

Software-Based Thermal Design and Simulation of a Galvanized Steel Roof under Forced Convection

Armando T. Cruz¹; Dilmar H. Siguayro²; Eduardo A. Quispe³; Arnold L. Chili⁴

^{1,2,3,4} Universidad Nacional del Altiplano, Perú, acruz@unap.edu.pe, 73343385@est.unap.edu.pe, 73273710@est.unap.edu.pe, 70747446@est.unap.edu.pe

Abstract— An insulated “mini-house” lab module was built to study the heating of a galvanized-steel roof (0.305×0.305 m, 1 mm thick). A 100 W bulb provided internal heating, and a roof-mounted fan promoted heat removal by ventilation. Roof and nearby air temperatures were measured using two sensors connected to a microcontroller, with circuit prototyping in Tinkercad. The roof heated rapidly and reached 118.38 °C, while the air stayed around 31–34 °C. A heat-exchange indicator computed from the measurements stabilized between 12.78 and 14.30 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ after 10 minutes. A SolidWorks thermal simulation produced similar values (e.g., about 106 °C and 31–32 °C at 10 minutes), supporting the experimental findings. Overall, the fan dominated heat removal, with a possible buoyancy contribution due to large temperature differences.

Keywords— insulated module, galvanized steel roof, forced ventilation, temperature sensors, thermal simulation.

Diseño y simulación térmica mediante software de una cubierta de acero galvanizado con convección forzada

Armando T. Cruz¹; Dilmar H. Siguayro²; Eduardo A. Quispe³; Arnold L. Chili⁴

^{1,2,3,4} Universidad Nacional del Altiplano, Perú, acruztc@unap.edu.pe, 73343385@est.unap.edu.pe, 73273710@est.unap.edu.pe, 70747446@est.unap.edu.pe

Resumen— Se construyó y evaluó un módulo de laboratorio tipo “casita” aislada para estudiar el calentamiento de una cubierta de calamina (acero galvanizado) de $0,305 \times 0,305$ m y 1 mm de espesor. Dentro del módulo experimental se instaló una lámpara de 100 W y, sobre el techo, un ventilador para impulsar la disipación por ventilación. La temperatura del techo y la del aire cercano se midieron con dos sensores conectados a un microcontrolador, con apoyo del armado del circuito en Tinkercad. Los resultados mostraron que el techo se calentó rápidamente y alcanzó 118,38 °C, mientras que el aire se mantuvo alrededor de 31–34 °C. Con estos datos se calculó un indicador del intercambio térmico que se estabilizó entre 12,78 y 14,30 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ después de los 10 minutos. Además, la simulación en SolidWorks reprodujo valores similares a los medidos (por ejemplo, cerca de 106 °C y 31–32 °C a los 10 min), respaldando los resultados experimentales. En conjunto, el sistema operó con disipación dominada por el ventilador, aunque las altas diferencias de temperatura pueden aportar un componente adicional por flotabilidad.

Palabras Clave— Módulo aislado, calamina, ventilación forzada, sensores de temperatura, simulación térmica.

I. INTRODUCCIÓN

Las cubiertas son uno de los componentes más influyentes en el desempeño térmico de la envolvente, en especial en configuraciones ligeras con baja inercia térmica. En techos metálicos livianos (p. ej., láminas de acero galvanizado tipo “calamina”), la resistencia al flujo de calor suele ser reducida, lo que favorece el sobrecalentamiento y hace que el intercambio térmico dependa fuertemente de las propiedades radiativas de la superficie (reflectancia solar y emisividad infrarroja), así como de las condiciones ambientales. Estudios sobre cubiertas metálicas han mostrado que la emisividad y la reflectancia pueden modificar de manera importante la temperatura superficial y, por extensión, el flujo de calor hacia el interior [1].

En recintos con espacios confinados bajo cubierta (p. ej., áticos o cámaras de aire), la transferencia de calor a través del techo puede representar una fracción relevante del intercambio total de la envolvente, por lo que es útil describir su comportamiento transitorio y/o cuasi-estacionario. Modelos de tipo cuasi-steady-state para áticos con barreras radiantes evidencian la necesidad de considerar simultáneamente radiación, convección y conducción para capturar adecuadamente el flujo térmico desde la cubierta hacia el interior [2].

Un punto crítico en el análisis térmico de cubiertas es la estimación del coeficiente convectivo (interior y exterior), debido a que depende de la geometría, la rugosidad superficial, el patrón local del flujo de aire y el gradiente térmico. Revisiones especializadas muestran que los modelos de coeficiente convectivo externo (CHTC) implementados en simulación energética pueden diferir sustancialmente, generando incertidumbre apreciable en temperaturas superficiales y balances de calor [3]. De forma complementaria, análisis CFD en superficies externas de edificios refuerzan que el CHTC es altamente sensible al flujo de aire local y debe manejarse con cautela cuando se busca precisión [4].

Una estrategia práctica para controlar el intercambio térmico en cubiertas consiste en introducir ventilación en la parte superior o en la cavidad de techo, lo que incrementa la remoción de calor por convección. La evidencia experimental en celdas de prueba con cubiertas ventiladas indica que la ventilación puede modificar el ambiente térmico interior y la respuesta del sistema bajo condiciones cálidas [5]. Cuando se añade un ventilador, el régimen pasa a convección forzada o mixta (forzada + natural), y el valor efectivo del intercambio puede cambiar significativamente; además, trabajos recientes muestran que el viento y el modelo de CHTC seleccionado pueden alterar de manera importante las predicciones de temperatura superficial y demanda térmica en simulaciones [6][7].

En este contexto, el presente estudio propone una caracterización experimental–numérica de la disipación térmica a través de una cubierta de acero galvanizado en un módulo tipo “casa” térmicamente aislado, sometido a una fuente interna controlada (100 W) y a ventilación superior (condición OFF/ON). El sistema se instrumentó con dos sensores de temperatura ubicados en la cara inferior y superior de la cubierta, conectados a un microcontrolador, para registrar la respuesta térmica transitoria. En paralelo, se desarrolló un modelo en SolidWorks para reproducir el campo de temperaturas y apoyar la interpretación física. Dado que el intercambio real involucra conducción, convección y radiación, el análisis se formula en términos de un parámetro de intercambio efectivo (global/equivalente), útil para comparar de manera consistente los escenarios sin y con ventilación.

II. MATERIALES Y MÉTODO

Se desarrolló un módulo de laboratorio tipo “casa” completamente aislado para evaluar el intercambio de calor a través de una cubierta metálica superior sometida a calentamiento interno y ventilación. La cubierta evaluada fue una placa cuadrada de **calamina (acero galvanizado)** con dimensiones:

$$0.305m \times 0.305m = 0.93025m^2 \quad (1)$$

espesor = 1 mm.

Esta fue montada como elemento principal de transferencia térmica. El área de intercambio se consideró igual al área proyectada de la placa, calculada como . En el interior del módulo se instaló una lámpara incandescente **de 100 W** como fuente térmica controlada, asumiendo potencia constante durante cada ensayo, con el objetivo de generar un incremento transitorio de temperatura en la cubierta.

Para modificar el régimen de transferencia en la cara externa del techo se incorporó un **ventilador** ubicado en la parte superior de la cubierta, de modo que el flujo de aire impuesto sobre la superficie incrementa el intercambio convectivo respecto a un caso sin ventilación, caracterizando un escenario de **convección forzada** (y potencialmente mixta si coexisten efectos de flotabilidad). La distinción entre convección forzada y mixta puede interpretarse mediante el uso del número de Richardson:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (2)$$

Cuantifica la importancia relativa de la flotabilidad frente al flujo forzado; cuando el flujo impuesto domina, el proceso se aproxima a convección forzada, y cuando ambos efectos compiten se considera convección mixta [8]. Además, se reconoce que el coeficiente convectivo superficial depende de condiciones del flujo (velocidad/dirección), posición en la superficie y gradientes térmicos, por lo que su estimación introduce incertidumbre si no se mide la velocidad del aire local [9].

La instrumentación térmica se realizó con dos sensores digitales tipo sonda conectados a un microcontrolador (Arduino UNO/ESP32) mediante un montaje en protoboard y su esquema equivalente (validado en entorno tipo Tinkercad). Un sensor se fijó para medir la temperatura de la cubierta T_s y el segundo sensor se empleó para medir la temperatura del aire de referencia T_∞ cercana al flujo que interactúa con el techo (temperatura “bulk” del aire). La adquisición se efectuó de forma continua con muestreo en segundos y, para el análisis y presentación de resultados, los datos se consolidaron en intervalos de 1 minuto, coherente con la serie temporal mostrada (curva T_s y T_∞) y la tabla de valores representativos. Para asegurar confiabilidad en las lecturas, se consideró el uso de prácticas de verificación/calibraciones típicas para sensores impermeables tipo **DS18B20** en sistemas Arduino de adquisición de datos [10].

El análisis térmico se basó en la formulación clásica de la **ley de enfriamiento de Newton**, que expresa el flujo de calor convectivo entre una superficie y un fluido como [11]:

Donde

$$\dot{Q} = h A (T_s - T_\infty) \quad (3)$$

donde $\dot{Q}$ es la potencia térmica transferida, h el coeficiente convectivo y A el área de intercambio. A partir de (1) y con fines operacionales se definió un **coeficiente equivalente** h_{eq} para comparar el comportamiento del sistema con la potencia de entrada conocida de la lámpara, usando $Q_{in} = 100$ W.

$$h_{eq}(t) = \frac{Q_{in}}{A [T_s(t) - T_\infty(t)]} \quad (4)$$

Esta definición corresponde a un parámetro equivalente porque, en un sistema real, Q_{in} puede incluir efectos combinados (almacenamiento transitorio, pérdidas no deseadas y contribuciones radiativas), pero resulta útil como métrica consistente basada en la relación convectiva fundamental de Newton para describir el intercambio global asociado a la diferencia $(T_s - T_\infty)$ [11]. El cálculo de h_{eq} se realizó minuto a minuto usando los valores de T_s y T_∞ registrados; se consideró que durante los primeros minutos del transitorio $(T_s - T_\infty)$ puede ser pequeño y, por lo tanto, h_{eq} puede presentar valores artificialmente elevados, por lo que la interpretación se centró en el intervalo posterior donde las temperaturas muestran una tendencia más estable.

Finalmente, se elaboró un modelo CAD del módulo y la cubierta en **SolidWorks** para obtener el patrón espacial de temperaturas en el techo y contrastarlo cualitativamente con la respuesta experimental medida por los sensores, considerando que la variación del coeficiente convectivo con el flujo externo es un factor determinante en la temperatura superficial y en la estimación del intercambio térmico [9].

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En el ensayo se evaluó el comportamiento térmico transitorio de un módulo tipo “casita” térmicamente aislado, utilizando como elemento principal de intercambio una cubierta metálica tipo calamina (acero galvanizado). El sistema incorporó una fuente de calor interna de 100 W y un ventilador ubicado sobre la cubierta para inducir flujo de aire forzado en la cara superior, de modo que el intercambio convectivo estuviera dominado por la ventilación impuesta. El propósito de esta sección es presentar los resultados experimentales y de simulación, y demostrar con cálculos reproducibles cómo se obtuvo el coeficiente convectivo efectivo reportado, así como el criterio adimensional usado para sustentar el régimen de convección (natural/forzada/mixta). [11], [8]

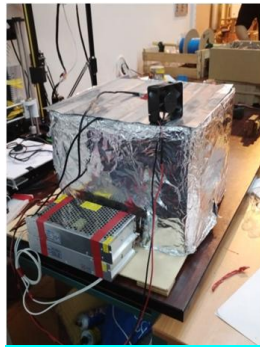


Fig. 1 Modelo experimental (casita térmica a escala).

La cubierta metálica considerada en el análisis tuvo geometría cuadrada de **0,305 × 0,305 m** y **espesor 1 mm**, por lo que el área expuesta se tomó como:

$$A = 0,305 \times 0,305 = 0,093025 \text{ m}^2 \quad (5)$$

Este valor se empleó en el balance energético operacional para estimar un coeficiente convectivo equivalente. La convección forzada se generó mediante un ventilador axial (Figura 2) montado en la parte superior de la cubierta, promoviendo la renovación del aire sobre la superficie y estabilizando la temperatura del aire de referencia cerca del flujo. [11]



Fig. 2 Ventilador utilizado para convección forzada.

Para el monitoreo térmico se instrumentó el sistema con dos sensores de temperatura (Figura 3): uno adherido o en contacto con la cubierta (temperatura superficial T_s) y otro midiendo el aire cercano al flujo (temperatura de referencia T_∞).

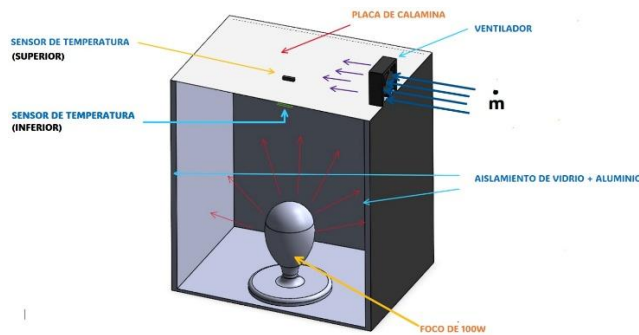


Fig. 3 Esquema del prototipo.

La adquisición de datos se realizó mediante microcontrolador Arduino/ESP32 (Figura 4) con registro continuo y posterior reporte de instantes representativos a lo largo del ensayo. La arquitectura experimental (Figura 6) incluyó protoboard, conexiones y el esquema de cableado asociado a los sensores, priorizando estabilidad eléctrica y repetibilidad del muestreo. En cuanto a la medición de temperatura, se consideró un procedimiento de verificación/calibración basada en prácticas reportadas para sensores digitales impermeables tipo DS18B20 integrados a plataformas Arduino (Figura 5), con el fin de reducir sesgos sistemáticos en registros de series temporales. [10]

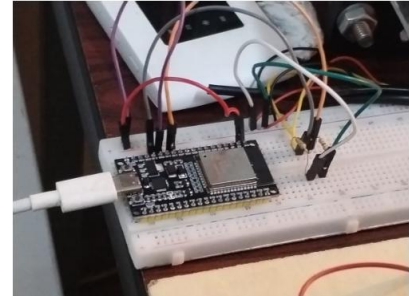


Fig. 4 Circuito de toma de datos.

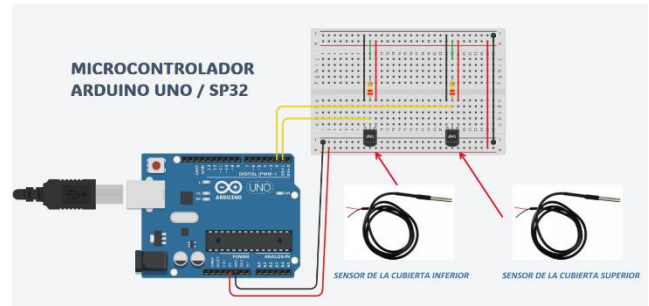


Fig. 5 Modelamiento del circuito en Tinkercad.

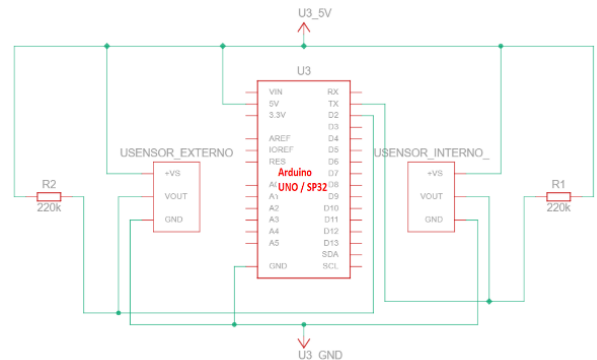


Fig. 6 Plano del circuito

La evolución temporal de temperaturas (Figura 7) mostró un incremento rápido de la temperatura superficial del techo T_s durante los primeros minutos y luego una aproximación gradual a un cuasi-régimen. En cambio, la temperatura del aire T_∞ se mantuvo relativamente baja y con variaciones acotadas, consistente con la renovación del aire inducida por el

ventilador. En el registro, T_s pasó de valores cercanos a ambiente al inicio del ensayo a valores del orden de **118 °C** hacia el final, mientras que T_∞ permaneció alrededor de **31–34 °C**, indicando una diferencia térmica sostenida entre superficie y aire. Este comportamiento es coherente con un sistema donde el aporte interno (100 W) eleva la temperatura de la cubierta y el aire forzado limita el aumento de T_∞ al extraer calor del entorno inmediato de la superficie. [11]

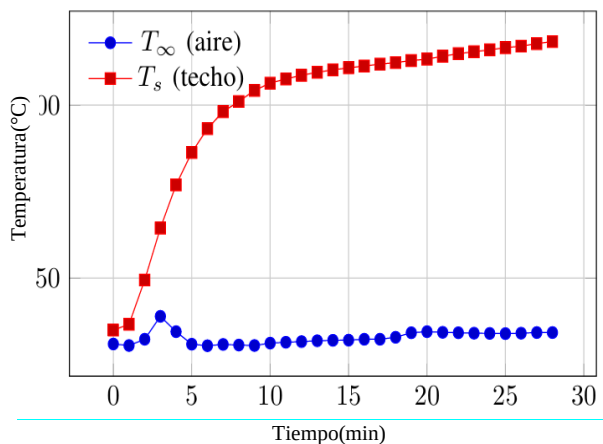


Fig. 7 Evolución temporal de la temperatura del aire (T_∞) y del techo (T_s). Datos representativos a intervalos de 1 minuto (aprox.).

Para cuantificar el intercambio convectivo de forma operacional se definió un **coeficiente convectivo equivalente** h_{eq} a partir de una formulación tipo “ley de enfriamiento de Newton” (flujo convectivo proporcional a ΔT), reorganizada como:

$$Q = h_{eq} A (T_s - T_\infty) \Rightarrow h_{eq} = \frac{Q}{A (T_s - T_\infty)} \quad (6)$$

Donde Q es la potencia térmica aplicada (100 W), A es el área de la cubierta, y $(T_s - T_\infty)$ es la diferencia térmica superficie-aire. Esta definición permite comparar consistentemente ensayos y condiciones de ventilación bajo una misma regla operacional, aun si el proceso real incluye transitorios y resistencias adicionales (pérdidas laterales). [11], [9]

TABLA I
Temperaturas y h_{eq} en instantes representativos

Tiempo (min)	T_∞ (°C)	T_s (°C)	H_{eq} (WK/m ²)
0	30.94	34.94	268.82
5	30.88	86.31	19.40
10	31.19	106.38	14.30
15	32.06	110.81	13.65
20	34.50	113.31	13.64
25	33.94	116.63	13.00
28	34.25	118.38	12.78

A continuación, se muestran los **cálculos explícitos** para demostrar cómo se obtuvo h_{eq} . Se toma $Q = 100$ W y $A = 0,093025$.

Ejemplo 1 (t = 10 min): de la tabla: $T_\infty = 31,19$ °C y $T_s = 106,38$ °C.

1) Diferencia térmica:

$$\Delta T = T_s - T_\infty = 106,38 - 31,19 = 75,19 \text{ K} \quad (7)$$

2) Producto $A \Delta T$:

$$A \Delta T = 0,093025 \times 75,19 = 6,995 \text{ m}^2 \text{K} \quad (8)$$

3) Coeficiente equivalente:

$$h_{eq} = \frac{100}{6,995} = 14,29 \text{ W m}^{-2} \text{K}^{-1} = 14,30 \quad (9)$$

Este valor coincide con el reportado en tus resultados y representa un régimen ya cercano a la estabilización del intercambio convectivo efectivo. [11], [9].

Ejemplo 2 (t = 28 min): $T_\infty = 34,25$ °C y $T_s = 118,38$ °C.

1) Diferencia térmica:

$$\Delta T = 118,38 - 34,25 = 84,13 \text{ K} \quad (10)$$

2) Producto $A \Delta T$:

$$A \Delta T = 0,093025 \times 84,13 = 7,826 \text{ m}^2 \text{K} \quad (11)$$

3) Coeficiente equivalente:

$$h_{eq} = \frac{100}{7,826} = 12,78 \text{ W m}^{-2} \text{K}^{-1} \quad (12)$$

La tendencia decreciente de h_{eq} desde valores elevados al inicio hasta valores del orden de **13–15 W m⁻² K⁻¹** después de ~10 min se interpreta como un efecto matemático y físico del transitorio: al inicio, pequeñas diferencias térmicas (ΔT muy baja) generan h_{eq} artificialmente grande, mientras que al aumentar ΔT y estabilizarse T_∞ , h_{eq} converge a un rango más representativo de la condición forzada impuesta. [11], [9]

En paralelo, la simulación térmica (Figura 7) de la cubierta (SolidWorks Flow Simulation) permitió visualizar el campo de temperatura y comparar valores puntuales con los medidos. En el mapa térmico se distingue el gradiente a través de la cubierta y la diferencia entre la cara superior (expuesta al flujo) y la cara inferior (expuesta al interior del módulo), lo cual respalda el uso de T_s como temperatura representativa para el intercambio con el aire externo. Además, el instante reportado (p. ej., 10 min) reproduce valores coherentes con el cálculo anterior, reforzando la consistencia entre medición, balance operacional y postproceso. [9]



Fig. 7: Simulación “PLACA DE CALAMINA (ACERO GALVANIZADO)” con cara superior/inferior y escala de colores.).

Finalmente, para sustentar el **régimen de convección** (forzada vs mixta) cuando existe tanto flotación térmica como velocidad impuesta por el ventilador, se utilizó el **número de Richardson (Ecuación 2)**: Donde Gr es el número de Grashof (efectos de flotación) y Re es el número de Reynolds (efectos inerciales por flujo forzado). Un criterio ampliamente usado es: $Ri \ll 0,1$ (predomina forzada), $Ri \gg 10$ (predomina natural) y valores intermedios sugieren **convección mixta**. [8]

Para mostrar el procedimiento de cálculo, se toman expresiones estándar:

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2}, Re = \frac{V L}{\nu} \quad (13)$$

Donde g es la gravedad, β el coeficiente de expansión volumétrica del aire (aprox. $1/T$ en Kelvin), ν la viscosidad cinemática, L una longitud característica de la placa (aquí se toma $L = 0,305$ m), V , la velocidad característica del aire sobre la placa y: [8]

$$\Delta T = T_s - T_\infty \quad (14)$$

Cálculo ilustrativo en $t = 10$ min: $\Delta T = 75,19$ K y $L = 0,305$ m. Tomando propiedades típicas del aire en el rango de temperatura del ensayo (orden de magnitud), por ejemplo $\beta = 1/304$ K⁻¹ y $\nu = 1,6 \times 10^{-5}$ m²/s para estimación, se obtiene:

$$1) L^3 = 0,305^3 = 2,84 \times 10^{-2} \text{ m}^3 \quad (15)$$

2) Numerador

$$g \beta \Delta T L^3 = 9,81 \times \left(\frac{1}{304}\right) \times 75,19 \times 2,84 \times 10^{-2} = 0,69 \quad (16)$$

3) Denominador

$$\nu^2 = (1,6 \times 10^{-5})^2 = 2,56 \times 10^{-10} \quad (17)$$

4) Por tanto:

$$Gr = \frac{0,69}{2,56 \times 10^{-10}} = 2,7 \times 10^9 \quad (18)$$

Luego, Re depende de V . Como en muchos montajes con ventilador axial pequeño la velocidad efectiva sobre una placa puede variar espacialmente, se deja V como parámetro de operación (o como variable a medir en trabajos futuros). A modo de ejemplo:

1) Si $V = 1$ m/s:

$$Re = 1,9 \times 10^4, Ri = \frac{2,7 \times 10^9}{(1,9 \times 10^4)^2} = 0,74 \quad (19)$$

2) Si $V = 2$ m/s:

$$Re = 3,8 \times 10^4 \quad (20)$$

$$Ri = 0,19 \quad (21)$$

3) Si $V = 3$ m/s:

$$Re = 5,7 \times 10^4 \quad (22)$$

$$Ri = 0,08 \quad (23)$$

Estos resultados muestran que, para velocidades moderadas a altas, Ri puede caer hacia el rango donde predomina la forzada o un régimen mixto cercano a forzada;

mientras que, para velocidades más bajas, el efecto de flotación puede ser relevante (convección mixta). Por ello, el uso de Ri complementa el análisis de h_{eq} : h_{eq} describe el intercambio “efectivo” observado, y Ri sustenta físicamente el régimen según la relación entre flotación y flujo impuesto. [8]

IV. DISCUSIÓN

El incremento sostenido de la diferencia de temperatura (ΔT) entre la cubierta de acero galvanizado y el aire circundante evidencia que el techo alcanza temperaturas significativamente superiores al fluido que lo rodea. Este comportamiento es coherente con el bajo espesor y la reducida inercia térmica de las cubiertas metálicas livianas, cuyo desempeño térmico está fuertemente condicionado por las propiedades superficiales y por las condiciones de intercambio convectivo en la cara externa [5], [2].

La introducción de ventilación forzada mediante un ventilador axial sobre la cubierta limitó el aumento de la temperatura del aire de referencia, que se mantuvo en un rango estrecho (31–34 °C), aun cuando la temperatura superficial del techo continuó incrementándose. Este resultado concuerda con estudios experimentales que demuestran que la ventilación superior en cubiertas favorece la remoción de calor y modifica de manera significativa la respuesta térmica del sistema bajo condiciones cálidas [3].

La evolución temporal del coeficiente convectivo equivalente h_{eq} mostró valores elevados durante los primeros minutos del ensayo, asociados a diferencias térmicas reducidas propias del régimen transitorio inicial. A medida que el sistema evolucionó, el aumento progresivo de ΔT condujo a una estabilización de h_{eq} en el intervalo aproximado de 13–15 W·m⁻²·K⁻¹. Este comportamiento es consistente con análisis previos que señalan que los coeficientes convectivos efectivos, obtenidos a partir de balances globales, tienden a estabilizarse una vez que el sistema alcanza un régimen cuasi-estacionario, aunque integren efectos combinados de convección, almacenamiento térmico y pérdidas adicionales [11].

Los valores estabilizados de h_{eq} se encuentran dentro del orden de magnitud reportado para convección forzada moderada sobre superficies externas, aunque deben interpretarse con cautela debido a la conocida sensibilidad del coeficiente convectivo externo a las condiciones del flujo de aire, la geometría local y el modelo adoptado [3], [1]. Diversos trabajos han mostrado que la selección del modelo de coeficiente convectivo y las condiciones de viento pueden generar variaciones apreciables en la predicción de temperaturas superficiales y en el balance térmico de cubiertas y fachadas [6][7].

Asimismo, las elevadas diferencias de temperatura alcanzadas por la cubierta sugieren que, aun en presencia de ventilación forzada, pueden coexistir efectos de flotabilidad térmica, dando lugar a un régimen de convección mixta. Este comportamiento ha sido ampliamente documentado en estudios de transferencia de calor donde el flujo forzado interactúa con gradientes térmicos significativos, especialmente a números de

Reynolds bajos o moderados [4]. El análisis mediante el número de Richardson respalda esta interpretación, indicando que la dominancia relativa entre convección forzada y natural depende de la velocidad efectiva del aire inducida por el ventilador.

Finalmente, la concordancia observada entre los resultados experimentales y la simulación térmica realizada en SolidWorks refuerza la validez del enfoque adoptado. Estudios previos destacan que, si bien la predicción exacta de temperaturas superficiales depende críticamente del coeficiente convectivo externo, una adecuada calibración y una interpretación cuidadosa permiten obtener tendencias coherentes entre simulación y experimento [3], [6]. En este sentido, la simulación empleada en el presente trabajo constituye un respaldo cualitativo y cuantitativo para la interpretación física del intercambio térmico observado.

V. CONCLUSIONES

Con una fuente interna de 100 W, la cubierta de acero galvanizado alcanzó una temperatura máxima de 118,38 °C, evidenciando que fue la zona crítica de acumulación térmica del módulo.

La temperatura del aire de referencia se mantuvo casi estable, entre 31 y 34 °C, lo que indica que el calentamiento se concentró principalmente en la cubierta y no en el aire cercano.

Entre los 10 y 28 minutos, el coeficiente convectivo equivalente se estabilizó entre 12,78 y 14,30 W·m⁻²·K⁻¹, sugiriendo un régimen cuasi estacionario bajo convección forzada.

La simulación en SolidWorks mostró coherencia con las mediciones experimentales, con valores cercanos a 106 °C en la zona caliente y 31–32 °C en la zona fría a los 10 minutos, respaldando la validez del modelo térmico.

El ventilador favoreció la remoción de calor y mantuvo bajo el calentamiento del aire cercano; sin embargo, las altas diferencias térmicas sugieren una posible contribución de la flotabilidad, por lo que el sistema presentó un comportamiento de convección mixta dominado por el flujo forzado.

Finalmente, la metodología aplicada puede servir como base para futuras investigaciones orientadas a evaluar otros materiales de cubierta, espesores, velocidades de ventilación y configuraciones geométricas, contribuyendo al diseño térmico y a la mejora de sistemas constructivos livianos.

AGRADECIMIENTO/RECONOCIMIENTO

Agradecemos a nuestra casa de estudios de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Nacional del Altiplano por incentivar la investigación para nuestro desarrollo profesional.

REFERENCIAS

[1] J. Torres-Quezada, H. Coch, and A. Isalgúe, "Assessment of the reflectivity and emissivity impact on light metal roofs thermal behaviour, in warm and humid climate," *Energy Build.*, vol. 188–189, pp. 200–208, Apr. 2019, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2019.02.022.

[2] D. W. Winiarski and D. L. O'Neal, "A quasi-steady-state model of attic heat transfer with radiant barriers," *Energy Build.*, vol. 24, no. 3, pp. 183–194, Oct. 1996, doi: 10.1016/S0378-7788(96)00987-5.

[3] M. Mirsadeghi, D. Cóstola, B. Blocken, and J. L. M. Hensen, "Review of external convective heat transfer coefficient models in building energy simulation programs: Implementation and uncertainty," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 56, no. 1–2, pp. 134–151, Jul. 2013, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2013.03.003.

[4] A. de L. Vollaró, G. Galli, and A. Vallati, "CFD analysis of convective heat transfer coefficient on external surfaces of buildings," *Sustainability (Switzerland)*, vol. 7, no. 7, pp. 9088–9099, 2015, doi: 10.3390/su7079088.

[5] J. Ramos and L. Aires, "The effect of a naturally ventilated roof on the thermal behaviour of a building under mediterranean summer conditions," *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, vol. 8, no. 3, pp. 508–519, Sep. 2020, doi: 10.13044/j.sdewes.d7.0297.

[6] K. Ding, J. Kaiser Calautit, and C. Jimenez-Bescos, "Significance of external wind conditions on the convective heat transfer coefficients (CHTC) and energy performance in multi-zone high-rise buildings," *Energy Build.*, vol. 320, p. 114570, Oct. 2024, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2024.114570.

[7] S. Iousef, H. Montazeri, B. Blocken, and P. van Wesemael, "Impact of exterior convective heat transfer coefficient models on the energy demand prediction of buildings with different geometry," *Build. Simul.*, vol. 12, no. 5, pp. 797–816, Oct. 2019, doi: 10.1007/s12273-019-0531-7.

[8] N. Sharma, A. K. Dhiman, and S. Kumar, "Mixed convection flow and heat transfer across a square cylinder under the influence of aiding buoyancy at low Reynolds numbers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 9–10, pp. 2601–2614, Apr. 2012, doi: 10.1016/J.IJHEATMASTRANSFER.2011.12.034.

[9] S. T. Kadam, I. Hassan, L. Wang, and M. A. Rahman, "A Review on Prediction Uncertainty in Exterior Heat Transfer Coefficient-Based Building Thermal Load: A Case of Microclimate," *International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements*, vol. 11, no. 2, pp. 79–95, Jun. 2023, doi: 10.18280/ijcmem.110203.

[10] R. Koestoer, Y. Saleh, I. Roihan, and H. Harinaldi, *A simple method for calibration of temperature sensor DS18B20 waterproof in oil bath based on Arduino data acquisition system*, vol. 2062. 2019, doi: 10.1063/1.5086553.

[11] G. F. Landegren, "Newton's Law of Cooling," *Am. J. Phys.*, vol. 25, no. 9, pp. 648–649, Dec. 1957, doi: 10.1119/1.1934577.