_{atm}}{R_{aire} \cdot T_{amb}}, \quad (3.3)$$

siendo P_{atm} la presión atmosférica, R_{aire} la constante universal de los gases ideales para el aire y T_{amb} la temperatura ambiente.

Una función obtenida a partir de la potencia térmica es el rendimiento térmico, el cual viene expresado por

$$\eta_{term} = \frac{\dot{Q}}{G \cdot S}, \quad (3.4)$$

donde G es la irradiancia y S la superficie del panel fotovoltaico expuesta a la misma.

Como objetivo secundario de este estudio, se planteaba el análisis de la respuesta eléctrica de los paneles. El indicador más representativo al que se puede acudir es el rendimiento eléctrico.

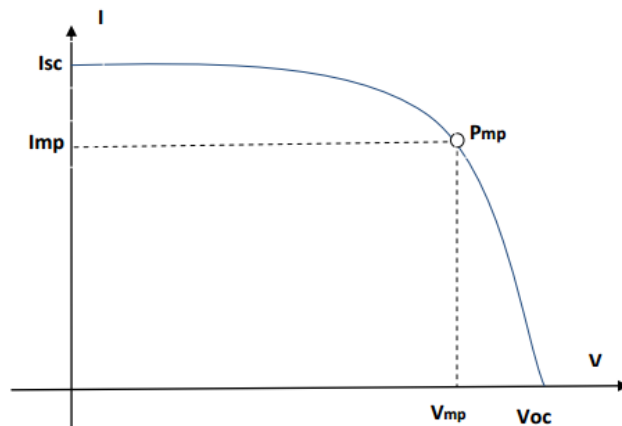


Figura 3.3. Curva I-V de un módulo fotovoltaico.

Los paneles fotovoltaicos presentan una curva característica (curva I-V), tal como se muestra en la Figura 3.3 donde se enfrentan su intensidad y su tensión de funcionamiento medidos experimentalmente en unas condiciones determinadas de radiación y de temperatura.

Variando el punto de funcionamiento del panel desde la intensidad de cortocircuito, I_{sc} , hasta la tensión de circuito abierto, V_{oc} , se pueden medir diversos pares de valores I-V que, interpolando, dan lugar a la curva I-V.

El punto de funcionamiento del panel en la curva delimita, como vértice superior derecho, un rectángulo cuya área se encuentra geoméricamente relacionada con la potencia generada por el panel. Existe un determinado punto de funcionamiento, denominado punto de máxima potencia, P_{mp} , que cumple que el área del rectángulo descrito, tal como se muestra en la Figura 3.3, es máxima. Los valores de tensión e intensidad alcanzados por el panel en ese punto se corresponden con la tensión de máxima potencia, V_{mp} , y la intensidad de máxima potencia, I_{mp} , respectivamente. El producto de ambas variables define la potencia máxima del panel en esas condiciones:

$$P_{mp} = V_{mp} \cdot I_{mp} , \quad (3.5)$$

Para determinar el punto de máxima potencia es necesario acudir al circuito simplificado de la célula solar.

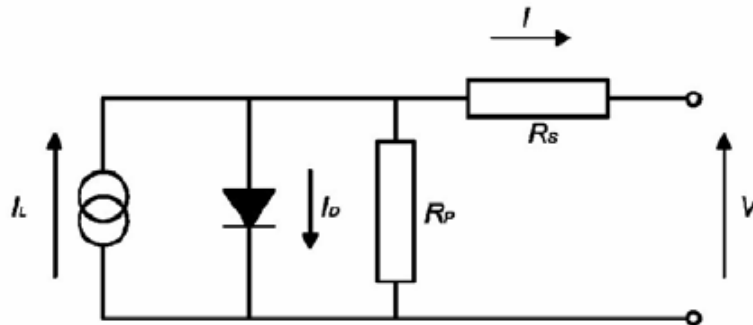


Figura 3.4. Circuito equivalente de una célula fotovoltaica.

El comportamiento de una célula cuando funciona como generador de corriente puede explicarse como la diferencia entre la corriente fotogenerada I_L , debida a la generación de portadores en la iluminación, y a la corriente del diodo I_D , que corresponde a la corriente en oscuridad por la recombinación de portadores que produce el voltaje externo. Si se considera el valor de la resistencia paralelo R_p muy elevado, como suele ocurrir en la mayoría de los casos, se puede despreciar el término de corriente paralelo I_p y la corriente generada por la célula quedaría:

$$I = I_L - I_0 \cdot \exp\left(\frac{V+I \cdot R_s}{m \cdot vt} - 1\right) , \quad (3.6)$$

donde I_L es la corriente fotogenerada; I_0 es la corriente de saturación del diodo; R_s es la resistencia serie; m es el factor de idealidad del diodo; vt es el voltaje térmico ($vt=k \cdot T/q$; k la constante de Boltzman, T_c la temperatura de la célula en Kelvin y q la carga del electrón).

La potencia es, por tanto:

$$P = V \cdot I = V \cdot I_L - V \cdot I_0 \cdot \exp\left(\frac{V+I \cdot R_s}{m \cdot v_t} - 1\right), \quad (3.7)$$

El punto de máxima potencia es aquél en el que la derivada de la potencia es nula. El valor de la tensión en el punto de máxima potencia V_{mp} se obtiene entonces de esa ecuación.

$$\frac{dP}{dV} = 0, \quad (3.8)$$

Se define, por tanto, el rendimiento eléctrico de un panel fotovoltaico como el cociente entre la potencia máxima que puede generar en unas condiciones determinadas y la potencia lumínica captada en dichas condiciones:

$$\eta_{elect} = \frac{P_{mp}}{G \cdot S}, \quad (3.9)$$

De esta forma, se establece una lista de variables primarias que es necesario medir para trabajar con las ecuaciones planteadas.

Condiciones ambientales

Las variables ambientales empleadas en el desarrollo de este estudio son cinco. Dos de ellas, la temperatura ambiente, T_{amb} , y la presión atmosférica, P_{atm} , se requieren para el cálculo de la densidad del aire. Además, la temperatura ambiente aporta información acerca del estado térmico del aire a la entrada del canal de ventilación. En tercer lugar encontramos la irradiancia. Esta variable resulta muy útil para visualizar el comportamiento del sistema con su variación, ya que de ella depende la energía de entrada en el mismo. Su medida resulta imprescindible para determinar los rendimientos térmico y eléctrico. Por otra parte, la medida de variables tales como la velocidad y la dirección del viento resultan necesarias para evaluar su efecto sobre el sistema.

Temperatura

Para calcular la potencia térmica obtenida del sistema es necesario medir la temperatura del aire a la entrada y a la salida del canal. Además, como se comentaba al inicio de este capítulo, la medida de la temperatura de la superficie del módulo fotovoltaico en la cara orientada al interior del canal y la medida de la temperatura de la superficie del material aislante sobre el que se instala resultan de especial interés para conocer en profundidad el comportamiento térmico del sistema. Se busca, en este sentido, caracterizar el perfil térmico en distintas zonas y analizar la distribución de temperaturas en el sistema.

Velocidad

La velocidad del aire en el canal es uno de los factores determinantes de este estudio. A parte de ser una de las variantes propuestas en el ensayo de la instalación, su medida es necesaria para determinar el gasto másico y así poder calcular la potencia térmica obtenida del sistema.

Presión

La presencia de obstáculos en el canal de la Configuración B va a producir, previsiblemente, una pérdida de carga a considerar. Para establecer el flujo forzado se van a requerir distintas condiciones en cada una de las dos configuraciones propuestas y los niveles de presión que se van a generar en los dos canales no van a ser iguales. Se proyecta la configuración B como una mejora del sistema básico, pero se prevé que la sobrepresión que se pueda producir en el interior del canal, en este caso, pueda resultar un efecto negativo, tanto para la integridad de la instalación como para la energía necesaria en la generación del flujo forzado. Con el fin de caracterizar este efecto, surge la necesidad de medir la presión para cuantificar la pérdida de carga en ambas configuraciones y comparar así los efectos que se producen en cada una.

Variables eléctricas

Para determinar el rendimiento eléctrico de los paneles fotovoltaicos es necesario conocer la potencia que generan en el punto de máxima potencia. Para lograr este fin es necesario trazar la curva I-V del panel, donde quedan implícitos los valores de tensión e intensidad en el punto de máxima potencia, V_{mp} e I_{mp} , además de los valores de tensión de circuito abierto, V_{oc} , e intensidad de cortocircuito, I_{sc} .

3.2 Selección de equipos

A continuación se desglosa el proceso de selección de equipos en función de la variable a medir o de la naturaleza del elemento a seleccionar y se describen sus características.

Se hace una diferenciación entre:

- a) Condiciones ambientales: aquellos instrumentos que nos permiten obtener los valores de radiación solar y otras variables meteorológicas representativas.
- b) Variables de operación: medición de los parámetros propios específicos que posibilitan la caracterización de la instalación experimental de estudio.
- c) Otros elementos de la infraestructura: componentes de la instalación, tales como los paneles fotovoltaicos o los ventiladores, que son necesarios para desarrollar la instalación en estudio, pero no se encuadran en ninguno de los anteriores grupos.

Algunos de los equipos descritos a continuación, como los sensores que miden las variables ambientales o los paneles fotovoltaicos, estaban ya disponibles por su uso en trabajos anteriores, por lo que han sido aprovechados en el desarrollo de este estudio para intentar reducir el coste del mismo. Para ello se ha seleccionado el material que podía resultar de utilidad en este trabajo y se ha sometido a un proceso de comprobación que ha permitido identificar qué equipos estaban listos para su uso. Por su parte, el resto de material necesario para la construcción e instrumentación de la instalación se ha obtenido a través de un proceso de compra. Este proceso ha incluido la búsqueda de distribuidores y fabricantes, el contacto con los mismos y la gestión de pedidos y envíos de material.

3.2.1 Condiciones ambientales

Temperatura ambiente

La medida de temperatura ambiente se realiza mediante un transductor que emplea un sensor de temperatura Pt1000 clase A (Figura 3.5.), basado en la variación de la resistencia del platino con la temperatura. Para obtener el dato de temperatura, el transductor lleva incorporado un detector de temperatura por resistencia (RTD). En este caso se trata de una Pt1000 clase A, DDIN-EN 60571. Este tipo de RTD se caracteriza por presentar una resistencia de 1000 Ω cuando se encuentra a 0°C. La principal característica del platino en este sentido es que su resistencia se comporta de una forma prácticamente lineal con la temperatura, lo que permite conocer el valor de la temperatura en función de su resistencia. En cuanto a la precisión, alrededor de los 0°C, Clase A es $\pm 0.15^\circ\text{C}$ y Clase B es $\pm 0.30^\circ\text{C}$.



Figura 3.5. Sensor de temperatura ambiente.

La normativa recoge que el sensor no debe estar expuesto a la radiación solar directa para efectuar la medida, sino que debe encontrarse sombreado respecto a la misma. El transductor lleva incorporado como accesorio una pantalla o protector de radiación solar, tal como se puede observar en la esquina superior derecha de la Figura 3.5.

A continuación se resumen las características del sensor de temperatura ambiente.

| | |
|-----------------------|--------------------------------------|
| Instrumento | SENSOR Tª AMBIENTE |
| Ref. | TAHR |
| Fabricante | E+E ELEKTRONIK |
| Modelo | EE21-FT1A56/T24 |
| Tipo de sensor | PT1000 CLASE A |
| Material | Policarbonato |
| Precisión | ±0,2°C a 20°C ±0,4°C a 0°C y 45°C |
| Alimentación | 10-35 Vcc |
| Salida | 0-1 Vcc |

Tabla 3.1. Resumen de características del sensor de temperatura ambiente.

NOTA: en todas las tablas de características de equipos mostradas en este capítulo, el identificativo “Ref.” hace referencia al nombre que se adjudica a cada elemento de la instalación para su identificación en la misma. En el caso de que aparezcan varios nombres quiere decir que se emplean tantos elementos de ese tipo como nombres haya.

Presión atmosférica

Para medir la presión atmosférica se emplea un barómetro electrónico (Figura 3.6) que utiliza un sensor piezoresistivo compuesto por una membrana cuya deflexión nos proporciona el valor de la medida de la presión. La señal de salida de este sensor está condicionada para proveer un voltaje o corriente de salida linealmente proporcional a la presión atmosférica.



Figura 3.6. Barómetro de presión atmosférica.

Las especificaciones técnicas del sensor se recogen en la Tabla 3.2.

| | |
|---------------------------------|-----------------------|
| Instrumento | BARÓMETRO |
| Ref. | PA |
| Fabricante | DELTA OHM |
| Modelo | HD 9408T BARO |
| Tipo de sensor | Piezoresistivo |
| Rango de funcionamiento | 800 a 1100 mbar |
| Precisión | $\pm 0,4$ mbar a 20°C |
| Temperatura de operación | -40 a +60°C |
| Alimentación | 9-30 Vcc |
| Salida | 0-5 Vcc |
| Demanda de corriente | 14,5 mA |

Tabla 3.2. Resumen de características del barómetro de presión atmosférica.

Radiación

Para medir la radiación solar es necesario disponer de un piranómetro. En este caso se va a medir la radiación global y, para ello, se cuenta con un equipo basado en el efecto termoeléctrico, que consiste en la conversión directa de la diferencia de temperatura a voltaje eléctrico. El piranómetro se coloca a la misma inclinación que los paneles fotovoltaicos en la instalación. En la Figura 3.7 se muestra el dispositivo seleccionado.

Debido a la distancia que separa el punto donde se prevé instalar el dispositivo y el punto donde se registran los datos, se necesita un amplificador de corriente que permita adecuar la señal de salida del piranómetro a los niveles requeridos.



Figura 3.7. Piranómetro de radiación global.

A continuación se muestra la tabla que recoge las características del piranómetro seleccionado y de su correspondiente amplificador de señal.

| | |
|-----------------------------|--|
| Instrumento | PIRANÓMETRO |
| Tipo de radiación | GLOBAL |
| Ref. | GGL2 |
| Fabricante | EPLAB/EPPLEY Lab. Inc. |
| Modelo | SECONDARY STANDARD PSP |
| Nº de serie | 35686F3 |
| Rango de temperatura | -20°C a +40°C |
| Resistencia | 706Ω 23°C |
| Sensibilidad | 8,40·10 ⁻⁶ V/Wm ⁻² |
| Rango de medida | (0-1400) W/m ² |
| Precisión | ±0,5% FS |
| | |
| Instrumento | AMPLIFICADOR DE CORRIENTE AC-420 |
| Nº de serie | 0906006 |
| Rango de temperatura | -20°C a +50°C |
| Deriva de cero | <0,25 μA/°C |
| Deriva de rango | <0,01 %/°C |
| Tensión de lazo | 8-28 V _{DC} |
| Precisión | 0,1% |
| Calibración | 0 mV → 4 mA |
| | 8,400 mV → 14,001 mA |

Tabla 3.3. Resumen de características del piranómetro de radiación global.

Velocidad y dirección del viento



Figura 3.8. Sensor de velocidad y dirección del viento.

Para la medida de la velocidad y dirección del viento se dispone de un anemómetro ultrasónico, tal como el que se muestra en la Figura 3.8. La principal ventaja de este dispositivo es que unifica la medida de la velocidad y la dirección en un mismo elemento. Además, no posee partes móviles.

Las características técnicas del anemómetro ultrasónico se muestran a continuación.

| Instrumento | SENSOR ULTRASÓNICO DE VELOCIDAD Y DIRECCIÓN DEL VIENTO | |
|---------------------------------|---|-----------|
| Ref. | VDW | |
| Fabricante | GILL INSTRUMENTS | |
| Modelo | WINDSONIC | |
| Magnitud específica | Velocidad | Dirección |
| Rango de funcionamiento | 0 a 60 m/s | 0 a 359° |
| Precisión | ±2% | ±3° |
| Resolución | 0,01 m/s | 1° |
| Temperatura de operación | -35 a +70°C | |
| Alimentación | 9-30 Vcc | |
| Demanda de corriente | 14,5 mA | |

Tabla 3.4. Resumen de características del sensor de velocidad y dirección del viento.

3.2.2 Variables de operación

Temperatura

Como se comentaba anteriormente, se desea medir la temperatura del aire a la entrada y a la salida del canal de refrigeración, la temperatura de la superficie del material aislante sobre el que se instalan los paneles y la temperatura de la cara posterior de los paneles.

Temperatura de superficie

Para las mediciones de temperatura de superficie se recurre a sondas de temperatura flexibles adhesivas Pt100 como la mostrada en la Figura 3.9. Se trata de detectores de temperatura de resistencia (RTD), basados en la variación de la resistencia del platino con la temperatura. Las Pt100 se caracterizan por presentar una resistencia de 100 Ω a 0°C.

Se ha escogido este tipo de sonda por estar compuesta por una lámina robusta de silicona que presenta alta resistencia en el ambiente exterior. Además, su característica adhesiva y su geometría la hacen especialmente diseñada para medir la temperatura de superficies.



Figura 3.9. Sonda de temperatura de superficie Pt100.

Una posible desventaja que afecta al uso de este dispositivo para medir la temperatura es el valor de la resistencia del elemento RTD. Al ser tan baja, la resistencia de los hilos conductores que conectan el sensor puede provocar errores importantes. En la denominada técnica de dos hilos (Figura 3.10a), la resistencia se mide en los terminales del sistema de adquisición de datos, por lo que la resistencia de los hilos forma parte de la cantidad desconocida que se pretende medir. Por el contrario, la medición a cuatro hilos (Figura 3.10b) mide la resistencia en los terminales del sensor, con lo cual la resistencia de los hilos queda eliminada de la medida. La contrapartida es que se necesita el doble de cables y el doble de canales de adquisición de datos. También es posible medir usando tres hilos, eliminando un cable, opción que ofrece una solución intermedia.

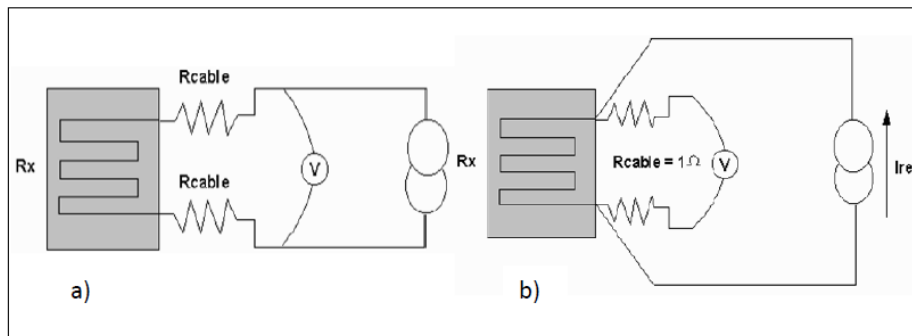


Figura 3.10. Principio de funcionamiento del detector de temperatura por resistencia. A (conexión a dos hilos). B (conexión a 4 hilos).

En nuestro caso, las sondas empleadas son de 4 hilos y sus características son las siguientes.

| Instrumento | SONDA Tª SUPERFICIE | | | |
|-------------------------|---|-------------|------------|--------------|
| | PANEL A | PLANCHA A | PANEL B | PLANCHA B |
| Situación | PANEL A | PLANCHA A | PANEL B | PLANCHA B |
| Ref. | TPA1-TPA9 | TPLA1-TPLA9 | TPB1-TPB12 | TPLB1-TPLB12 |
| Fabricante | TC Direct | | | |
| Modelo | PT100 Flexible adhesiva robusta | | | |
| Tipo de sensor | PT100 CLASE B (IEC 60751) | | | |
| Material | Silicona flexible | | | |
| Configuración | Pasivo 4 hilos | | | |
| Cable conexión | 6 metros aislado con teflón en malla metálica de acero inoxidable | | | |
| Rango de funcionamiento | -50 a +150°C | | | |
| Precisión | ±0,3°C a 20°C | | | |
| Dimensiones | 40x14x7mm | | | |

Tabla 3.5. Resumen de características de la sonda de temperatura de superficie.

Se colocarán, en cada configuración, el mismo número de sondas en el panel y en la superficie aislante. En el caso de la configuración A se emplearán 9 sondas en cada superficie y, en la configuración B, 12 sondas en cada superficie. Las posiciones de las mismas serán idénticas en la cara posterior de cada panel y en la superficie aislante enfrentada, tal como se muestra en la Figura 3.11 y la Figura 3.12.

CONFIGURACIÓN A

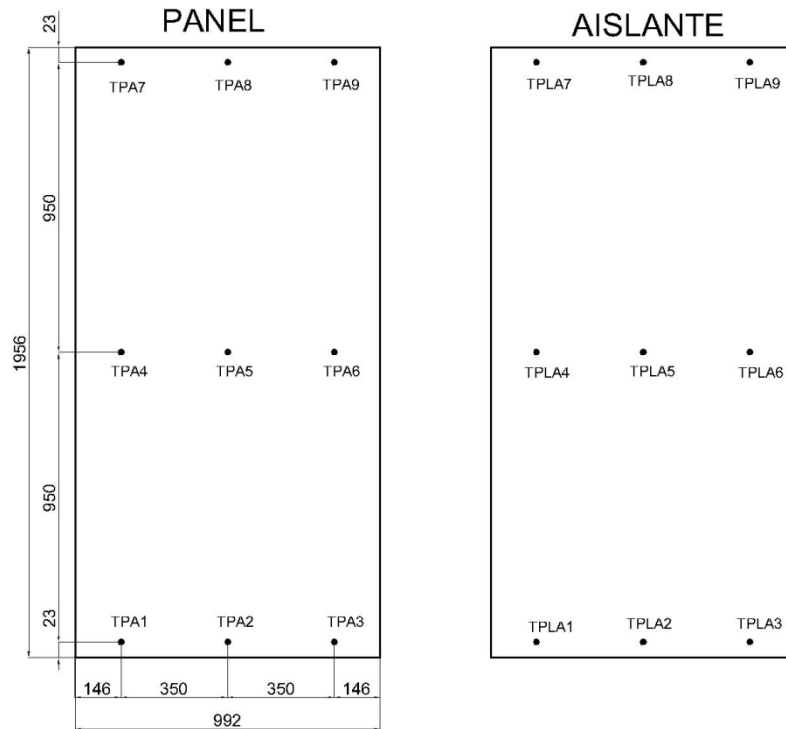


Figura 3.11. Distribución de sondas de temperatura de superficie en la Configuración A.

CONFIGURACIÓN B

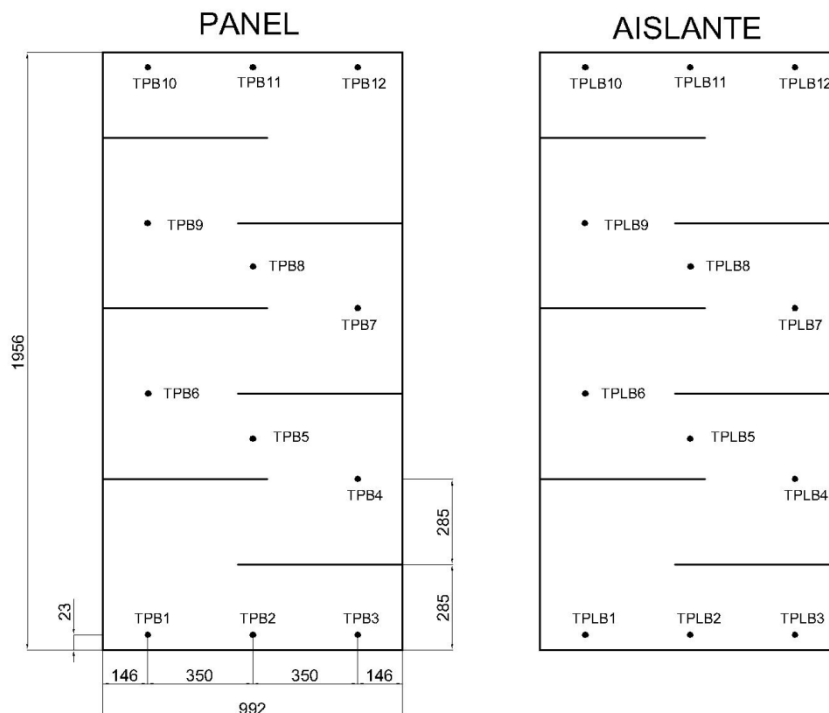


Figura 3.12. Distribución de sondas de temperatura de superficie en la Configuración B.

Temperatura del aire en el canal

Para la medida de temperatura del aire a la entrada y a la salida de los canales, hay disponible un determinado número de sondas de las utilizadas en trabajos anteriores (Mazón, 2014). Estas sondas presentan el aspecto mostrado en la Figura 3.13.



Figura 3.13. Sonda de temperatura de aire EE16.

Se trata de sondas RTD con un sensor Pt100, cuya naturaleza y funcionamiento es similar al descrito en el caso de las sondas de temperatura de superficie. La diferencia radica en que en este caso, el componente de platino que determina el valor de la temperatura no se encuentra protegido por una cápsula de silicona, sino que se sitúa en la punta de la varilla del sensor y queda expuesto al aire con una pequeña protección plástica.

Las características de este tipo de sensor se describen a continuación.

| Instrumento | SONDA T^a AIRE |
|--------------------------------|--|
| Ref. | TAA1, TAA2, TAA6, TAA7, TAB1, TAB2, TAB6, TAB7 |
| Fabricante | E+E ELEKTRONIK |
| Modelo | EE16 TypeA |
| Tipo de sensor | PT100 CLASE B |
| Rango de funcionamiento | -5 a +50°C |
| Precisión | ±0,3°C a 20°C |
| Configuración | Pasivo 4 hilos |

Tabla 3.6. Resumen de características de la sonda de temperatura de aire modelo EE16.

El deseo de obtener una amplia distribución de puntos de medida en las secciones de entrada y salida de los canales lleva a necesitar un mayor número de sensores de este tipo. Debido a que el modelo EE16 ya no se comercializa, nos vemos obligados a adquirir el nuevo modelo que lo sustituye, el EE431. Estas nuevas sondas presentan el aspecto mostrado en la Figura 3.14. El principio de funcionamiento es el mismo. Las únicas diferencias son las modificaciones en el diseño y el material con el que se fabrica la varilla, en cuya punta se realiza la medida. En la Tabla 3.7 aparecen las características de estos nuevos sensores.



Figura 3.14. Sonda de temperatura de aire modelo EE431.

| Instrumento | SONDA T ^a AIRE |
|--------------------------|--|
| Ref. | TAA3, TAA4, TAA5, TAA8, TAA9, TAA10, TAB3, TAB4, TAB5, TAB8, TAB9, TAB10 |
| Fabricante | E+E ELEKTRONIK |
| Modelo | EE431 Duct Sensor – 150mm |
| Tipo de sensor | PT100 CLASE B (DIN-EN 60751) |
| Material | Acero inoxidable |
| Rango de funcionamiento | -40 a +110°C |
| Precisión | ±0,3°C a 20°C |
| Velocidad aire soportada | 9 m/s |
| Configuración | Pasivo 2 hilos |
| Dimensiones | Longitud de varilla = 150mm; Diámetro de varilla = 6mm |

Tabla 3.7. Resumen de características de la sonda de temperatura de aire modelo EE431.

La disposición de los puntos de medida de la temperatura del aire en cada sección de entrada y salida del canal es la siguiente. (Las distribuciones mostradas quedan representadas tomando la sección de entrada como punto de observación).

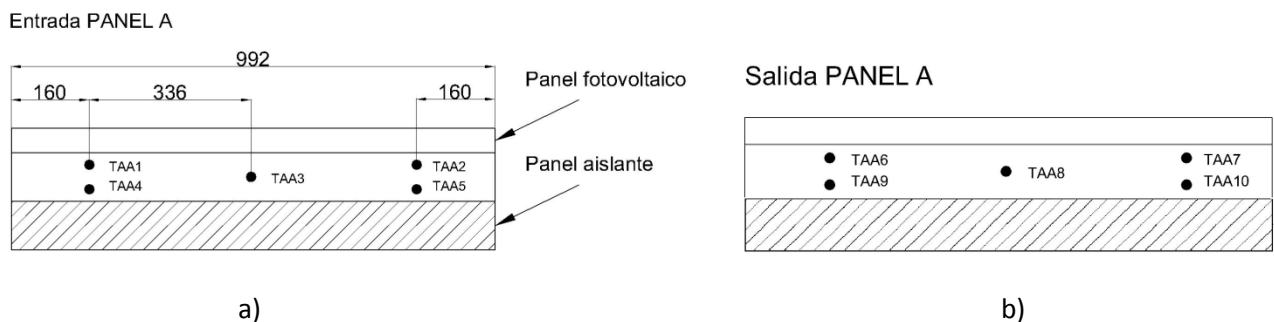


Figura 3.15. Distribución de sensores de temperatura de aire en la Configuración A.
a) Entrada del canal. b) Salida del canal.

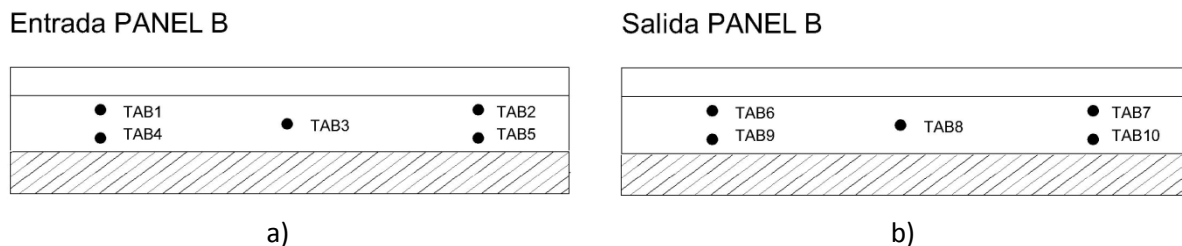


Figura 3.16. Distribución de sensores de temperatura de aire en la Configuración B.
a) Entrada del canal. b) Salida del canal.

Velocidad del aire en el canal

Para determinar la velocidad del aire en el canal se plantea la idea de utilizar un tubo de Venturi. El tubo de Venturi consiste en un tubo formado por dos secciones cónicas unidas mediante un tramo más estrecho. El fluido que circula por él, aumenta su velocidad al ver reducida la sección, cumpliendo así con la ley de conservación de la masa. El aumento de la velocidad del fluido en el interior del conducto cerrado se traduce en una disminución de la presión, tal como describe el efecto Venturi. De esta manera, midiendo la diferencia de presión entre las dos secciones diferenciadas, se obtiene, a través de la ecuación de Bernoulli y la ecuación de conservación de la masa o ecuación de continuidad, la velocidad del fluido en cualquiera de las dos secciones.

$$\text{Ec. Bernoulli: } \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2}{2 \cdot g} + z_2, \quad (3.10)$$

$$\text{Ec. conservación de la masa: } A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2, \quad (3.11)$$

donde P_1, v_1, z_1 y A_1 son la presión, la velocidad, la cota y el área de paso del fluido, respectivamente, en la sección 1, y P_2, v_2, z_2 y A_2 son la presión, la velocidad, la cota y el área de paso del fluido en la sección 2. Por su parte, ρ es la densidad del fluido y g la gravedad. Considerando nula la diferencia de cotas y combinando las dos ecuaciones anteriores se obtiene la expresión de la velocidad en la sección 1.

$$v_1 = A_2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho(A_1^2 - A_2^2)}}, \quad (3.12)$$

La idea de usar el tubo de Venturi para medir la velocidad en el canal tiene su origen en la búsqueda de una medida global y uniforme del caudal. El uso de otras herramientas como anemómetros de hilo caliente o tubos de Pitot, aporta medidas localizadas en puntos concretos, quedando el resultado de la medición sujeto a peculiaridades eventuales del flujo o a las características que éste tenga en los puntos de medida. La velocidad medida en el tubo de Venturi, situado entre el panel fotovoltaico y el ventilador de aspiración, permite obtener, por medio de la ecuación de conservación de la masa, el valor de la velocidad en el canal rectangular bajo el panel.

Para el diseño del tubo de Venturi necesario en nuestra instalación experimental se parte de los niveles de velocidad que se desean medir. Tras la revisión bibliográfica se llega a la determinación de que el rango de velocidad de ensayo que se va a establecer abarca desde los niveles más bajos, en convección natural, hasta una velocidad máxima, en el canal rectangular, próxima a los 10 m/s. Considerando que se desea modificar la altura del canal en los diferentes ensayos, la altura mínima que éste tenga va a estar ligada a la velocidad máxima que en él se produzca. Las alturas que se establecen inicialmente son tres: 100, 130 y 160 mm. El caudal máximo a ensayar se sitúa, de esta forma, en torno a los 3600 m³/h, es decir, 1 m³/s.

Los tamaños normalizados y las características de diseño de cada fabricante llevan a tener que realizar una búsqueda del material donde el rango de funcionamiento y el

diámetro del tubo de Venturi se ajusten a los del ventilador y, a su vez, que ambos sean compatibles con nuestra instalación y con el rango de caudal de diseño. Finalmente, se elige un ventilador, cuyas características se describen más adelante, capaz de generar un caudal de hasta 3600 m³/h. El tubo de Venturi que mejor se amolda a las características del ventilador y de la instalación es el mostrado en la Figura 3.17. Posee un diámetro de 250 mm, inferior al del ventilador seleccionado, pero con una diferencia asumible. Presenta un rango de medida que se extiende desde los 300 hasta los 3500 m³/h, y su curva característica indica que para un caudal máximo de 3500 m³/h, la diferencia de presión generada es de unos 1500 Pa.



Figura 3.17. *Tubo de Venturi.*

El resto de características se pueden consultar en la siguiente tabla resumen.

| Instrumento | TUBO DE VENTURI |
|---------------------------------|------------------------------|
| Ref. | VENT-A VENT-B |
| Fabricante | PCE INSTRUMENTS |
| Modelo | PCE-VR-250KM |
| Diámetro nominal | 250 mm |
| Rango | 300 a 3500 m ³ /h |
| Capacidad de lectura | 50 m ³ /h |
| Temperatura de operación | 0 a +80°C |
| Precisión | ±2% |

Tabla 3.8. *Resumen de características del tubo de Venturi.*

Como se puede ver en la Figura 3.17, la medida del caudal en el tubo de Venturi viene dada mediante la lectura visual de un indicador de aguja tipo Bourdon. Nuestra intención es poder registrar los datos para poder trabajar con ellos. En este sentido, buscamos un transductor de presión diferencial electrónico que se pueda conectar a las tomas de presión del tubo y que permita registrar los datos. Los parámetros de diseño de este transductor son el rango de presión abarcable y la resolución. Según la curva de funcionamiento del tubo de Venturi, la diferencia de presión máxima es de 1500 Pa, por lo que el rango de medida debe cubrir desde 0 hasta 1500 Pa. En cuanto a la resolución, se pretende que suponga un número suficiente de particiones del rango. En este sentido, se opta por un sensor de presión diferencial de la marca KIMO, modelo CP113. Este sensor (Figura 3.18) dispone de varios rangos configurables, entre ellos, de 0 a 2500 Pa.

Se trata, por tanto, de un rango adecuado a nuestra necesidad. Además, presenta una resolución de 1 Pa, lo que permite obtener una medida bastante representativa. El resto de características se muestran a continuación.



Figura 3.18. Transductor de presión diferencial.

| Instrumento | TRANSDUCTOR PRESIÓN DIFERENCIAL |
|---------------------------------|--|
| Ref. | MDA MDB |
| Fabricante | KIMO |
| Modelo | CP113-AO |
| Material | ABS V0 según norma UL94 |
| Rango de funcionamiento | -10000 a +10000Pa (Configurable) |
| Precisión | ±1,5% Lectura ±3mmH ₂ O |
| Resolución | 1Pa; 0,1mmH ₂ O; 0,01mbar |
| Temperatura de operación | 0 a +50°C |
| Salida/Alimentación | Salida analógica 0-10V ó 4-20mA en activo con alimentación a 24Vac/Vdc (3 ó 4 hilos) |

Tabla 3.9. Resumen de características del transductor de presión diferencial.

Con el empleo de los tubos de Venturi y de los ventiladores, todos con una sección circular, será necesario establecer una comunicación entre ellos y con el canal de ventilación, el cual posee una sección rectangular. Por tanto, se debe llevar a cabo una adaptación geométrica de las secciones que se describe más adelante.

Como medida redundante, al disponer de material para ello, se decide emplear también dos anemómetros de hilo caliente (Figura 3.19) (Tabla 3.10) en cada configuración para medir la velocidad del aire. Estos anemómetros se colocarán en el tramo previo al tubo de Venturi, donde se prevé un flujo más o menos estable, a diferencia del flujo presente bajo los paneles, donde la presencia de otros sensores y la geometría y condiciones del canal pueden dar lugar a una turbulencia que desemboque en medidas poco representativas de la velocidad real.

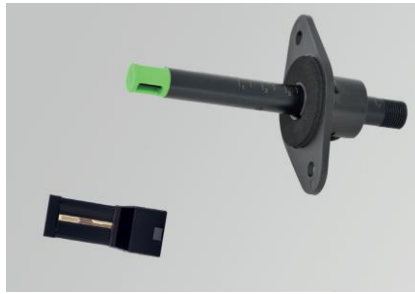


Figura 3.19. Anemómetro de hilo caliente.

| Instrumento | ANEMÓMETRO |
|---------------------------------|---|
| Ref. | VA1 VA2 VB1 VB2 |
| Fabricante | E+E ELEKTRONIK |
| Modelo | EE671 |
| Material | Policarbonato |
| Rango de funcionamiento | 0 a 20 m/s |
| Precisión | $\pm(0,4\text{m/s} + 6\% \text{ del valor medido})$ a 20°C, 45%HR y 1013hPa |
| Temperatura de operación | -25 a +60°C |
| Alimentación | 10-29 Vdc |
| Salida | 0-10 Vcc |

Tabla 3.10. Resumen de características del anemómetro de hilo caliente.

Presión

Para medir la presión a la salida del canal de refrigeración y así determinar la pérdida de carga en el mismo, es necesario disponer de un sensor de presión relativa situado en la terminación del canal. Asimismo, se propone realizar otra medida de presión relativa justo a la entrada del ventilador para conocer el punto de funcionamiento del mismo según su curva característica. Para conocer el rango de los sensores a utilizar acudimos a la velocidad máxima que se va a experimentar en el canal, es decir, 10 m/s. Para esa velocidad v , y una densidad media del aire $\rho = 1,19 \text{ kg/m}^3$, la presión es:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,19 \cdot 10^2 \cong \mathbf{60 \text{ Pa}} \quad (3.13)$$

De esta forma, se busca un sensor de presión relativa capaz de medir diferencias de presión tan pequeñas como para conseguir la precisión requerida. El sensor seleccionado es similar al utilizado en los tubos de Venturi, pero con un rango de presión menor. Se trata, del mismo modo, de un sensor de presión diferencial en el que una de las tomas de presión se deja abierta al ambiente mientras que la otra se conecta al punto donde se desea medir. La presión diferencial entre el punto de medida y el ambiente es, realmente, la

presión relativa del punto. El rango de estos sensores abarca de 0 a 100 Pa, con una resolución de 1 Pa. Se colocarán dos sensores de este tipo en cada configuración, uno de ellos a la salida del canal de refrigeración y otro a la entrada del ventilador.

| Instrumento | TRANSDUCTOR PRESIÓN DIFERENCIAL |
|--------------------------|--|
| Ref. | MA1 MA2 MB1 MB2 |
| Fabricante | KIMO |
| Modelo | CP111-AO |
| Material | ABS V0 según norma UL94 |
| Rango de funcionamiento | -100 a +100Pa (Configurable) |
| Precisión | ±1% Lectura ±2Pa |
| Resolución | 1Pa; 0,1mmH ₂ O; 0,01mbar |
| Temperatura de operación | 0 a +50°C |
| Salida/Alimentación | Salida analógica 0-10V ó 4-20mA en activo con alimentación a 24Vac/Vdc (3 ó 4 hilos) |

Tabla 3.11. Resumen de características del transductor de presión diferencial.

A continuación se puede ver el plano en planta del esquema general de cada configuración, donde aparecen, además, los puntos de medida de velocidad y presión anteriormente descritos.

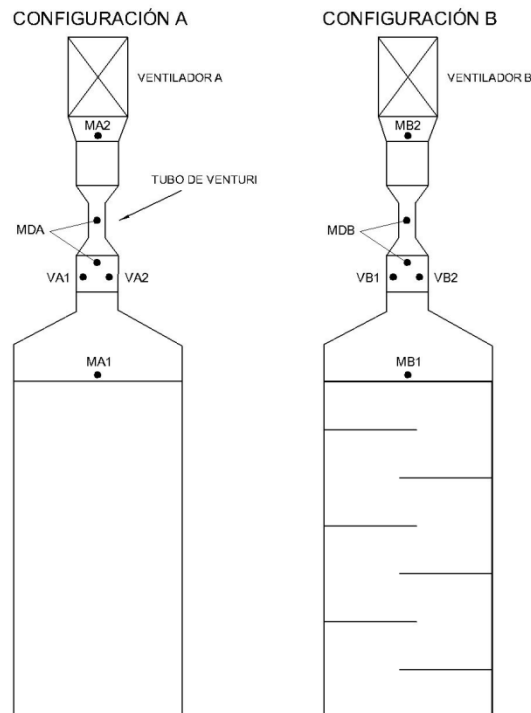


Figura 3.20. Esquema general de la instalación experimental.

Variables eléctricas de los paneles fotovoltaicos

Para obtener las variables eléctricas más representativas de los paneles fotovoltaicos, es necesario trazar su curva I-V. Para tal fin, se dispone de una carga electrónica diseñada por personal del Departamento de Tecnología Electrónica.

Debido a que la característica de un generador fotovoltaico es una función decreciente, la tensión en el panel disminuirá siempre que se aumente la corriente o viceversa. Gracias a esta propiedad puede asegurarse que, mediante una fuente de corriente, se puede obtener cualquier tensión en bornes de un sistema fotovoltaico. Se puede simplificar el modelo para un panel fotovoltaico y linealizarlo, como se ve en la Figura 3.21, aproximando la curva característica a una recta de pendiente negativa.

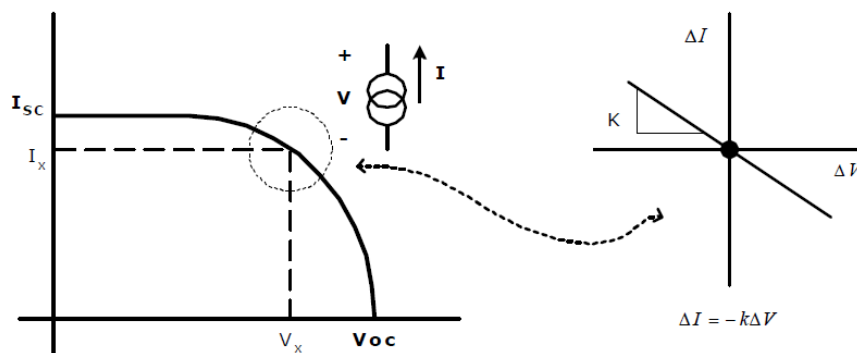


Figura 3.21. Curva característica y linealización.

De esta forma, la carga actúa como una fuente de corriente variable que, en el momento de su disparo genera el cortocircuito y seguidamente va disminuyendo el valor de corriente en pro del incremento de la tensión, hasta llegar al estado de circuito abierto, donde la resistencia en bornes del panel es infinita y se obtiene la tensión de circuito abierto.

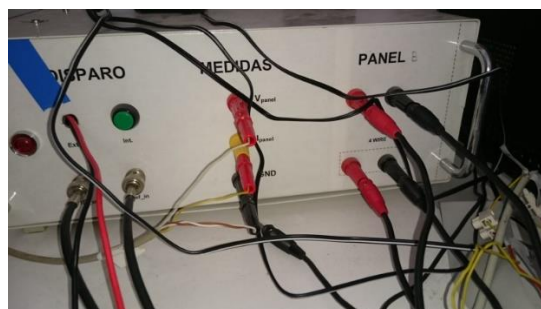


Figura 3.22. Carga electrónica.

La disponibilidad de una sola carga para dos paneles plantea una ventaja y un inconveniente. La ventaja es que las condiciones de ensayo serán las mismas para los dos paneles. El inconveniente consiste en que será necesario implementar una conmutación para que se pueda trazar la curva de un panel y acto seguido la del otro. Además, esto implica que las curvas de ambos paneles no se toman simultáneamente.

El sistema de conmutación de la conexión de los paneles a la carga consiste en el esquema planteado en la Figura 3.23.

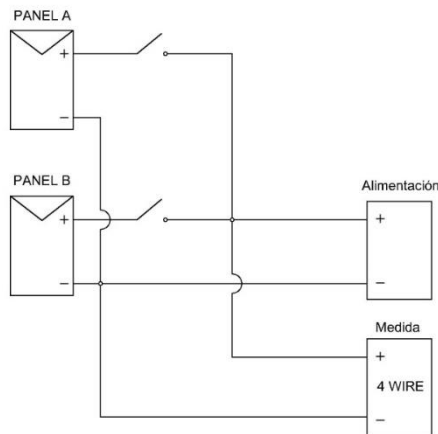


Figura 3.23. Esquema de conexión de los paneles fotovoltaicos.

Como se puede observar, la alimentación y la medida de las variables de tensión e intensidad se realizan por separado, estableciendo una configuración a 4 hilos, aportando una mayor precisión en la medida.

Los elementos de conmutación mostrados en la figura anterior se implementan mediante relés. El circuito de alimentación y operación de cada relé se muestra a continuación.

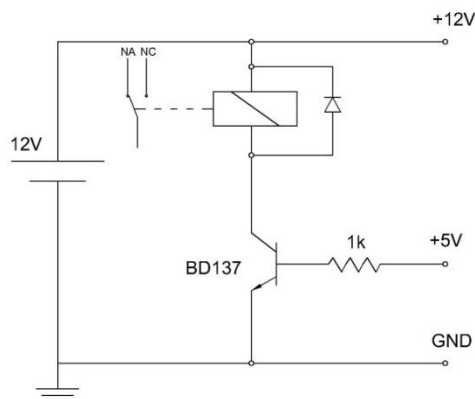


Figura 3.24. Esquema eléctrico del circuito de alimentación del relé.

Cada relé lleva una alimentación de 12 V en corriente continua y un diodo de by-pass en paralelo para protección frente a posibles corrientes de retorno. El relé se encuentra en posición de normalmente abierto (NA) hasta que se da la orden de cerrar el circuito que conecta al panel con la carga, momento en el que conmuta a normalmente cerrado (NC). Esta orden se ejecuta mediante una tarjeta de National Instruments®, la cual proporciona en algunos de sus puertos una salida de 5 V. Se emplea esta señal de 5 V para conmutar el transistor y que el relé cierre el circuito de trabajo. Esta tarjeta es también la encargada de ejecutar el disparo de la carga electrónica para iniciar el trazado de la curva I-V de los paneles.

3.2.3 Otros elementos de la infraestructura

Paneles fotovoltaicos

Se trata del elemento en torno al cual se proyecta la instalación. En este caso se dispone inicialmente de varios módulos empleados anteriormente en otros trabajos. Por la semejanza de este estudio con el llevado a cabo en Mazón (2014), se emplea el modelo ET-P672270 (Figura 3.25), siendo éste el modelo usado en el trabajo citado. Sus características se describen en la Tabla 3.12.

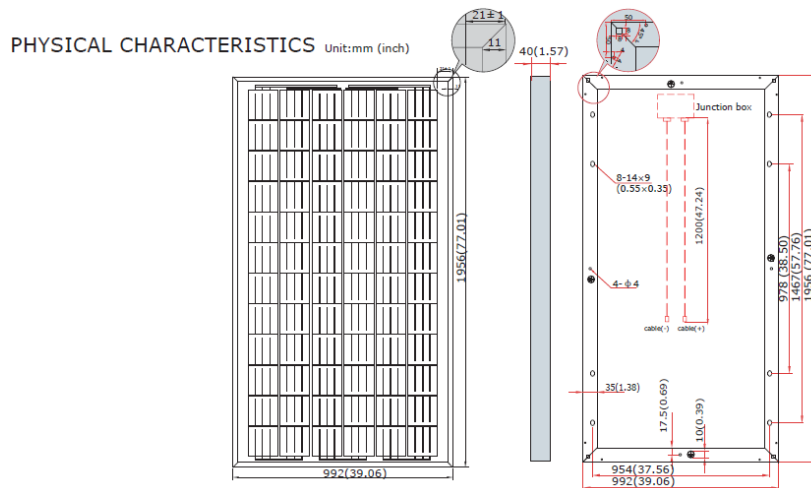


Figura 3.25. Planos del módulo fotovoltaico.

| Instrumento | PANEL FOTOVOLTAICO |
|----------------------------|---------------------------------------|
| Ref. | PANEL A PANEL B |
| Fabricante | ET SOLAR |
| Modelo | ET-P672270 |
| Pmax | 270W |
| Tipo de célula | Silicio policristalino, 156mm x 156mm |
| Nºde células | 72 en serie |
| Peso | 23 kg |
| Dimensiones | 1956 x 992 x 50mm |
| Vmp | 36,4 V |
| Imp | 7,42 A |
| Voc | 43,63 V |
| Isc | 8,1 A |
| Máxima tensión del sistema | DC 1000 V |
| Coef. Temp. Isc | 0,09 %/°C |
| Coef. Temp. Voc | -0,34 %/°C |
| Coef. Temp. Pmax | -0,37 %/°C |
| TONC | 44,4±2°C |

Tabla 3.12. Resumen de características del panel fotovoltaico.

Ventiladores

Para generar el flujo forzado se requiere de un ventilador en cada configuración. Tal como se describía anteriormente, el diseño del ventilador se realiza de forma conjunta al diseño del tubo de Venturi. El ventilador que mejor se adaptaba a las dimensiones y condiciones de caudal impuestas es el S&P TD4000/355 (Figura 3.26). Este ventilador es capaz de generar un caudal de hasta 3600 m³/h y presenta un diámetro nominal de 355 mm.



Figura 3.26. Ventilador de aspiración.

Se utiliza, además, un regulador de velocidad conectado a cada ventilador para poder ensayar a distintas velocidades.

Data logger

El data logger es el elemento que nos permite registrar la información de los sensores en una CPU y crear una base de datos para su posterior tratamiento y análisis.

El instrumento empleado es el Data logger 34980A de Agilent®. Se trata de una unidad de medida compacta para recoger una alta densidad de información en aplicaciones de verificación de diseño, de pruebas automatizadas y de adquisición de datos. Una computadora central puede acomodar hasta 560 mediciones de 2 hilos ó 1024 canales multiplexor. El data logger 34980A tiene capacidad para 8 módulos. El módulo multiplexor presente para incorporar al sistema de adquisición es el 34921A de Agilent®, al ser el único que nos ofrece la posibilidad de recoger todo tipo de medidas: tensión e intensidad AC/DC, frecuencia/período, resistencias a 2 y 4 hilos, termopares, termistores y RTD a 2 y 4 hilos. Cada módulo cuenta con 40 canales a configurar a 2 ó 4 hilos y 4 canales de corriente. En este caso se dispone de 4 módulos.



Figura 3.27. Data logger.

Conducciones

La comunicación entre el canal de refrigeración, el tubo de Venturi y el ventilador se realiza mediante conducciones metálicas. Es necesario adaptar la sección rectangular del canal a la sección circular del tubo de Venturi y del ventilador. Se requiere, del mismo modo, de un tramo previo al tubo de Venturi donde el flujo pueda estabilizarse. Por su parte, el tubo de Venturi y el ventilador no poseen el mismo diámetro, por lo que se necesita un elemento que adapte sus secciones. Los distintos elementos de conducción se diseñan mediante el software SolidWorks®.

En la adaptación de la sección rectangular a la sección circular se tiene en cuenta que se pretende modificar la altura del canal. Esto plantea la decisión de si construir un elemento para cada altura o diseñar un único elemento que permita trabajar de forma flexible a las tres alturas. Se opta por ésta última opción. Para ello se trabaja en una tolva con sección rectangular a la entrada y circular a la salida (Figura 3.28), con un elemento flexible que otorga a la sección rectangular la capacidad de modificar su altura.

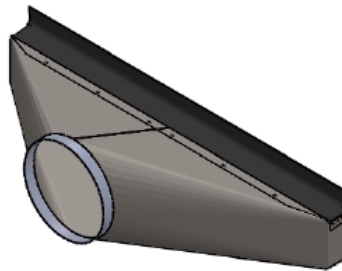


Figura 3.28. Tolva de adaptación de sección rectangular a circular.

Entre esta tolva y el tubo de Venturi se coloca un tramo de tubo recto de 300 mm de largo y con un diámetro de 250 mm, el mismo diámetro que poseen el tubo de Venturi y la sección circular de la tolva.

Tras el tubo de Venturi se coloca nuevamente un tramo de tubo recto de las mismas características que el anterior.

Finalmente, para conectar el tramo recto de tubo con el ventilador se necesita una reducción excéntrica. Ésta presenta un diámetro de 250 mm para su conexión al tramo recto y otro de 355 mm para su conexión al ventilador. El diseño se puede ver en la Figura 3.29.



Figura 3.29. Reducción excéntrica.

Todos estos elementos se proyectan para su fabricación en chapa de acero galvanizado con un espesor de 0,8 mm. Los planos detallados de estos elementos se pueden consultar en el Anexo.

Se realiza mediante SolidWorks® una simulación en tres dimensiones del ensamblaje de los elementos estructurales de la instalación correspondientes a la configuración A. El resultado es el siguiente:

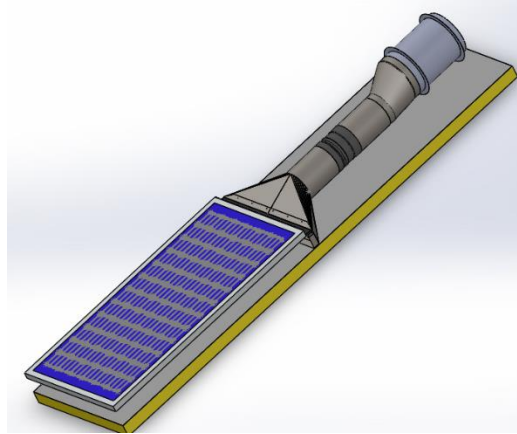


Figura 3.30. Simulación en 3D de la configuración A.

3.2.4 Diseño del sistema de elevación

Para modificar la altura del canal es necesario crear un sistema que permita hacerlo de forma rápida, segura y con una alta manejabilidad. Se plantean distintas opciones, entre las que figura utilizar perfiles longitudinales que soporten el peso del panel en los laterales del canal e ir introduciendo o retirando perfiles para aumentar o reducir el alto del canal. Sin embargo, esta opción presenta el inconveniente de tener que elevar o sujetar el panel fotovoltaico manualmente para introducir o retirar los perfiles. Además, se requiere de la presencia de más de una persona para realizar la operación.

Otra de las ideas planteadas es fabricar una estructura que se pueda instalar sobre el panel aislante, con un apoyo en cada esquina, y que disponga de un marco donde dar descanso al panel fotovoltaico, de forma que este marco pueda subir y bajar mediante algún tipo de mecanismo. Esto permitiría, además, la instalación de unas bisagras en el marco para poder acceder al interior del canal y a la instrumentación presente en él, pudiendo realizar revisiones y reparaciones.

Finalmente, se orienta el diseño del sistema de elevación al empleo de husillos colocados en las esquinas, sujetando el panel fotovoltaico y elevándolo respecto del panel aislante. De esta forma, se consigue modificar la altura del canal fácilmente haciendo girar los husillos. Los husillos no se pueden instalar directamente sobre el panel aislante ni pueden actuar directamente sobre el marco del panel fotovoltaico, sino que necesitan una base estable donde quedar fijados y un sistema de agarre sobre el marco del panel.

En este sentido, se decide emplear perfiles longitudinales que se fijen al panel aislante y al marco del panel fotovoltaico, tal como se muestra en la Figura 3.31.

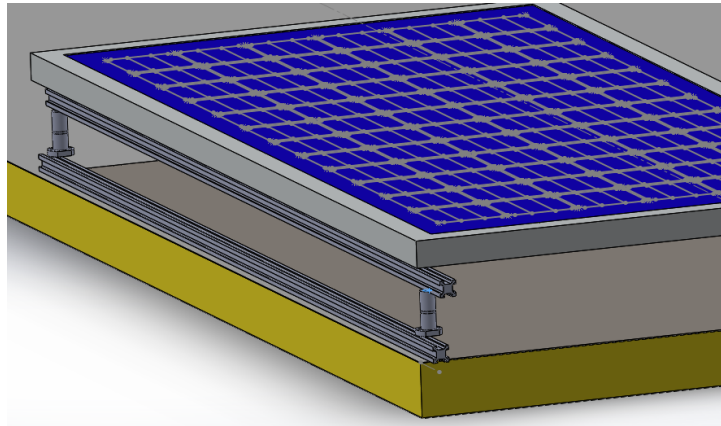


Figura 3.31. Sistema de elevación mediante husillos.

La actuación sobre los husillos se hace mediante una manivela en cada uno de ellos. Para cerrar los laterales del canal y lograr la estanqueidad se colocaría una lámina de plástico fijada a los perfiles longitudinales a lo largo de todo el lateral.

4 MONTAJE DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Una vez realizado el diseño de la instalación y llevado a cabo el proceso de adquisición de los equipos necesarios, se procede al montaje de la misma. Se distinguen tres campos de trabajo diferentes en el proceso de montaje. Por un lado se encuentra la adecuación de la estructura soporte y la instalación de los componentes estructurales. Por otro lado, tenemos la colocación y cableado de sensores. Y, por último, la elaboración del programa de adquisición de datos. Todas estas tareas se desarrollan en paralelo, ya que son dependientes unas de otras.

En el proceso de montaje aparecen diversos inconvenientes que obligan a modificar el diseño inicial de la instalación.

La instalación se sitúa en la terraza del Aulario 2 del Campus Alfonso XIII de la Universidad Politécnica de Cartagena.

4.1 Adecuación de la estructura y montaje de componentes estructurales

Se inicia el proceso de montaje con una estructura soporte disponible de instalaciones anteriores. Esta estructura, fabricada con perfiles metálicos Hilti® será la encargada de soportar los paneles fotovoltaicos, los ventiladores y los distintos elementos de conducción. Las dimensiones de esta estructura vienen reflejadas en la siguiente figura.

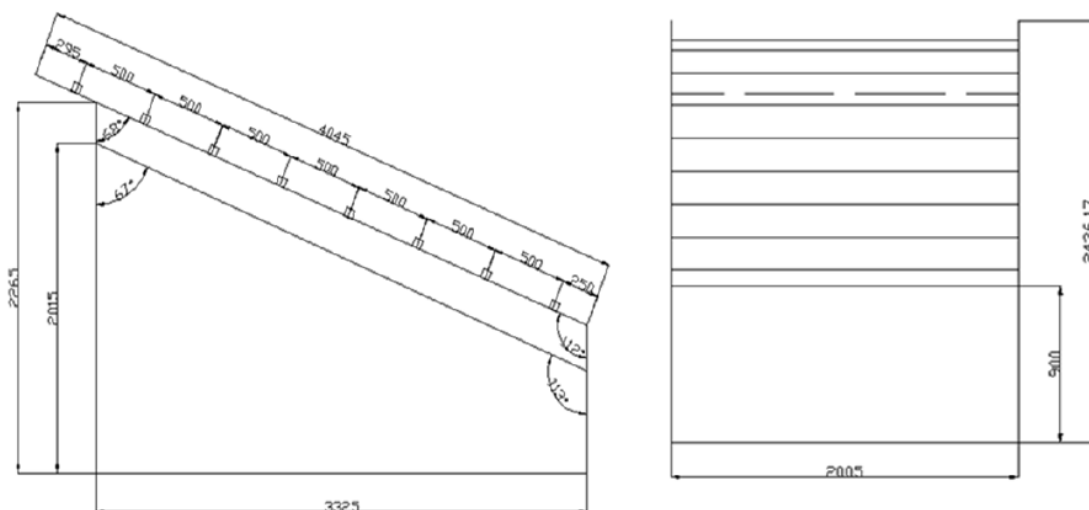


Figura 4.1. Perfil y alzado de la estructura metálica con las dimensiones en mm. (Mazón, 2014).

El estado inicial de la estructura es el mostrado en la Figura 4.2. Como se puede observar, el panel aislante que va a delimitar la parte baja de nuestro canal se encuentra ya instalado. Se trata de un rectángulo de panel sándwich de 2000 mm de ancho, 4000 mm de largo y 100 mm de espesor.



Figura 4.2. Estado inicial de la estructura soporte.

El primer inconveniente que encontramos es la imposibilidad de implementar el sistema de elevación de los paneles fotovoltaicos descrito en el capítulo anterior. La estructura base y el panel aislante no aseguran la fijación de los perfiles metálicos donde asentar los husillos y no se encuentra ninguna otra alternativa para la instalación de los mismos con el esquema presente. Esto nos obliga a recurrir a otra forma de soporte de los paneles fotovoltaicos y a renunciar a la posibilidad de modificar la altura del canal de refrigeración.

La solución adoptada consiste en la colocación de dos largueros embutidos entre los perfiles laterales que sobresalen por encima del panel aislante y de un travesaño longitudinal situado en la parte central, donde descansarían los dos paneles, tal como se muestra en la Figura 4.3. De esta forma se construye un marco donde soportar los paneles fotovoltaicos. La altura del canal es, por tanto, fija y presenta un valor de 160 mm.



Figura 4.3. Disposición de los perfiles del marco de sujeción de los paneles fotovoltaicos.

El siguiente paso es la instalación de los ventiladores en la parte más alta de la estructura. Al funcionar en aspiración, el flujo va a ser ascendente. Para fijar los ventiladores es necesario de nuevo embutir una serie de largueros transversales sobre los que instalarlos.

Para separar los canales de ambas configuraciones se coloca, bajo el travesaño longitudinal central, una chapa metálica que, gracias a su pliegue, se puede atornillar al panel aislante.



Figura 4.4. Placa de separación entre canales.

A continuación se instalan las placas intercaladas de la configuración B. Las placas serán finalmente de metacrilato, por su bajo coste y por su facilidad de trabajo, y presentan la altura del interior del canal. La idea inicial consiste en disponer de unas guías que permitan el desplazamiento de las placas para su introducción y retirada en el canal y para poder intercambiarlas por otras con diferentes dimensiones o de diferente material. En este sentido, se adquieren perfiles de aluminio en forma de escuadra que se cortan y se perforan para su fijación al panel aislante mediante tornillos de rosca chapa. La situación enfrentada de dos perfiles genera una guía donde introducir la placa de metacrilato.



Figura 4.5. Disposición de las guías de aluminio para la sujeción de las placas intercaladas.

La instalación de las conducciones metálicas es la siguiente tarea abordada. Varios son los inconvenientes que surgen en este proceso. En primer lugar, la reducción excéntrica que se acopla a la entrada del ventilador y que se diseña en el capítulo anterior no presenta, tras su fabricación, una sección circular perfecta en la parte que se ajusta al ventilador. Esto impide realizar el acoplamiento directo al ventilador al no encajar un elemento en otro. Por este motivo, se procede a su ensanchamiento, realizando cortes en la tolva y abriendo los bordes. Una vez hecho esto se consigue encajar la tolva en el diámetro del ventilador.



Figura 4.6. Acoplamiento de la reducción excéntrica al ventilador.

Otro de los problemas surgidos durante el montaje de la instalación es la no recepción de los tubos de Venturi. Este elemento, de gran importancia entre la instrumentación diseñada, no se encuentra disponible para su uso por un retraso en el envío por parte de los distribuidores. Esto obliga a su sustitución mediante un tramo de tubo recto.

En el tramo de tubo recto que une la tolva con el tubo de Venturi se realizan dos orificios simétricos en los laterales para la introducción de los anemómetros.

Por último, las tolvas, que adaptan la sección rectangular del canal a la sección circular, se diseñan con una anchura relativa a cómo iba a quedar el sistema siguiendo el diseño inicial, donde se iba a instalar un mecanismo para modificar la altura del canal. Finalmente, la incapacidad para incluir este mecanismo hace que el diseño de la instalación se vea afectado y que la anchura disponible para instalar las tolvas sea menor a la prevista inicialmente. Las tolvas de ambas configuraciones deben quedar embutidas entre los perfiles laterales de la estructura, los cuales no se pueden alterar, ya que son el principal soporte de la estructura. De esta forma, nos vemos obligados a realizar modificaciones en las tolvas, acortando su anchura para adaptarlas a las necesidades actuales.

4.2 Colocación y cableado de la instrumentación

El cableado de la instrumentación se organiza de la siguiente forma. En cada una de las esquinas de la estructura soporte se instala una caja de conexiones para realizar los empalmes con los sensores. Esto permite dividir la instalación en cuatro zonas o bloques. El *Bloque A-I*, engloba los sensores situados en el canal de la configuración A. El *Bloque A-II* alberga los sensores situados en las conducciones de la configuración A, es decir, entre el panel fotovoltaico y el ventilador. De forma análoga sucede en la configuración B.

Una vez establecido este orden se mide la distancia desde el data logger hasta el punto de medida de cada sensor y se determina la longitud de cable necesaria para cada uno. Las sondas de temperatura, tanto de superficie como de aire, se conectan con cable

telefónico. Para los anemómetros o los transductores de presión diferencial, al ser su salida una señal de tensión o corriente, se emplea conductor apantallado de 1,5 mm² a 4 hilos para evitar interferencias y ruido en la medida.

El cable de cada sensor se divide en dos tramos: desde el sensor hasta la caja de conexiones y desde la caja de conexiones hasta el data logger. La caja de conexiones es el lugar donde se realiza el empalme entre estos dos tramos. La separación del cableado en dos tramos facilita la instalación y desinstalación o la conexión y desconexión de sensores de forma rápida y sencilla acudiendo directamente a la caja de conexiones donde se encuentre el sensor en cuestión.

Para realizar los empalmes entre conductores, en el caso del cable telefónico se recurre inicialmente al uso de conectores RJ-11, que se conectan al conductor usando una crimpadora. Sin embargo, las primeras experiencias muestran en algunos casos una falta de continuidad en la conexión, por lo que se acaba recurriendo al empleo de fichas de empalme, al igual que se hace en el caso del cable apantallado.

En cuanto a la colocación de los sensores, aquellos destinados a medir las variables ambientales ya se encontraban instalados previamente. El sensor de temperatura ambiente se sitúa junto a la entrada del canal de la configuración B (Figura 4.7). El barómetro, destinado a la medida de la presión atmosférica, se encuentra en la estación meteorológica de la terraza, unos tres metros sobre el nivel de la instalación. El piranómetro queda instalado sobre una estructura cercana, con la misma inclinación a la que se colocan los paneles fotovoltaicos en nuestra instalación. Por su parte, el anemómetro que mide la velocidad y dirección del viento se localiza junto a los ventiladores, en la parte más alta de la estructura soporte.



Figura 4.7. Ubicación del sensor de temperatura ambiente.

Las sondas de temperatura de superficie se fijan al panel aislante y al panel fotovoltaico gracias a su característica adhesiva. Sin embargo, su poder de fijación no es el suficiente para soportar las condiciones de temperatura y suciedad a las que van a estar sometidas, por lo que se refuerza la adhesión con cinta americana.

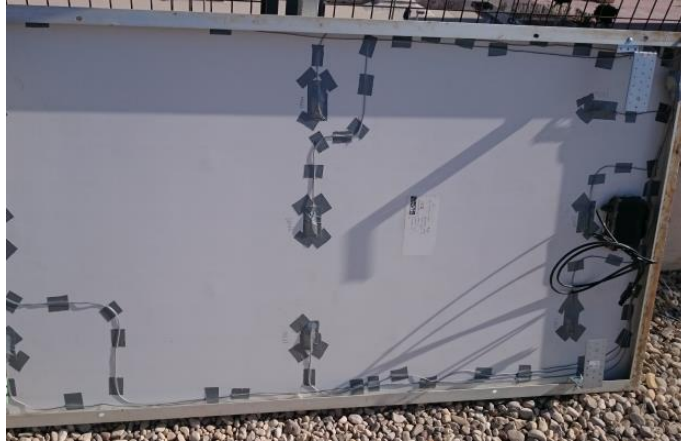


Figura 4.8. *Instalación de sondas de temperatura en el panel fotovoltaico de la configuración A.*



Figura 4.9. *Instalación de sondas de temperatura en el panel aislante de la configuración B.*

Las sondas de temperatura de aire del modelo EE16 se instalan en unas placas metálicas multiperforadas en forma de Z, atornilladas al marco del panel fotovoltaico, tal como se puede ver en la Figura 4.10.



Figura 4.10. *Instalación de las sondas de temperatura de aire modelo EE16.*

Se instalan dos sondas de temperatura de aire de este tipo a la entrada y dos a la salida del canal de cada configuración, encargándose de la medida de las esquinas superiores en cada sección.

En cuanto a las sondas de temperatura de aire modelo EE431, se instalan por debajo del panel aislante haciendo atravesar éste por la varilla del sensor. De esta forma, sólo el extremo de la varilla queda expuesto al aire del canal, mientras que el resto queda en el interior del material aislante.



Figura 4.11. *Sondas de temperatura de aire (EE431) vistas desde la cara posterior del panel aislante.*

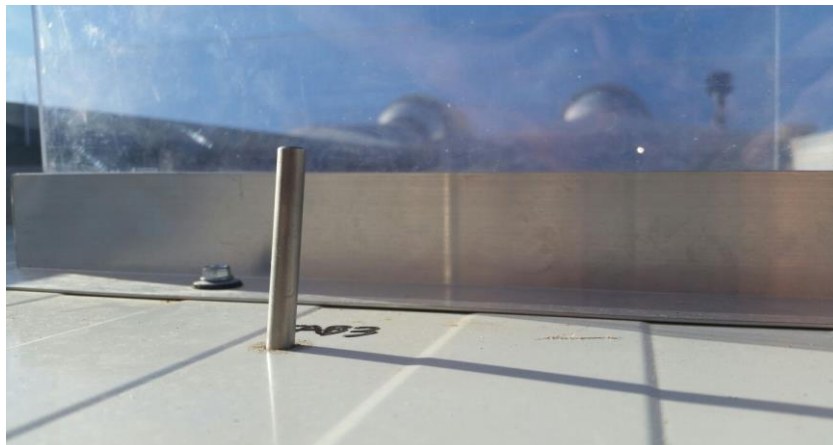


Figura 4.12. *Sonda de temperatura de aire (EE431) en el interior del canal.*

Los anemómetros se introducen en los orificios practicados en el tramo recto de tubo previo al tubo de Venturi. Se instalan a una profundidad de 75 mm y quedan soportados por una pieza accesoria atornillada al tubo. Finalmente, ante la ausencia de los tubos de Venturi, los anemómetros serán los únicos encargados de aportar la medida de la velocidad del aire de refrigeración.

Para instalar los transductores de presión que determinan la pérdida de carga, se diseñó un sistema que proporciona un soporte a la carcasa del sensor y que permite su instalación sobre las conducciones metálicas.



Figura 4.13. Transductor de presión diferencial colocado en su soporte.

En cada configuración, uno de los sensores se instala en la tolva, a la salida del canal, y el otro en la reducción excéntrica, a la entrada del ventilador. Para ello, se atornilla el soporte que se acaba de mostrar a la conducción, en el caso de la tolva, o se fija al ventilador con un sargento en el otro caso. Para comunicar la toma de presión del transductor con el punto donde se desea medir se practica un orificio en la conducción metálica y se coloca un rácor. Se comunica entonces el rácor del transductor con el de la conducción metálica a través de un tubo de presión.



Figura 4.14. Disposición de los sensores de presión en las conducciones metálicas.

Finalmente, los tramos de cable que van desde las cajas hasta el interior del laboratorio se agrupan en función de su pertenencia a la misma caja de conexiones y se introducen mediante una guía en un tramo de tubo corrugado que va desde el interior del laboratorio, donde se encuentra el data logger, hasta la caja. Se instala, por tanto, un tubo corrugado por cada caja, además del empleado en conducir los cables de alimentación de los ventiladores hasta el interior del laboratorio, donde se conectan a los reguladores de velocidad.



Figura 4.15. Reguladores de velocidad de los ventiladores.

Una vez están los cables canalizados hasta el interior del laboratorio, se procede a su empalme con los sensores en las cajas y a la conexión de los mismos al data logger. Los sensores se distribuyen entre las distintas tarjetas del data logger y se conectan, aquellos que lo requieren, a fuentes de tensión de corriente continua. Son sensores que necesitan alimentación aquellos cuya señal de salida es en tensión o en intensidad, como los transductores de presión, los anemómetros o los sensores que miden variables ambientales. Ante la disponibilidad de varias fuentes de tensión, teniendo en cuenta la intensidad de trabajo de cada una y la corriente demandada por cada sensor, se hace una distribución de los mismos para que no exista sobrecarga en ninguna de ellas. Se realiza también la conexión de los paneles fotovoltaicos a la carga electrónica a través del circuito de conmutación por relés, cuya fabricación forma parte de este proceso de montaje. Para implementar físicamente este circuito, descrito en el capítulo de diseño, se emplean una placa perforada donde se sueldan los distintos componentes electrónicos.

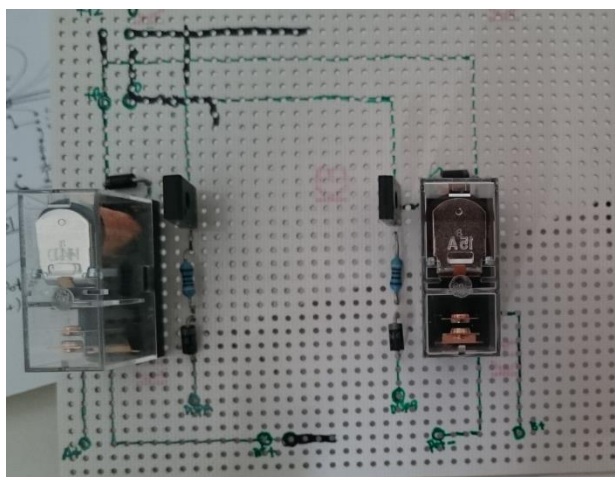


Figura 4.16. Circuito de conmutación por relés.

4.3 Elaboración del programa de adquisición de datos

La adquisición de datos se logra mediante un programa que, en combinación con el data logger, permite registrar las medidas de los distintos sensores de la instalación y generar una base de datos. Se trata de un programa elaborado en el entorno LabView® por personal del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos para trabajos anteriores.

Consiste en un algoritmo que actúa sobre los canales del data logger, leyendo sus señales y registrándolas en archivos de texto, en intervalos de tiempo determinados por el usuario. Además, actúa sobre la carga electrónica provocando su disparo y registrando los puntos de la curva I-V durante el tiempo especificado por el usuario. Las variables de entrada al programa son el número de ensayos, el tiempo entre los mismos (t entre medidas), el tiempo de pulsado de la carga (t pulsado), durante el cual genera el cortocircuito, y el tiempo durante el cual mide la curva I-V de los paneles fotovoltaicos (t final).

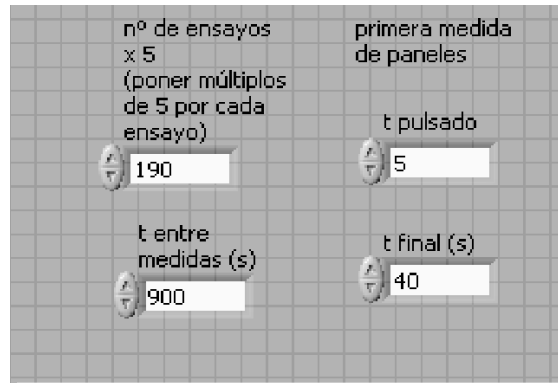


Figura 4.17. Panel frontal del programa de adquisición en LabView®.

En este caso se ha retocado el programa para la introducción de nuevos sensores y para realizar la conmutación de los relés, midiendo así dos curvas I-V distintas. Para ello se ha consultado el servicio de ayuda de LabView® en la página web de National Instruments®.

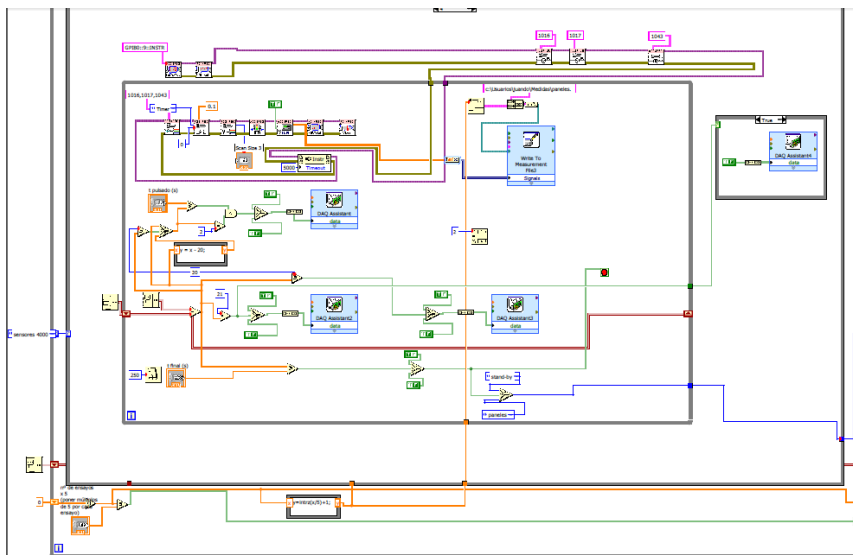


Figura 4.18. Diagrama de bloques de una página del programa de adquisición en LabView®.

La incorporación de nuevos sensores ha llevado a la redistribución del programa original, destinando una página distinta a cada tarjeta del data logger.

Por su parte, la conmutación de los relés implica la introducción en el programa de un algoritmo que actúa sobre una tarjeta externa generando un impulso de 5 voltios para cerrar uno de los relés, a la vez que ejecuta el disparo de la carga y se obtienen los puntos de la curva del panel durante 20 segundos. Una vez que transcurren estos 20 segundos, se

abre el relé y se cierra el otro, ejecutando de nuevo el disparo de la carga y obteniendo la curva del otro panel.

Una vez que LabView® genera los archivos de datos, éstos se tratan con un programa elaborado en el lenguaje Fortran90. Este programa se encarga de reunir en un mismo archivo todos los datos de un mismo día y de aplicar a los datos obtenidos el tratamiento adecuado para transformar valores de resistencia, tensión o intensidad, en valores de temperatura, velocidad, presión, etc.

4.4 Tareas finales

Tras realizar el montaje de los elementos estructurales, colocar y cablear los sensores y adaptar el sistema de adquisición de datos, se sella el interior de los canales y se procede a la colocación de los paneles fotovoltaicos sobre el canal y a su fijación a los perfiles de la estructura soporte. Para fijar los paneles se emplean pinzas como la que se muestra en la Figura 4.19. Por último, se sella la unión de los paneles fotovoltaicos con las tolvas.

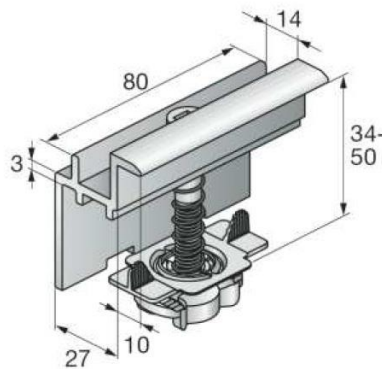


Figura 4.19. Pinza terminal MSP-MQ-EC50 para la sujeción de los paneles fotovoltaicos.

Durante el primer día de pruebas se observa que llega un momento en el que los datos registrados para trazar la curva I-V del panel A no son los adecuados, sino que todos los valores de tensión e intensidad registrados son nulos. Tras una revisión del sistema, se aprecia que el relé destinado a conmutar la medida del panel A se encuentra fundido. Tras plantear varias hipótesis acerca de su rotura se llega a la conclusión de que el problema está en el proceso de conmutación llevado a cabo por el programa de LabView®. El programa diseñado, en el momento de la conmutación, hace que el relé del panel A se abra en el mismo instante de tiempo en el que se cierra el relé del panel B. El inconveniente no es tanto esto sino que justo en ese mismo instante de tiempo se vuelve a disparar la carga, generando el cortocircuito, para realizar la medida del panel B. Sucede, entonces, que al relé del panel A, en su proceso de apertura se le aplica una intensidad de cortocircuito que tiende a volver a cerrarlo, provocando un arco eléctrico entre sus terminales que hace que se funda. Tras sustituir el relé fundido por uno nuevo se modifica el programa, instaurando un tiempo de espera entre la apertura del relé A y el cierre del relé B y también un tiempo de espera para el disparo de la carga. Sin embargo, la carga electrónica, debido a la sobretensión a la que se sometió durante la rotura del relé

A, deja de funcionar. Esto ha impedido a lo largo de todo el proceso experimental la obtención de las curvas I-V de los paneles y, por tanto, sus variables eléctricas más representativas como la eficiencia eléctrica.



Figura 4.20. Aspecto final de la instalación experimental.

5 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Una vez realizado el montaje y la puesta a punto de la instalación, ésta se encuentra operativa para proceder a la recogida de datos y al tratamiento de los mismos en busca de resultados. Para tal fin se realiza una planificación de ensayos y se lleva a cabo un acondicionamiento de la información recogida. Esta información se procesa y se obtienen una serie de resultados en los que se evalúa el comportamiento de las distintas variables que toman parte en este estudio.

5.1 Planificación de ensayos

La planificación de ensayos se realiza en base a las distintas velocidades del aire en el canal con las que se desea experimentar. Los reguladores de los ventiladores disponen de hasta diez niveles de velocidad diferenciados y ajustables de forma analógica. Se establecen así cinco niveles distintos de velocidad en los ensayos. Se pretende ensayar la instalación en convección natural y, para convección forzada, se determinan cuatro posiciones distintas del ventilador. Éstas son las posiciones 1, 3, 6 y 9, cubriendo así el rango de caudal que puede proporcionar el ventilador. Existen otras variables, como la radiación o la velocidad del viento, que no son controlables y con las que resulta interesante ensayar para sus distintos valores. Por este motivo, se decide asignar a cada nivel de velocidad un período de tres días de ensayo. De este modo, ante la presencia, por ejemplo, de un día nublado restan dos días en los que las medidas son válidas, ya que las condiciones, a priori, óptimas para ensayar esta instalación son aquellas en las que la radiación es elevada.

En este sentido, los ensayos se realizan en la última semana del mes de agosto y en las dos primeras del mes de septiembre. Los ensayos de cada día abarcan desde las 9:00 de la mañana hasta las 20:00 de la tarde y se realizan en intervalos de 15 minutos. Como se comenta anteriormente, cada velocidad se ensaya durante tres días diferentes.

5.2 Análisis de resultados

5.2.1 Flujo másico

Los ensayos se realizan a distintos niveles de velocidad del aire. Estos niveles se definen, hasta ahora, de forma cualitativa, haciendo referencia a la forma en la que se genera el flujo y a la posición del regulador del ventilador en el caso de flujo forzado. Sin embargo, es necesario determinar de forma cuantitativa a qué valores corresponden estos niveles de velocidad o caudal. En este sentido, se representa el flujo o gasto másico generado en cada caso. Dado que la densidad del aire se mantiene prácticamente constante, la relación entre el caudal y el flujo másico es lineal.

En convección libre, el flujo se establece de forma natural por diferencia de temperatura entre las masas de aire. Esto, unido a la influencia del viento exterior, hace que el flujo másico a través del canal adopte valores bajos y dispares. En cambio, cuando se genera de forma forzada mediante el ventilador en aspiración, los valores tienden a mantenerse constantes y la velocidad del viento apenas es influyente.

Esto se puede observar en los gráficos mostrados a continuación. En el caso de la convección natural (Figuras 5.1 y 5.2), los valores de gasto másico registrados son inferiores a 0,16 kg/s en la configuración A. En la configuración B, salvo algún dato atípico, se sitúan por debajo de los 0,10 kg/s. La presencia de las placas intercaladas en la configuración B hace que la velocidad del aire en su interior se vea reducida en este caso. La dispersión de los datos registrados es evidente, dada la aleatoriedad de los agentes externos que influyen en la medida de esta variable.

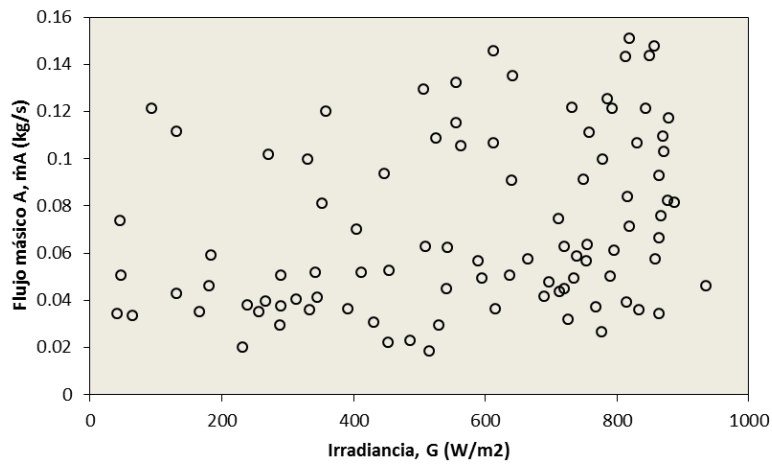


Figura 5.1. Flujo másico frente a irradiancia en convección natural para la configuración A.

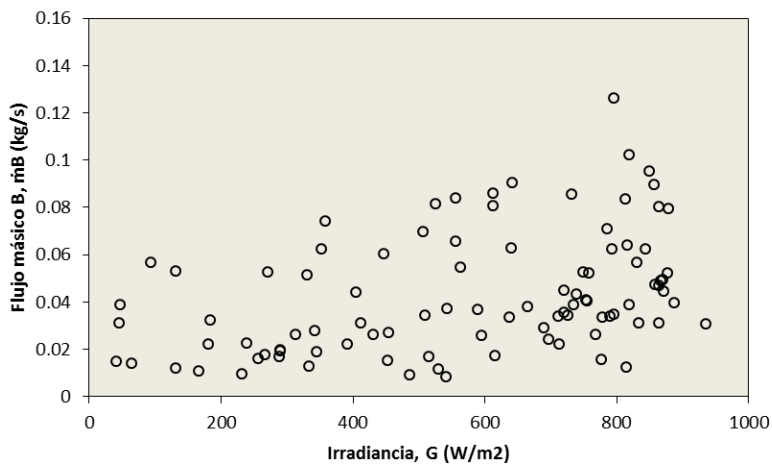


Figura 5.2. Flujo másico frente a irradiancia en convección natural para la configuración B.

En el caso de la convección forzada, se observan distintos niveles de velocidad dependiendo de la configuración analizada. Para la posición 1 de los ventiladores (Figura 5.3), en la configuración A, el flujo másico se sitúa en torno a los 0,30 kg/s, mientras que en la configuración B se alcanzan valores más bajos, entre 0,20 y 0,25 kg/s.

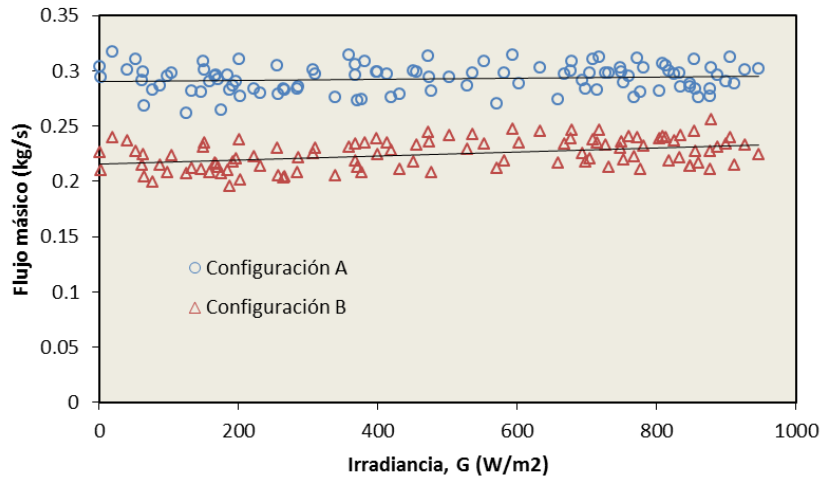


Figura 5.3. Flujo másico frente a irradiancia en la posición 1 del ventilador.

En la posición 3 de los ventiladores (Figura 5.4) sucede que las velocidades en ambas configuraciones prácticamente se igualan, alcanzándose en la configuración B valores de gasto másico en torno a los 0,40 kg/s, ligeramente superiores a los registrados en la configuración A, donde se observa cierta dispersión entre los 0,35 y los 0,40 kg/s.

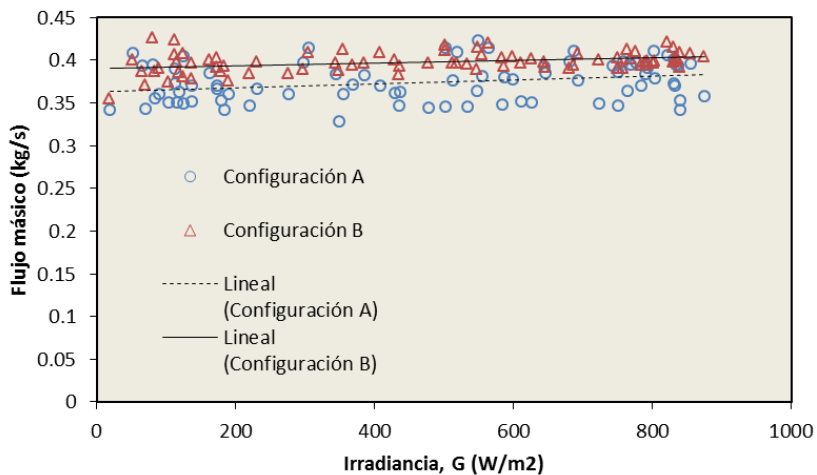


Figura 5.4. Flujo másico frente a irradiancia en la posición 3 del ventilador.

Por su parte, las posiciones 6 y 9 del ventilador llevan a mediciones de caudal idénticas (Figuras 5.5 y 5.6). La configuración A se estabiliza en valores situados entre 0,90 y 1 kg/s, mientras que la configuración B lo hace a 0,40 kg/s, el mismo valor alcanzado en la posición 3 del ventilador.

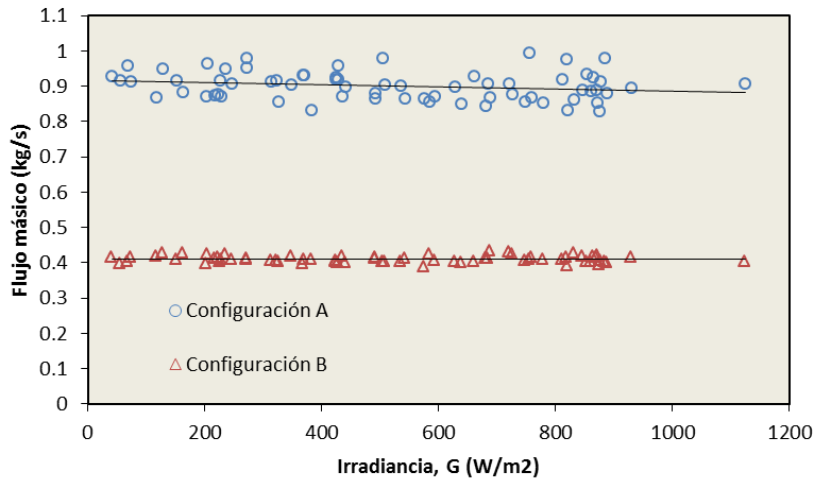


Figura 5.5. Flujo másico frente a irradiancia en la posición 9 del ventilador.

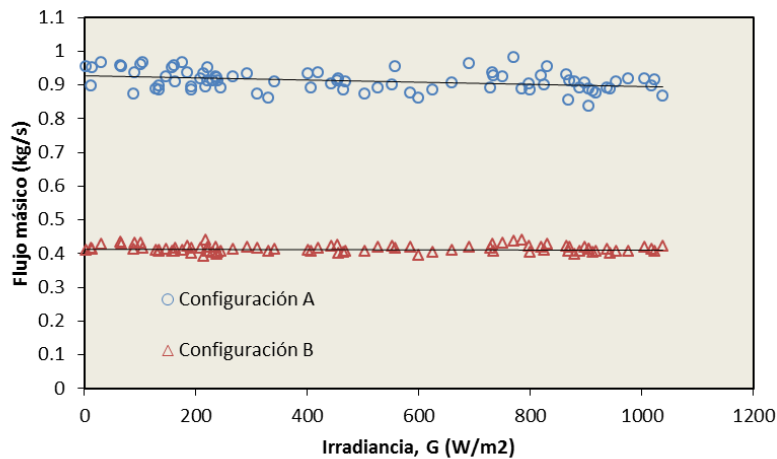


Figura 5.6. Flujo másico frente a irradiancia en la posición 6 del ventilador.

Se representa a continuación la distribución del flujo másico medio en función de los niveles de velocidad establecidos en el ventilador. Se observa cómo el flujo másico crece a medida que se incrementa la velocidad del ventilador. Salvo en la posición 3 del ventilador, donde adoptan valores similares, el flujo másico en la configuración A es siempre mayor al registrado en la configuración B para una misma posición del ventilador. Se aprecia en B que el flujo se estabiliza en un valor en torno a 0,40 kg/s a partir de la posición 3 del ventilador. En cambio, en A, este efecto se alcanza a partir de la posición 6, de manera que para las posiciones 6 y 9, el flujo medido en A es similar y posee un valor medio de 0,90 kg/s. Resulta extraño que a estas posiciones del ventilador la velocidad medida en A sea tan semejante y también que la diferencia de flujo entre las posiciones 3 y 6 sea tan elevada. Al margen de ello, los valores de flujo másico presentes en los ensayos son los aquí mostrados y los resultados que se muestran en este capítulo son debidos a estos niveles de velocidad.

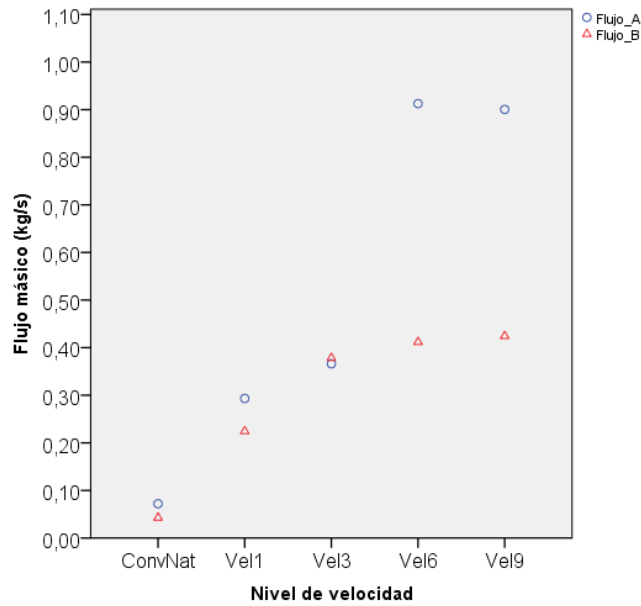


Figura 5.7. Flujo másico medio en las configuraciones A y B para los distintos niveles de velocidad.

Debido a las condiciones de diseño de la instalación se produce una variación brusca de la sección de paso del aire entre el canal rectangular y las conducciones que lo comunican con el ventilador. La sección del canal rectangular es de $0,15 \text{ m}^2$ aproximadamente, mientras que la sección de las tuberías es de $0,05 \text{ m}^2$. Esta reducción de la sección a $1/3$ de la inicial podría ser la explicación de que la velocidad del aire alcance un cierto límite a pesar del aumento de energía suministrada por el ventilador. Este aumento de energía se ve reflejado en un incremento de la presión generada en el conducto, tal como se puede comprobar en la Figura 5.8. A pesar de ello, no se tienen datos lo suficientemente esclarecedores como para realizar ninguna afirmación en este aspecto, por lo que sería necesario un estudio más a fondo del fenómeno descrito.

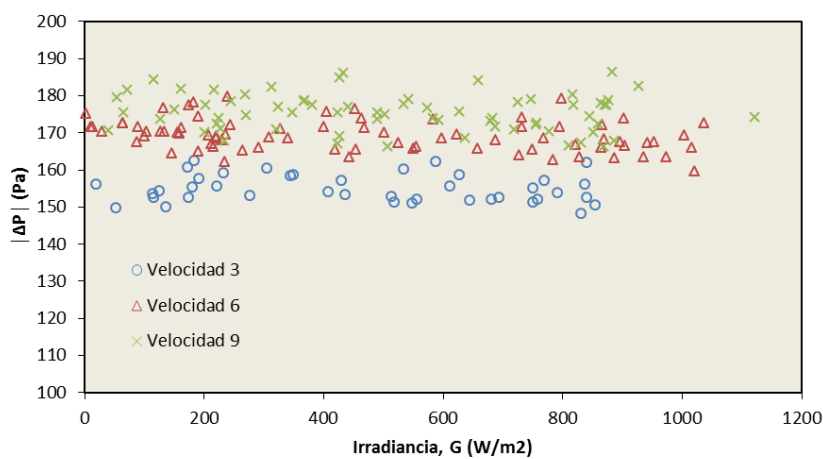


Figura 5.8. Valor absoluto de la presión relativa en el conducto circular de la configuración B para diferentes posiciones del ventilador.

Los niveles de flujo másico establecidos en cada canal se resumen a continuación.

| Nivel de velocidad | Valor del flujo másico (kg/s) | |
|---------------------------|-------------------------------|-----------------|
| | Configuración A | Configuración B |
| Convección natural | Dispersión | Dispersión |
| Posición 1 del ventilador | ≈ 0,30 | 0,20 – 0,25 |
| Posición 3 del ventilador | 0,35 – 0,40 | ≈ 0,40 |
| Posición 6 del ventilador | 0,9 - 1 | ≈ 0,40 |
| Posición 9 del ventilador | 0,9 - 1 | ≈ 0,40 |

Tabla 5.1. Resumen de valores de flujo másico en función de los niveles de velocidad.

5.2.2 Salto de temperatura

El objetivo principal del presente estudio es la determinación del potencial térmico del sistema de refrigeración por aire de paneles fotovoltaicos. En este sentido, cobra especial importancia el incremento de temperatura del aire que se pueda conseguir entre la entrada y la salida del canal de refrigeración. Este salto de temperatura va a determinar, en gran medida, la cantidad de energía térmica obtenida del sistema. Se muestran, a continuación, los resultados obtenidos en este aspecto para las distintas velocidades de ensayo en ambas configuraciones.

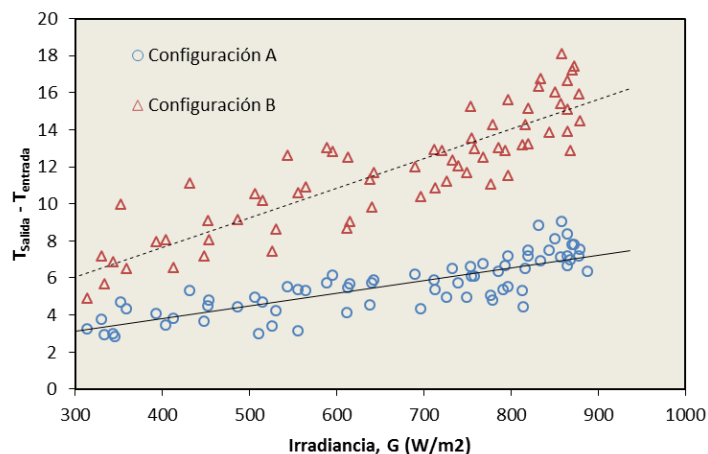


Figura 5.9. Salto de temperatura del aire en el canal en convección natural.

En convección natural (Figura 5.9) se observan los mayores saltos de temperatura, tanto en la configuración A como en la configuración B. Se muestra una evolución lineal creciente de esta variable con la irradiancia, alcanzándose diferencias de temperatura entre la entrada y la salida de hasta 8°C en A y de hasta 18°C en B para valores de irradiancia próximos a los 900 W/m^2 .

Independientemente de la incertidumbre de los datos registrados, mayormente notable en el caso de la configuración B, se visualiza a grandes rasgos que el salto de temperatura del aire tiende a ser el doble en B que en A. Además, su evolución con la irradiancia es ligeramente más pronunciada en B.

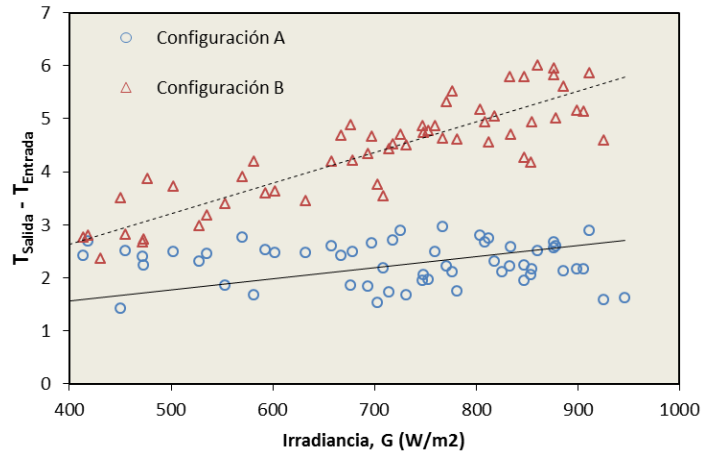


Figura 5.10. Salto de temperatura del aire en el canal en la posición 1 del ventilador.

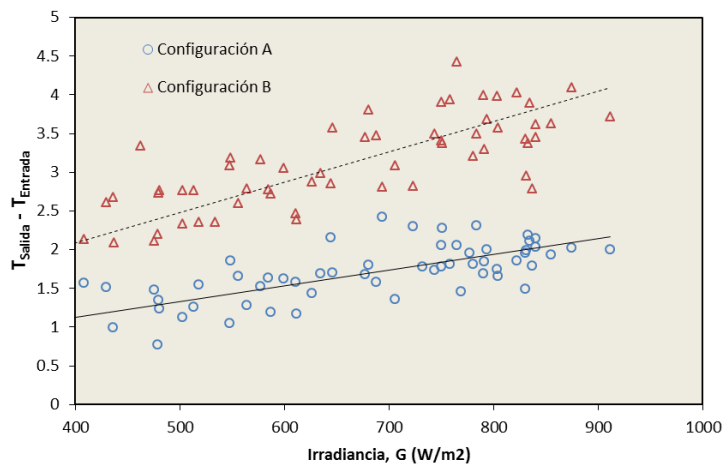


Figura 5.11. Salto de temperatura del aire en el canal en la posición 3 del ventilador.

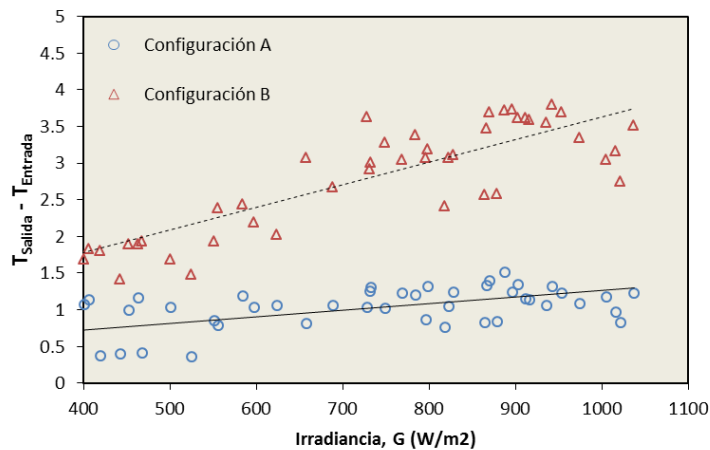


Figura 5.12. Salto de temperatura del aire en el canal en la posición 6 del ventilador.

En los casos en convección forzada se mantiene el comportamiento analizado en convección natural, aunque con niveles de temperatura más bajos. El salto de temperatura alcanzado en la configuración B sigue siendo mayor que el alcanzado en la configuración A, incrementándose la diferencia entre A y B con el crecimiento de la irradiancia. Se observa, además, en las figuras anteriores y, con más detalle en la Figura 5.13, que el salto de temperatura se ve reducido con el aumento de la velocidad del aire en el canal.

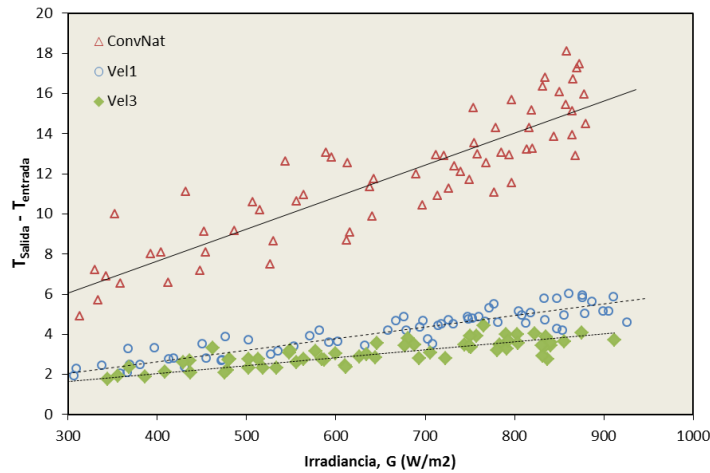


Figura 5.13. Salto de T^a del aire en la configuración B para diferentes niveles de velocidad.

El hecho de alcanzar los mayores saltos de temperatura en convección natural se debe a que la velocidad del aire en el canal es más baja que en los otros casos, lo que supone un mayor tiempo de residencia del aire bajo el panel fotovoltaico, favoreciendo una transferencia de calor más eficiente. En convección forzada, el aumento de velocidad del aire provoca una mayor evacuación de calor por unidad de tiempo, lo que impide alcanzar saltos de temperatura tan elevados como en convección natural.

Por su parte, la configuración B consigue mayores saltos de temperatura que la configuración A en todos los casos. La presencia de las placas intercaladas en B obliga al aire a describir un recorrido tal que el tiempo empleado en desplazarse desde la entrada hasta la salida del canal es mayor que en A, donde no encuentra ningún obstáculo. Una vez más, el aumento del tiempo de estancia del aire bajo el panel fotovoltaico contribuye a mejorar el intercambio calorífico. Esta disposición interior del canal en B provoca, además, un mejor aprovechamiento de la superficie disponible para el intercambio de calor entre la cara posterior del panel fotovoltaico y el aire. Es decir, el aire entra en contacto de forma efectiva con prácticamente toda la superficie de la cara interna del panel fotovoltaico. En cambio, en la configuración A, donde el paso del aire es libre, a pesar de generarse la convección por aspiración, el aire no se adapta de igual forma al volumen del canal al no estar su sección de paso tan restringida.

5.2.3 Potencia térmica

Definidos los niveles de velocidad y salto térmico alcanzados en cada situación, se procede al análisis de la potencia térmica obtenida del sistema. En el capítulo 3 se define la potencia térmica como el producto del flujo másico, el calor específico a presión constante y el salto de temperatura o, lo que es lo mismo, el producto del flujo másico por el salto de entalpía.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T, \quad (5.1)$$

donde \dot{m} representa el gasto másico en el interior del canal, C_p el calor específico del aire a presión constante y ΔT el salto de temperatura del aire entre la entrada y la salida.

En convección libre, la dispersión de los datos de flujo másico registrados se ve reflejada en la distribución de la potencia térmica (Figuras 5.14 y 5.15).

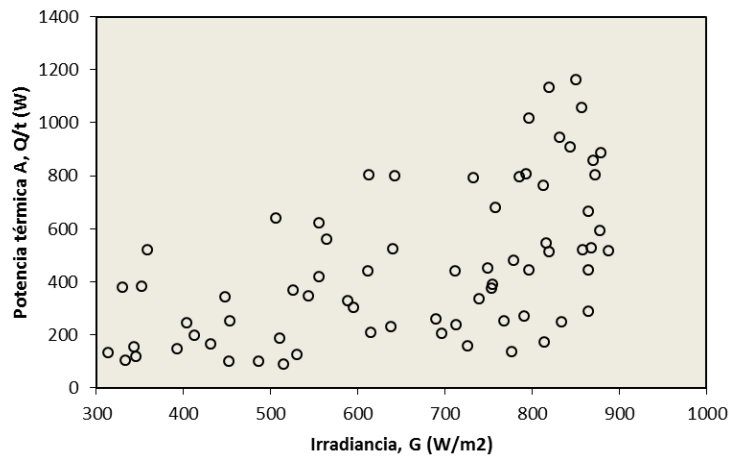


Figura 5.14. Potencia térmica en convección natural en la configuración A.

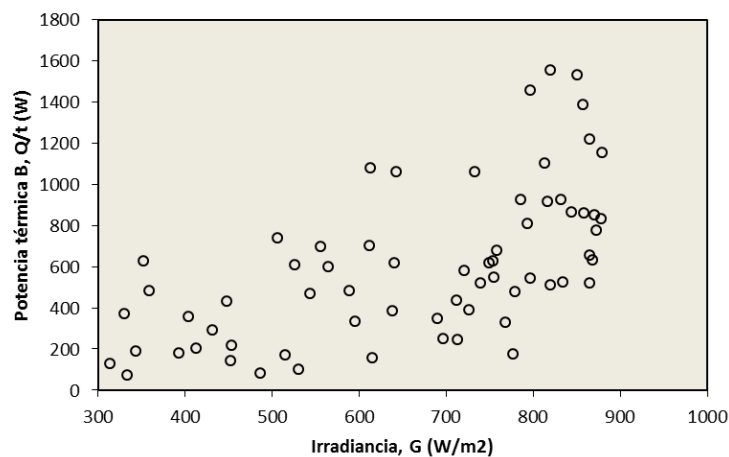


Figura 5.15. Potencia térmica en convección natural en la configuración B.

No se puede, por tanto, determinar un comportamiento específico o predecible de la potencia térmica en convección natural, aunque se observa que, a pesar de que las velocidades del aire en el canal son bajas, el gran salto térmico conseguido permite obtener potencias incluso superiores a 1000 W en los casos más favorables.

En convección forzada se puede ver una tendencia lineal de la potencia térmica con la irradiancia. El aumento de la energía solar recibida da lugar a un incremento del salto de temperatura, repercutiendo en una mayor potencia térmica.

Al calcular la potencia a partir del gasto másico y del salto de temperatura, la pequeña incertidumbre que presentan los datos de estas variables se ve multiplicada en gran medida al realizar el producto con el calor específico a presión constante, cuyo valor es de 1004 J/kg·K. De este modo, no es posible determinar detalladamente los valores de potencia alcanzados, aunque sí ciertos rangos en los que se pueden encontrar.

Por norma general, se obtienen niveles de potencia térmica mayores en la configuración B, debido a que el término de temperatura adquiere un mayor peso que las variaciones de flujo másico en la potencia térmica. Los casos más favorables registran valores de potencia térmica en torno a los 1500 W en la configuración B, para la posición 3 del ventilador y a niveles de irradiancia en torno a los 850 W/m², mientras que en la configuración A se alcanzan aproximadamente 700 W en las mismas condiciones.

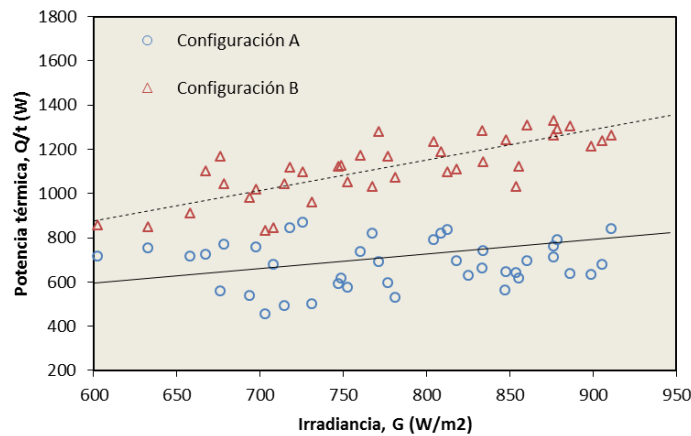


Figura 5.16. Potencia térmica para la posición 1 del ventilador.

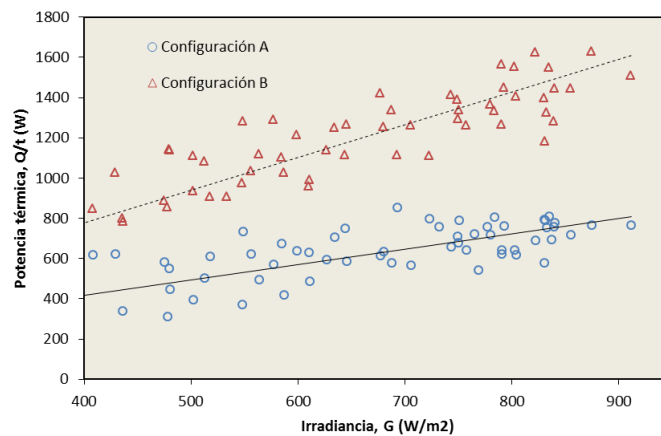


Figura 5.17. Potencia térmica para la posición 3 del ventilador.

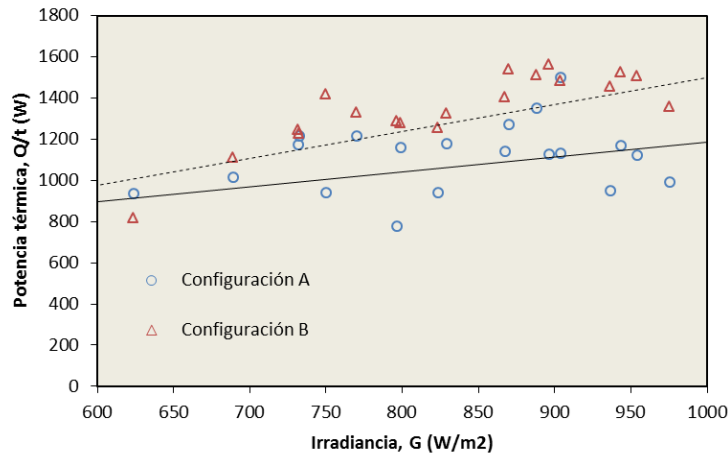


Figura 5.18. Potencia térmica para la posición 6 del ventilador.

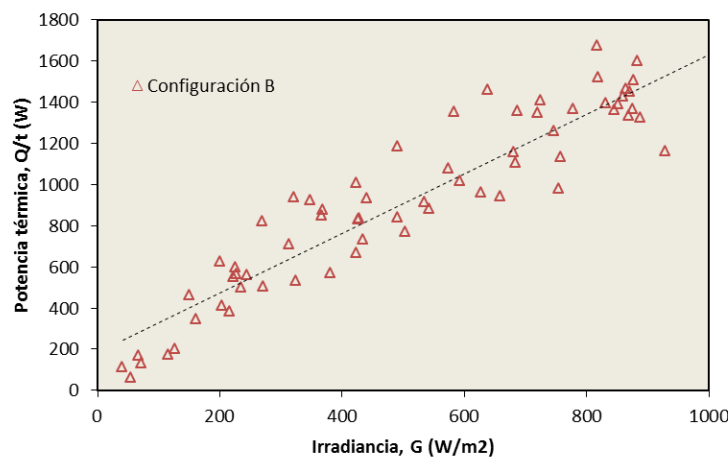


Figura 5.19. Potencia térmica para la posición 9 del ventilador.

Se aprecia que la potencia térmica en la configuración B apenas sufre cambios a partir de la posición 3 del ventilador. Se debe esto, como ya se mostraba anteriormente, a que la velocidad del aire en el interior del canal alcanza su límite máximo para esta posición del ventilador. En el caso de la configuración A, este límite se alcanza en la posición 6 (Figura 5.18). Aunque sólo se han podido obtener resultados válidos en la configuración B para la posición 9 del ventilador (Figura 5.19), los valores de flujo másico analizados anteriormente sugieren que el comportamiento del sistema en la configuración A es similar para los niveles impuestos por las posiciones 6 y 9 del ventilador, al menos en los casos ensayados. Como se puede ver en la Figura 5.18, para altas velocidades del aire en el canal de la configuración A, la potencia lograda se aproxima en mayor medida a la de la configuración B, aunque sigue sin superarla. Queda patente, de esta forma, que aunque el flujo másico sea mayor en A que en B ($\approx 0,90$ kg/s en A y $0,40$ kg/s en B, en este caso), la capacidad de B para generar un mayor salto de temperatura supone una ventaja considerable en la consecución de potencia térmica. Esto se puede ver con más claridad si representamos la potencia obtenida por la configuración A para la posición 3 del ventilador y la obtenida por la configuración B para la posición 1. Se observa que la configuración B sigue obteniendo mejores resultados a pesar de que se emplea menos energía en generar la convección, tal como muestra la Figura 5.20.

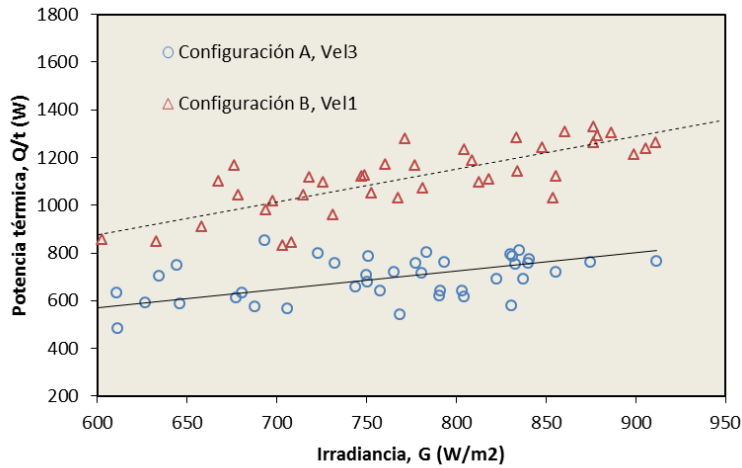


Figura 5.20. Comparación de la potencia térmica entre las configuraciones A y B para distintas posiciones del ventilador.

A modo de resumen, se representa la distribución de potencia térmica conseguida con cada posición del ventilador, permitiendo determinar cuál es la posición óptima para lograr mayores valores de potencia.

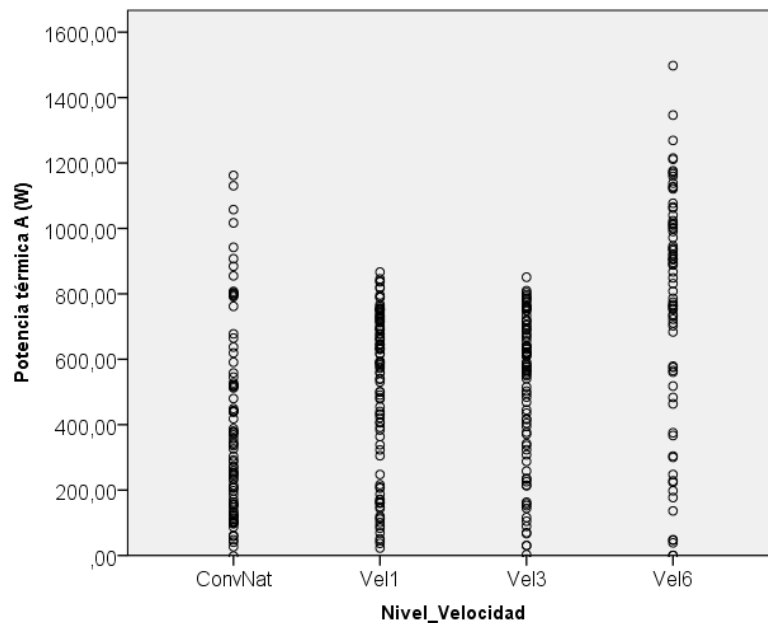


Figura 5.21. Distribución de potencia térmica para las diferentes posiciones del ventilador en la configuración A.

En la configuración A, los mayores valores de potencia se logran en la posición 6 del ventilador. También se alcanzan valores altos en convección natural, aunque de forma esporádica.

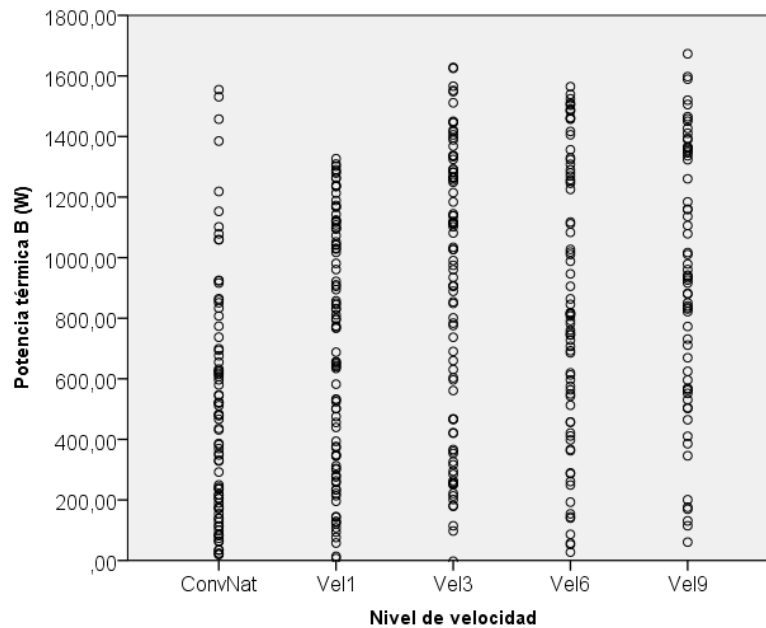


Figura 5.22. Distribución de potencia térmica para las diferentes posiciones del ventilador en la configuración B.

En la configuración B, se alcanzan los mismos valores en las posiciones 3, 6 y 9, por lo que la posición óptima sería la 3, ya que supone un menor gasto energético. De nuevo, en convección natural se obtienen valores altos de potencia, aunque la mayoría de datos se concentran en valores bajos.

5.2.4 Rendimiento térmico

Para determinar la proporción de energía de la radiación solar que el sistema es capaz de aprovechar en forma de energía térmica, se recurre al rendimiento térmico. Se define éste como el cociente entre la potencia térmica obtenida del sistema y la potencia procedente de la radiación, medida con el piranómetro.

El rendimiento térmico es una variable que sólo resulta útil de analizar a partir de ciertos valores de irradiancia, ya que para valores bajos, la energía térmica de entrada al sistema llega a ser inferior a la energía extraída, ya que ésta última depende de la velocidad del aire.

En convección natural, al igual que sucede con la potencia térmica, existe dispersión en los datos, por lo que no existe una tendencia a un comportamiento determinado. Existen casos en los que la irradiancia es baja y también lo es, por tanto, el salto de temperatura del aire, pero la velocidad registrada es elevada, por lo que el valor de potencia también lo es. Sucede, en estos casos, que se alcanzan valores de rendimiento térmico interesantes a pesar de que no se produzca un gran salto térmico.

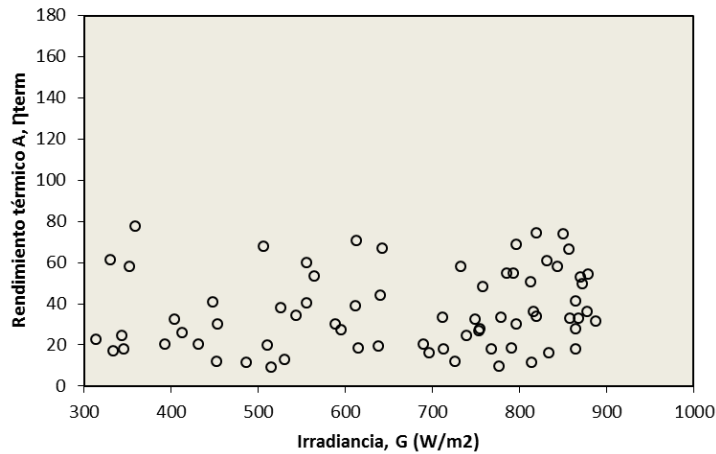


Figura 5.23. Rendimiento térmico de la configuración A en convección natural.

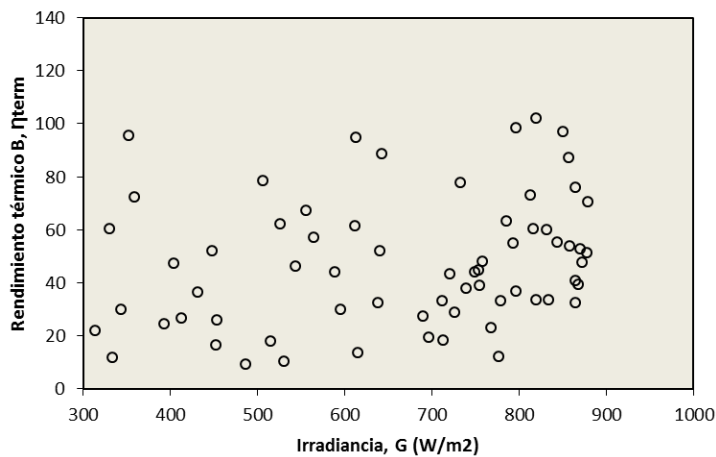


Figura 5.24. Rendimiento térmico de la configuración B en convección natural.

Debido al mayor salto de temperatura conseguido, en la configuración B (Figura 5.24) se registran casos con mayor rendimiento térmico que en la configuración A (Figura 5.23). Se presentan casos en los que el rendimiento se aproxima al 100%. Hay que tener en cuenta la incertidumbre observada en los valores de potencia térmica, la cual queda reflejada en el cálculo del rendimiento. Esto se debe principalmente a los errores cometidos en la medida de la temperatura y de la velocidad del aire, sin olvidar la influencia de las cambiantes condiciones ambientales. Aunque se ha llevado a cabo una depuración de las medidas, el corto período de ensayo no ha permitido obtener muestras con mayor representatividad. Al margen de ello, los valores obtenidos permiten intuir de manera aproximada en qué rangos de eficiencia nos podemos encontrar.

En convección forzada (Figuras 5.25, 5.26 y 5.27) se observa cómo el rendimiento térmico sigue una cierta linealidad en función de la irradiancia, apreciándose una ligera tendencia descendente, especialmente visible en la configuración A. De nuevo, la configuración B alcanza mejores resultados obteniéndose mayores rendimientos.

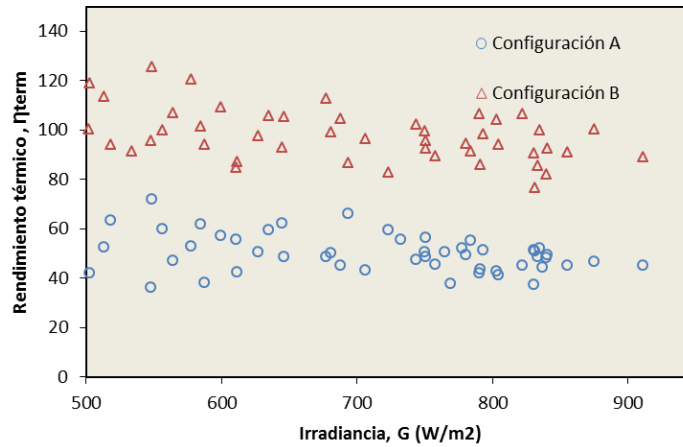


Figura 5.25. Rendimiento térmico para la posición 1 del ventilador.

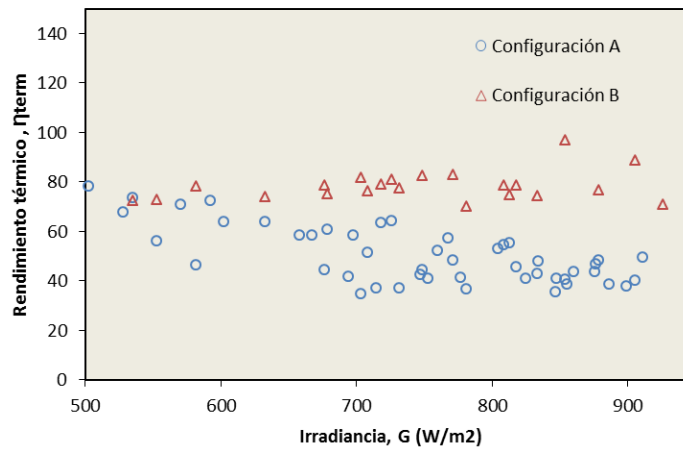


Figura 5.26. Rendimiento térmico para la posición 3 del ventilador.

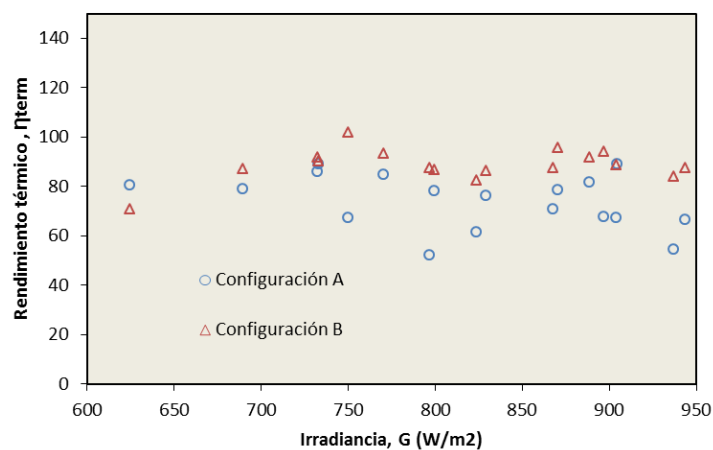


Figura 5.27. Rendimiento térmico para la posición 6 del ventilador.

Al margen de lo comentado anteriormente en referencia a la imprecisión de los resultados, se observan tendencias que se acercan a valores altos de rendimiento térmico. Esto tiene su explicación en que esta variable se calcula como el cociente entre la potencia

térmica aprovechada por el sistema y la potencia captada a partir de la radiación solar incidente. Para los niveles de velocidad más altos, la potencia térmica parte de valores superiores, al ser mayor el flujo másico. Esto hace que con un pequeño salto de temperatura se alcancen potencias mayores a las captadas a partir de la radiación solar. Es decir, no toda la energía obtenida procede de la radiación, sino que hay una parte debida a la energía cinética del aire. Sin embargo, la comparación se realiza únicamente con la energía de la radiación.

5.2.5 Temperatura del panel fotovoltaico

Se muestra en este apartado la influencia de la velocidad del aire en la temperatura alcanzada por el panel fotovoltaico y el efecto que supone el uso de la configuración A o B en la refrigeración del panel. Es importante este aspecto si se tiene en cuenta que las altas temperaturas del panel afectan negativamente a su rendimiento eléctrico.

Los niveles de temperatura más elevados alcanzados por la superficie del panel fotovoltaico se obtienen en convección natural. La velocidad del aire en este caso es más baja que en el resto de casos estudiados. Esto da lugar a una menor evacuación de calor por parte del aire de refrigeración y, por tanto, a una menor reducción de la temperatura del panel.

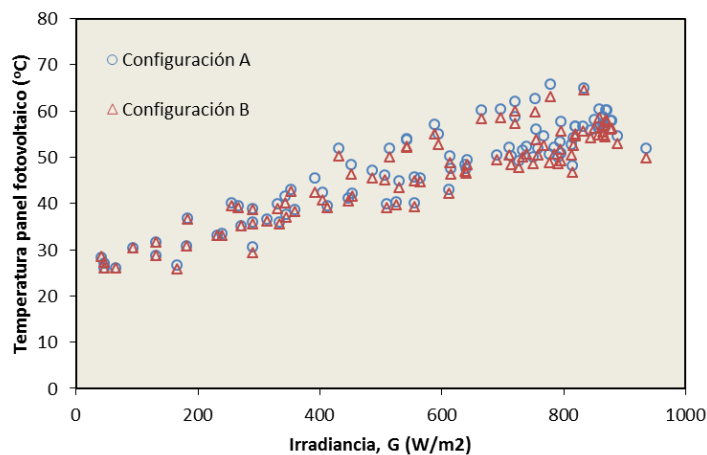


Figura 5.28. Temperatura del panel fotovoltaico en convección natural.

Se observa, especialmente a valores de irradiancia superiores a 400 W/m^2 , que la temperatura del panel es menor en la configuración B (Figura 5.28). Esto contrasta los resultados obtenidos anteriormente, en los que el salto de temperatura del aire en convección natural era prácticamente el doble en la configuración B que en la configuración A. El mayor tiempo de residencia del aire en el canal y el contacto con una mayor porción de superficie útil se traducen en una transferencia de calor más efectiva entre el panel y el aire, contribuyendo a la disminución de la temperatura del panel y al aumento del salto de temperatura del aire. Del mismo modo ocurre en convección forzada.

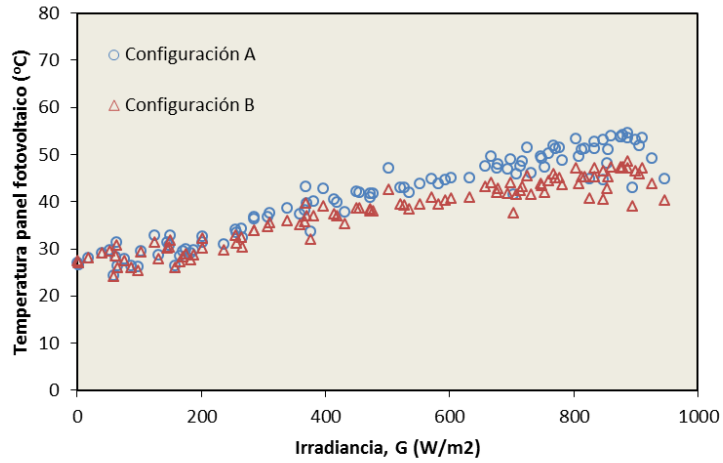


Figura 5.29. Temperatura del panel fotovoltaico para la posición 1 del ventilador.

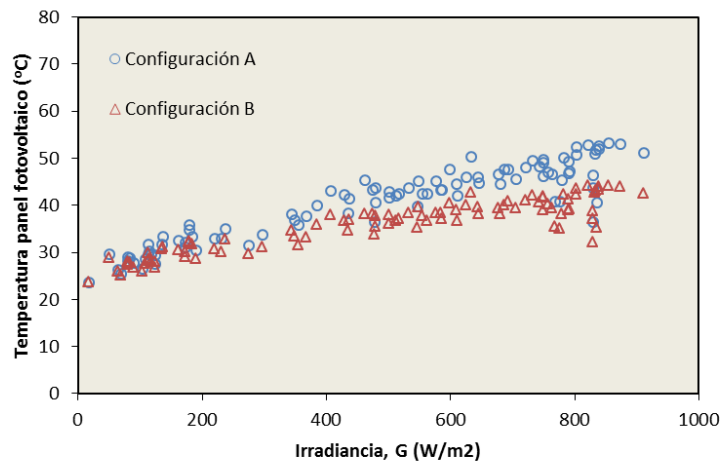


Figura 5.30. Temperatura del panel fotovoltaico para la posición 3 del ventilador.

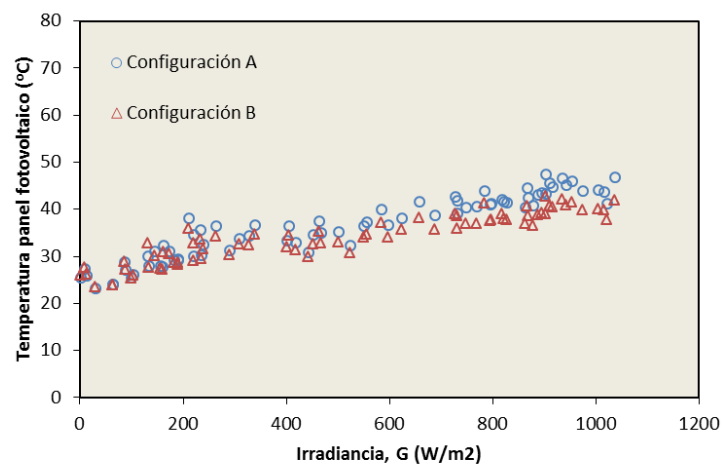


Figura 5.31. Temperatura del panel fotovoltaico para la posición 6 del ventilador.

Se muestra, por tanto, que a mayor velocidad del aire bajo el panel fotovoltaico disminuye la temperatura del mismo. Se logran reducciones de hasta 15°C entre el régimen en convección natural y la mayor de las velocidades de ensayo (0,40 kg/s en la configuración B y entre 0,9 y 1kg/s en la configuración A). Esto se puede comprobar en la Figura 5.32 para la configuración B. Se aprecia, además, que la configuración B consigue reducir la temperatura del panel en mayor medida.

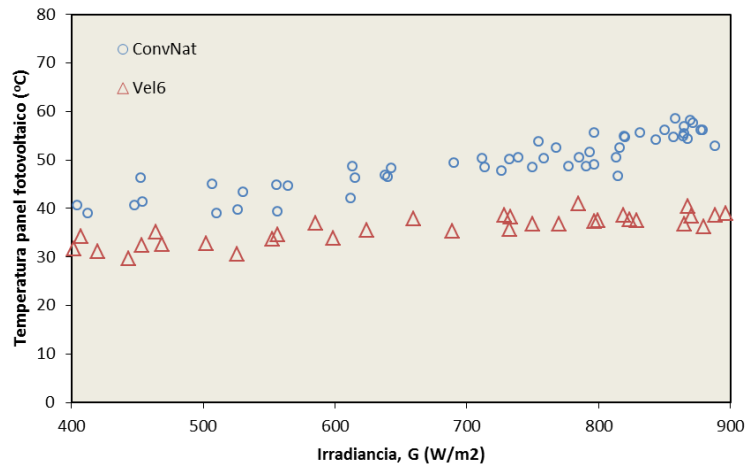


Figura 5.32. Temperatura del panel fotovoltaico en la configuración B para diferentes niveles de velocidad.

5.3 Discusión de resultados

El efecto del viento y la gran variabilidad de las condiciones atmosféricas, sumados a un período de ensayo no muy extendido, han supuesto la obtención de unos resultados algo menos precisos de lo que se esperaba inicialmente.

La medida del flujo másico establecido en cada canal muestra cómo en convección natural existe una gran dispersión de esta variable, mientras que en convección forzada, los valores se ordenan en torno a un nivel determinado. Excepto para la posición 3 del ventilador, el flujo másico generado en el canal es superior en la configuración A, ya que en este caso, no se presentan elementos que obstaculizan el paso del aire. Sucede en ambas configuraciones que la velocidad registrada en el canal llega a un cierto límite a pesar de aumentar la potencia suministrada al ventilador. La configuración A presenta este límite a partir de la posición 6 del ventilador, donde se obtiene un flujo másico medio de 0,90 kg/s, mientras que en la configuración B se alcanza a partir de la posición 3, obteniéndose un valor medio de 0,4 kg/s. Estos valores representan los niveles máximos de caudal con los que se ha ensayado. El hecho de no poder superarlos puede deberse a la geometría propia del sistema, donde una reducción brusca de la sección de paso del aire entre el canal de refrigeración y el ventilador impide establecer regímenes superiores. También se aprecia una diferencia brusca en la velocidad medida en la configuración A entre las posiciones 3 y 6 del ventilador. Este comportamiento algo imprevisible puede ser debido a algún tipo de error en las medidas o simplemente que el comportamiento real del sistema

es el mostrado. Para corroborarlo será preciso planificar, en un futuro, un nuevo período de ensayo con mayor extensión. En este aspecto ha podido influir la imposibilidad de instalar y usar los tubos de Venturi, por causas ajenas, para realizar las mediciones de caudal, obteniéndose medidas de velocidad con menor precisión de la que se preveía en un principio.

Uno de los efectos de mayor relevancia en este estudio es el salto de temperatura del aire entre la entrada y la salida del canal de refrigeración, dada su vital importancia en la obtención de la potencia térmica del sistema. El incremento de temperatura del aire presenta una tendencia creciente con la irradiancia, como era de esperar. Por otro lado, muestra una relación inversamente proporcional al flujo másico, es decir, a menores velocidades el aire consigue incrementar su entalpía en mayor medida gracias a un mayor tiempo en contacto con la superficie del panel fotovoltaico. La mejora propuesta por la configuración B ha dado resultados bastantes interesantes en este aspecto. Para valores altos de irradiancia, el salto de temperatura conseguido en B es prácticamente el doble del conseguido en A. Esto ocurre para todos los niveles de velocidad ensayados. En este sentido, se consiguen incrementos de temperatura de hasta 16°C en convección natural y de hasta 3,5°C para un flujo máximo de 0,40 kg/s en convección forzada, en la configuración B. Por su parte, la configuración A es capaz de incrementar la temperatura del aire hasta en 7°C, trabajando en convección natural, y hasta en 1°C para caudales elevados del orden de 0,90 kg/s en convección forzada.

En cuanto a la potencia térmica obtenida del sistema, cabe citar que los resultados presentan una incertidumbre algo elevada. Se debe este fenómeno a que la potencia es una variable secundaria, calculada a partir de variables medidas experimentalmente, como son el flujo másico y el salto de temperatura del aire. Estas dos variables presentan una incertidumbre relativamente baja en su medida, pero al multiplicar por el calor específico a presión constante, que es del orden del millar, los errores se hacen mucho más notables. A pesar de ello, se puede identificar un comportamiento claro de la potencia en función de los niveles de irradiancia y de la velocidad del aire en el canal. En convección natural, dada la aleatoriedad de la velocidad del aire, se obtienen resultados dispersos. Sin embargo, en convección forzada, la potencia crece linealmente con la irradiancia, ya que ésta supone un aumento del salto de temperatura del aire. Se llegan a obtener potencias máximas de, aproximadamente, 1500 W en la configuración B para un flujo másico de 0,40 kg/s, mientras que en la configuración A se puede llegar, en torno, a los 700 W para este mismo valor de gasto másico. Si se reduce la velocidad del aire se logran menores potencias, pero también se obtiene un mayor salto de temperatura y un menor consumo global de la instalación, ya que la potencia suministrada al ventilador para generar la convección es inferior. En este sentido, se pueden presentar casos en los que, al reducir la potencia del ventilador, se consigan menores valores de potencia térmica, pero el balance global de energía sea más favorable. Lo mismo ocurre al comparar las configuraciones A y B. La configuración B es capaz de obtener mayores potencias con menores velocidades. A efectos de un balance energético global, este comportamiento otorga a la configuración B la capacidad de conseguir un cierto ahorro

en el consumo del sistema de refrigeración frente al modelo convencional, representado por la configuración A.

Respecto al rendimiento térmico conseguido por la instalación, a pesar de la incertidumbre por la imprecisión en las medidas, se puede decir que se obtienen resultados interesantes. Aunque no se pueden especificar cifras exactas, los rangos registrados sugieren que se podría aprovechar una porción importante de la energía procedente del Sol en forma térmica. En convección natural, una vez más, la variabilidad de las condiciones atmosféricas da lugar a una dispersión en las medidas que impide distinguir una tendencia determinada en el comportamiento.

Uno de los objetivos secundarios del trabajo era analizar el comportamiento eléctrico de la instalación, en concreto, de la mejora de la eficiencia eléctrica de los paneles fotovoltaicos. La avería de la instrumentación ha impedido llevar a cabo este propósito en su totalidad, por lo que no se han podido obtener las curvas características de los paneles ni se ha podido calcular su rendimiento. Sin embargo, teniendo en cuenta que éste depende de la temperatura del panel, se ha analizado esta variable en función de las distintas condiciones de ensayo a las que se ha sometido la instalación. Los resultados muestran que a mayores velocidades del aire de refrigeración se consiguen menores temperaturas del panel. Tanto es así que en la configuración B se pueden lograr reducciones de hasta 15°C, aproximadamente, para altos valores de irradiancia si se compara la convección natural con la convección forzada a 0,40kg/s. En el citado caso, la temperatura alcanzada por el panel con refrigeración natural es del orden de los 50°C, mientras que con refrigeración forzada desciende hasta 35°C. Esto supone una importante mejora en el rendimiento del panel fotovoltaico. También se muestra claramente que la configuración B consigue reducir la temperatura del panel en mayor medida. Esto se hace más evidente con el aumento de la irradiancia, de manera que, a partir de los 400-500 W/m², la diferencia de temperatura entre el panel de la configuración A y el de la configuración B es al menos de 1°C en todos los casos estudiados en convección forzada.

Se deduce, por tanto, que la mejora propuesta por medio de la configuración B, no sólo es capaz de conseguir mayores saltos de temperatura del aire entre la entrada y la salida del canal, sino que esto tiene relación directa con el hecho de reducir la temperatura del panel fotovoltaico en mayor grado. La presencia de las placas intercaladas en el canal de refrigeración hace que el aire se adapte mejor al volumen disponible y lo obliga a pasar mayor tiempo bajo el panel fotovoltaico, favoreciendo así el intercambio de calor.

6 CONCLUSIONES

Se ha llevado a cabo el diseño y construcción de una instalación experimental para la evaluación del potencial térmico del sistema de refrigeración de paneles fotovoltaicos. Se han establecido dos configuraciones que se han ensayado en paralelo bajo las mismas condiciones.

El efecto del viento y la gran variabilidad de las condiciones atmosféricas, sumados a un período de ensayo no muy extendido, han supuesto la obtención de unas medidas experimentales algo menos precisas de lo que se esperaba inicialmente. A pesar de ello, los resultados obtenidos consiguen explicar en gran medida el comportamiento térmico de la instalación.

Los resultados muestran valores interesantes de salto de temperatura del aire entre la entrada y la salida del canal de refrigeración. Por consiguiente, la potencia y el rendimiento térmicos del sistema también se sitúan en niveles a considerar, aunque la incertidumbre de los valores registrados impide obtener conclusiones definitivas. Por su parte, el efecto de refrigeración sobre la temperatura de los paneles fotovoltaicos se ha conseguido ver y caracterizar de forma clara. Se ha evaluado la influencia de variables como la velocidad del aire de refrigeración o la radiación solar y se ha observado, en reglas generales, que la mejora propuesta de intercalar placas transversales en el interior del canal ha dado buen resultado. En general, el comportamiento de la configuración que incluye esta variación es mejor que el convencional.

En lo que concierne a la regeneración de ruedas desecantes, los resultados de potencia térmica y de salto de temperatura registrados pueden ser útiles en este ámbito. Aunque no se consigue aumentar directamente la temperatura del aire hasta los 80-90°C necesarios para el proceso de regeneración, sí que se ha conseguido cuantificar el salto que se produce en función de distintas condiciones. La información recaudada permite, por ejemplo, conocer el grado de apoyo que el sistema de refrigeración de paneles fotovoltaicos puede dar al proceso de regeneración. Esta información también permite hacer una estimación del salto de temperatura que se podría conseguir al alargar el canal de refrigeración haciendo que el aire pasase por varios paneles en serie.

En cuanto a la mejora del rendimiento eléctrico de los paneles, la avería de la carga electrónica necesaria para obtener sus curvas características ha impedido llevar a cabo una evaluación oportuna de esta variable. A pesar de ello, el análisis realizado acerca de la evolución de la temperatura de los paneles aporta una información que puede resultar útil, al menos de forma teórica.

Se consigue, de esta forma, cumplir con el objetivo principal del estudio, consistente en la evaluación del potencial térmico del sistema de refrigeración de paneles fotovoltaicos. Se ha analizado la potencia térmica que es capaz de obtener, así como su rendimiento térmico, entre otros aspectos. En cuanto a los objetivos secundarios, no se ha conseguido realizar un estudio completo de la eficiencia eléctrica de los paneles

fotovoltaicos por motivos técnicos. Por su parte, el diseño y construcción de la instalación experimental se han llevado a cabo de forma satisfactoria, adquiriendo gran experiencia en este tipo de tareas y una estrecha relación con los procedimientos de ensayo y adquisición de datos.

Siguiendo con esta línea de investigación, se propone para trabajos futuros, volver a ensayar esta instalación durante un mayor período de tiempo, preferiblemente durante los meses de primavera y verano, y empleando los tubos de Venturi para medir el caudal de trabajo, además de obtener la curva característica de los paneles fotovoltaicos. También resultaría interesante conocer el comportamiento de la configuración A del sistema en convección forzada para una velocidad intermedia a las logradas con las posiciones 6 y 9 del ventilador, ya que se ha registrado un salto entre ellas bastante elevado, generando un cierto vacío de información. Otra de las variantes que se puede incorporar es el intercambio, en la configuración B, del material usado en las placas intercaladas, sustituyendo el metacrilato empleado en este estudio por algún metal que favorezca la conducción térmica, buscando el efecto de aletas. Por último, se puede comparar esta instalación experimental con un captador solar térmico de aire convencional y evaluar el rendimiento que se puede obtener de cada uno.

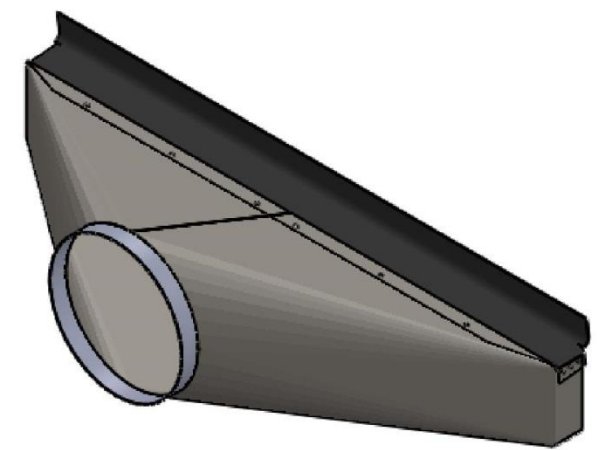
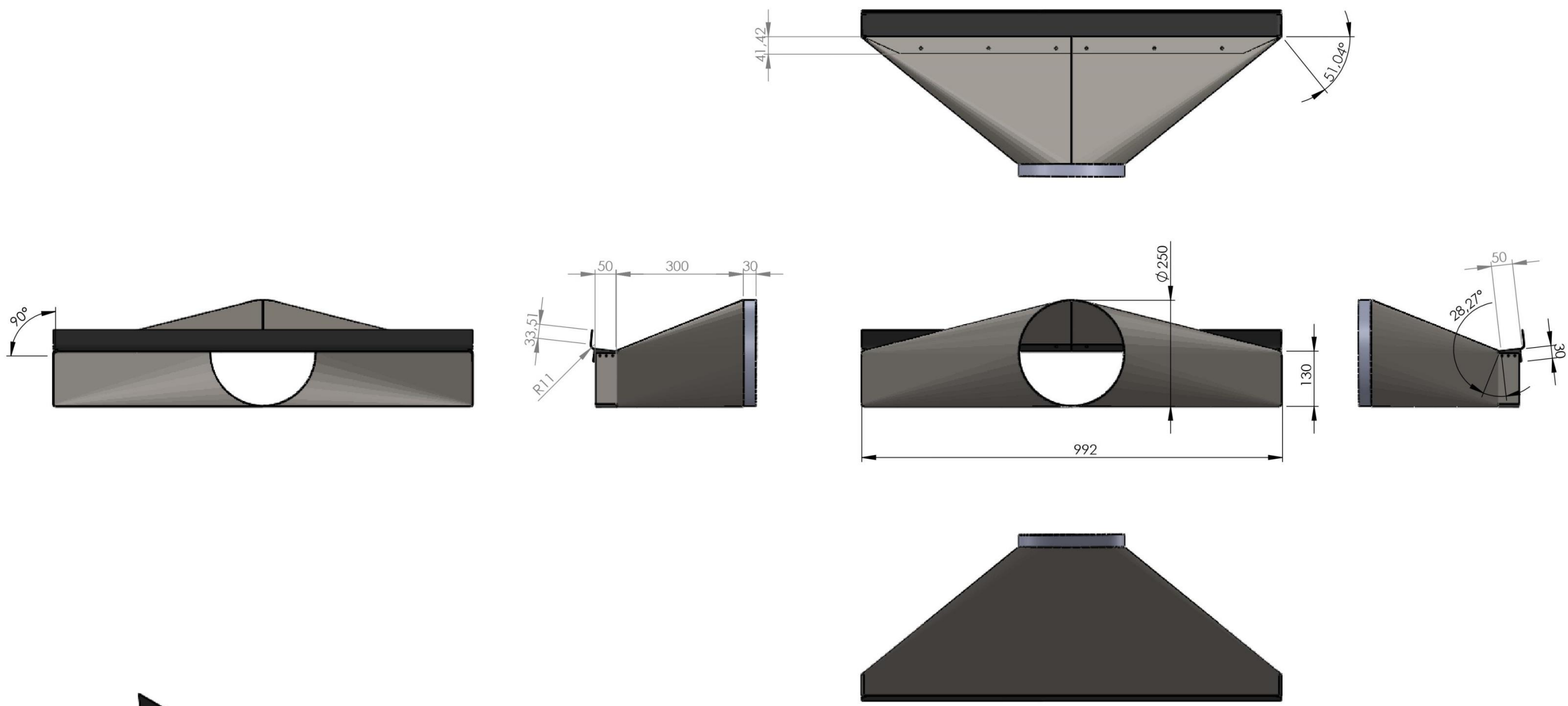
BIBLIOGRAFÍA

- Abdolzadeh, M., & Ameri, M. (2008). Improving the effectiveness of a photovoltaic water pumping system by spraying water over the front of photovoltaic cells. *Renewable Energy*, 37, 91-96.
- Argaw, N. (1995). Optimal load matching in photovoltaic water pumps coupled with DC/AC inverter. *International Journal of Solar Energy*, 18, 41-52.
- Bourdoukan, P., Wurtz, E., & Joubert, P. (2010). Comparison between the conventional and recirculation modes in desiccant cooling cycles and deriving critical efficiencies of components. *Energy*, 35, 1057-1067.
- Brinkworth, B. (2000). Estimation of flow and heat transfer for the design of PV cooling ducts. *Solar Energy*, 69, 413-420.
- Brinkworth, B. J., Cross, B. M., Marshall, R. H., & Yang, H. (1997). Thermal regulation of photovoltaic cladding. *Solar Energy*, 61, 169-178.
- Brogren, M., & Karlsson, B. (2002). Low-concentrating water-cooled PV-thermal hybrid systems for high latitudes. *The twenty-ninth IEEE photovoltaic specialists conference*, (pp. 1733-1786).
- Enteria, N., Yoshino, H., Mochida, A., Satake, A., Yoshie, R., Takaki, R., . . . Tanaka, Y. (2012). Performance of solar-desiccant cooling system with Silica-Gel (SiO₂) and Titanium Dioxide (TiO₂) desiccant wheel applied in East Asian climates. *Solar Energy*, 89, 1261-1279.
- Ge, T. S., Dai, Y. J., & Wang, R. Z. (2014). Review on solar powered rotary desiccant wheel cooling system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, 476-497.
- Henning, H.-M., Erpenbeck, T., Hindenburg, C., & Santamaria, I. S. (2001). The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles. *International Journal of Refrigeration*, 24, 220-229.
- Kaiser, A. S., Zamora, B., Mazón, R., García, J. R., & Vera, F. (2014). Experimental study of cooling BIPV modules by forced convection in the air channel. *Applied Energy*, 135, 88-97.
- Kozak, T., Maranda, W., Napieralski, A., De Mey, G., & De Vos, A. (2009). Influence of Ambient Temperature on the Amount of Electric Energy Produced by Solar Modules. *MIXDES 16th International Conference 'Mixed Design of integrated Circuits and Systems'*, (pp. 351-354).
- Krauter, S. (2004). Increased electrical yield via water flow over the front of photovoltaic panels. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 82, 131-137.
- Marco, B., Pietro, F., & Bettina, N. (2012). Energy performance evaluation of a demo solar desiccant cooling system with heat recovery for the regeneration of the adsorption material. *Renew Energy*, 44, 40-52.

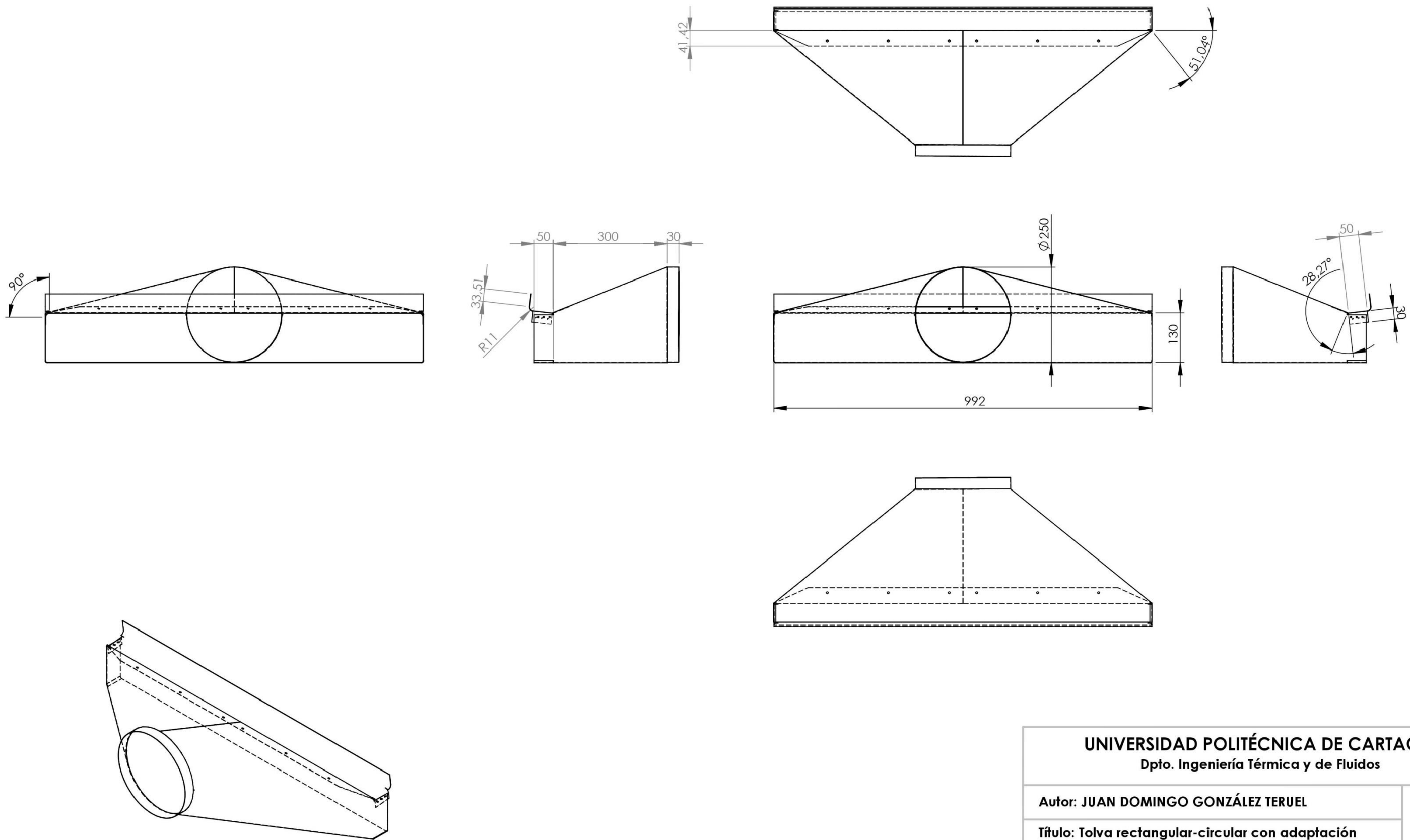
- Maycock, P., & Stirewalt, E. (1985). *A guide to the photovoltaic revolution*. Pennsylvania: Rodale Press.
- Mazón, R. (2014). *Estudio de la influencia de la refrigeración con aire de forma natural e inducida en el comportamiento de instalaciones fotovoltaicas*. Tesis doctoral: Universidad Politécnica de Cartagena.
- Mei, L., Infield, D., Eicker, U., Loveday, D., & Fux, V. (2006). Cooling potential of ventilated PV façade and solar air heaters combined with a desiccant cooling machine. *Renewable Energy*, 31, 1265-1278.
- Moshfegh, B., & Sandberg, M. (1998). Flow and heat transfer in the air gap behind photovoltaic panels. *Renew Sustain Energy*, 2, 287-301.
- National Instruments. (s.f.). Obtenido de Soporte y Servicios: <http://www.ni.com>
- Preisler, A., & Brychta, M. (2012). High potential of full year operation with solar driven desiccant evaporative cooling systems. *Energy Procedia*, 30, 668-675.
- Ruivo, C. R., Angrisani, G., & Minichiello, F. (2015). Influence of the rotation speed on the effectiveness parameters of a desiccant wheel: An assessment using experimental data and manufacturer software. *Renewable Energy*, 76, 484-493.
- Sandberg, M., & Moshfegh, B. (2002). Buoyancy-induced air flow in Photovoltaic façades effect of geometry of the airgap and location of solar cell modules. *Build Environ*, 37, 211-218.
- Sanvicente, E. (2013). *Experimental investigation of thermal and fluid dynamical behavior of flows in open-ended channels: Application to Building Integrated Photovoltaic (BIPV) Systems*. PhD thesis: INSA de Lyon.
- Short, T., & Oldach, R. (2003). Solar powered water pumps: the past the present and the future. *Journal of Solar Energy Engineering*, 125, 76-82.
- Skoplaki, E., & Palyvos, J. A. (2009). Operating temperature of photovoltaic modules: A survey of pertinent correlations. *Renewable Energy*, 34, 23-29.
- Srinivas, M., & Jayaraj, S. (2013). Investigations on the performance of a double pass, hybrid - type (PV/T) solar air heater. *International Journal of Energy and Environment*, 4(4), 687-698.
- Tiwari, A., Sodha, M. S., Chandra, A., & Joshi, J. C. (2006). Performance evaluation of photovoltaic thermal solar air collector for composite climate of India. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 90, 175-189.
- Tonui, J. K., & Tripanagnostopoulos, Y. (2007). Improved PV/T solar collectors with heat extraction by forced or natural air circulation. *Renewable Energy*, 32, 623-637.
- Wilson, E. (2007). Theoretical and operational thermal performance of a 'wet' crystalline silicon PV module under Jamaican conditions. *Renewable Energy*, 34, 1655-1660.

ANEXO

Se muestran en este anexo los planos detallados de las conducciones diseñadas para unir el canal rectangular con el ventilador en la instalación, realizando una adaptación entre ambas secciones.



| | |
|---|--|
| UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA Dpto. Ingeniería Térmica y de Fluidos | |
| Autor: JUAN DOMINGO GONZÁLEZ TERUEL | |
| Título: Tolva rectangular-circular con adaptación flexible. | |
| Descripción: Adaptación de una sección rectangular a una circular empleando en el marco rectangular un elemento que permite modificar la altura del rectángulo de forma flexible. | |
| Plano n°: 1 | |



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
 Dpto. Ingeniería Térmica y de Fluidos

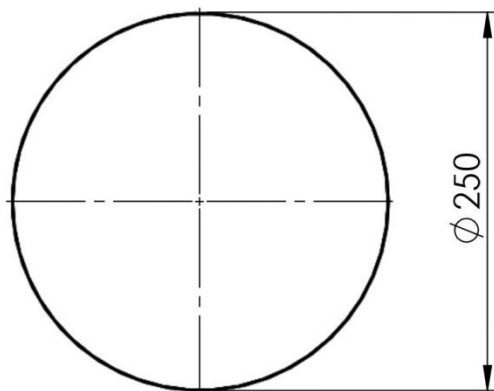
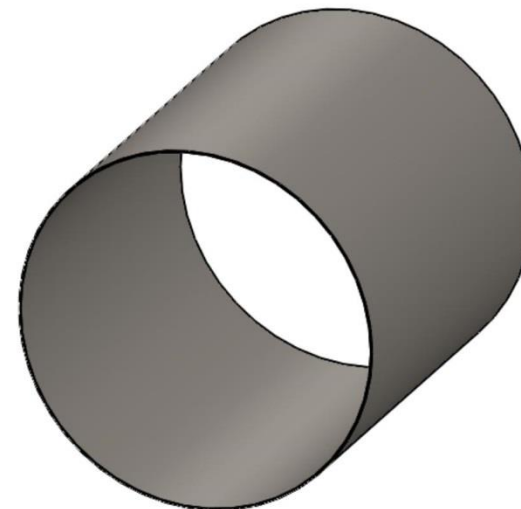
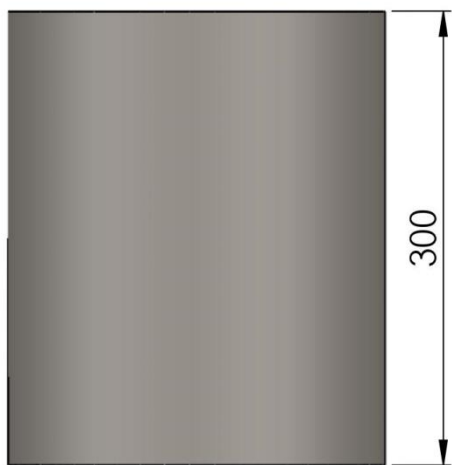
Autor: JUAN DOMINGO GONZÁLEZ TERUEL

Título: Tolva rectangular-circular con adaptación flexible.

Descripción: Adaptación de una sección rectangular a una circular empleando en el marco rectangular un elemento que permite modificar la altura del rectángulo de forma flexible.

Plano n°:

2



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
Dpto. Ingeniería Térmica y de Fluidos

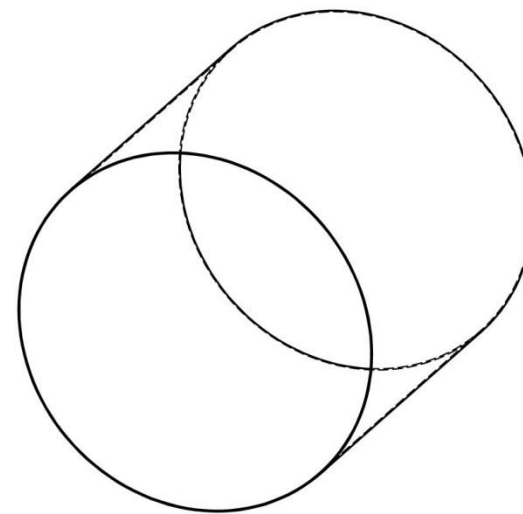
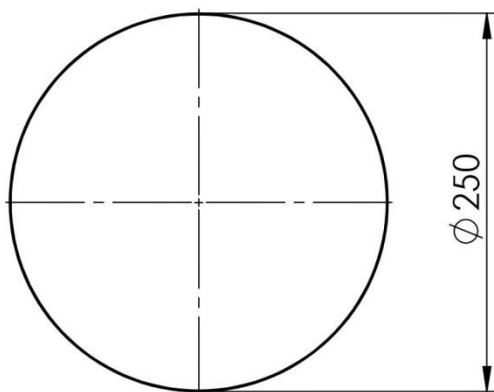
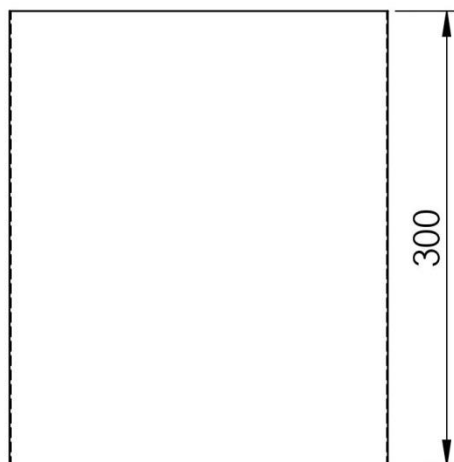
Autor: JUAN DOMINGO GONZÁLEZ TERUEL

Título: Tubería recta

Descripción: Tubería recta de 250mm de diámetro y 300mm de longitud.

Plano n°:

3



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
Dpto. Ingeniería Térmica y de Fluidos

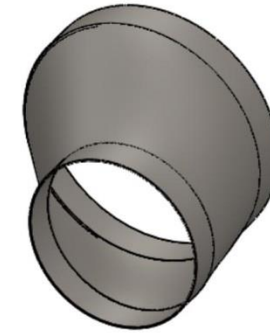
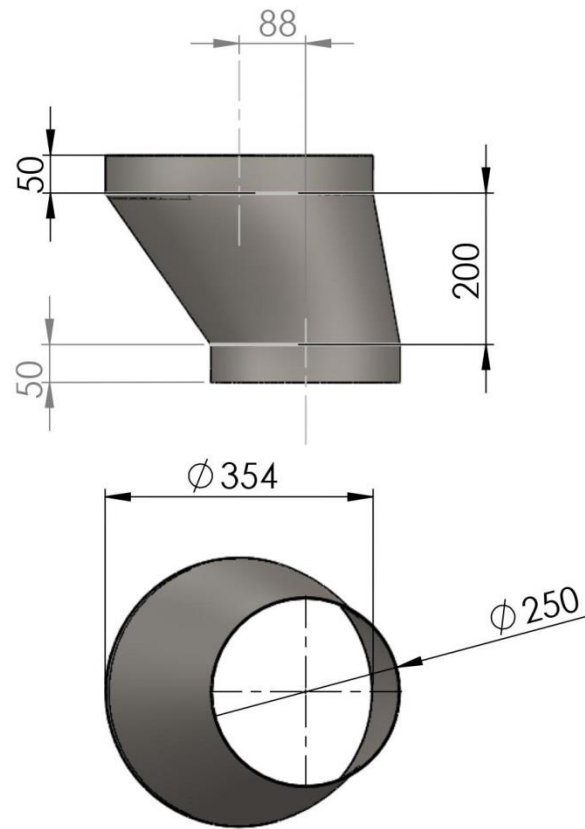
Autor: JUAN DOMINGO GONZÁLEZ TERUEL

Título: Tubería recta

Descripción: Tubería recta de 250mm de diámetro y 300mm de longitud.

Plano n°:

4



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
Dpto. Ingeniería Térmica y de Fluidos

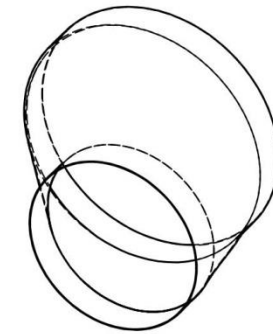
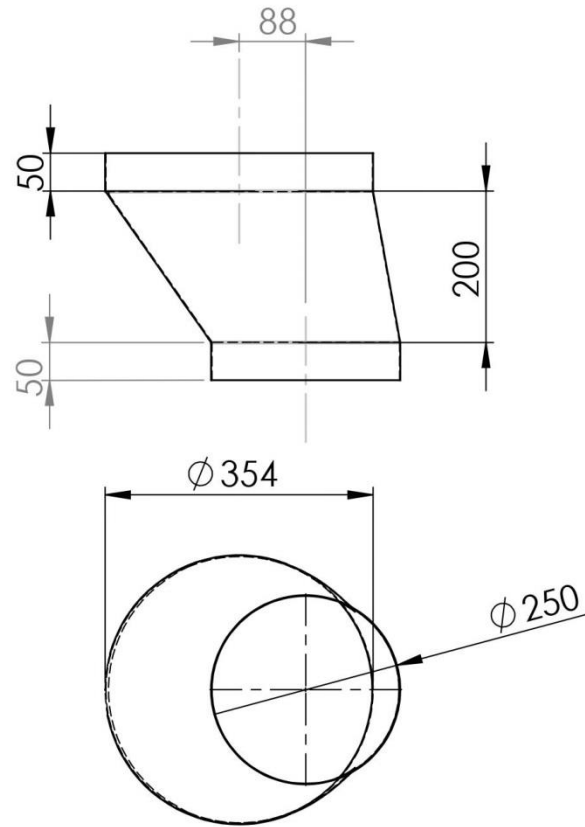
Autor: JUAN DOMINGO GONZÁLEZ TERUEL

Título: Reducción excéntrica

Descripción: Adaptación de dos secciones circulares de 250mm y 354mm de diámetro con ejes asimétricos.

Plano nº:

5



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
Dpto. Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: JUAN DOMINGO GONZÁLEZ TERUEL

Título: Reducción excéntrica

**Descripción: Adaptación de dos secciones
circulares de 250mm y 354mm de diámetro con
ejes asimétricos.**

Plano n°:

6

