

## ENFRIAMIENTO DE UN EDIFICIO DE OFICINAS CON UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIERRA-AIRE (EAHX) DE GRAN DIÁMETRO: RESULTADOS DE MONITOREO PARA CONDICIONES DE VERANO CALUROSAS Y SECAS

Rogério Duarte<sup>1\*</sup>, Maria Glória Gomes<sup>2</sup>, António Moret Rodrigues<sup>2</sup> y Fernando Pimentel<sup>1</sup>

1: MARE—Marine and Environmental Sciences Centre, Escola Superior de Tecnologia, Instituto Politécnico de Setúbal, Campus do IPS, Estefanilha, 2910-761 Setúbal, Portugal.

e-mail: rogerio.duarte@estsetubal.ips.pt

2: CERIS, Departamento de Engenharia Civil, Arquitetura e Meio Ambiente, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Av. Rovisco Pais, 1, 1049-001 Lisboa, Portugal.

**Resumen:** *Los intercambiadores de calor tierra-aire permiten amortiguar las oscilaciones de temperatura del aire exterior y enfriar edificios ubicados en climas cálidos y secos con muy pocos recursos además de los utilizados durante la construcción. A pesar del gran número de artículos científicos sobre intercambiadores tierra-aire, son pocos los trabajos que presentan datos de monitorización para intercambiadores funcionales con diámetro superior a 30 cm. El presente artículo presenta y discute datos de monitorización de un intercambiador de calor tierra-aire de gran diámetro construido para el enfriamiento de un edificio de oficinas existente. Los datos presentados fueron obtenidos durante un período característico de verano caliente y seco en el sur de Portugal. Se muestra que los gradientes de temperatura entre el aire exterior y el aire de salida del intercambiador alcanzan 9 K y que la capacidad de enfriamiento excede los 27 kW. Se discute el aprovechamiento de esta tecnología para el enfriamiento de edificios y se concluyen los beneficios a nivel de la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> y del consumo de energía asociado al enfriamiento de edificios en climas cálidos y secos.*

**Palabras clave:** Intercambiadores de calor tierra-aire (EAHX), Enfriamiento, Edificio de oficinas, Monitorización.

### 1. INTRODUCCIÓN

Para cumplir con el Escenario de Emisiones Netas Cero para 2050 [1] es necesario reducir significativamente la demanda de electricidad para las necesidades de enfriamiento de oficinas. Tecnologías complementarias a las máquinas frigoríficas que permiten reducir tanto el consumo de electricidad como la capacidad eléctrica instalada para enfriamiento ofrecen un medio para alcanzar el objetivo de emisiones netas cero. Una de esas tecnologías es el intercambiador de calor tierra-aire (EAHX, por sus siglas en inglés), que, según [2,3,4], permite reducciones en enfriamiento mecánico del 30 al 60%. A pesar del gran número de documentos disponibles en la literatura científica que tratan sobre EAHX, la gran mayoría se refiere a EAHX con diámetros de tubería que no exceden los 0,30 m. Los diámetros de tubería más pequeños son más fáciles de manejar y permiten mayores coeficientes de transferencia de calor [5,3]. Sin embargo, el diámetro de la tubería es solo uno entre muchos parámetros que influyen en la transferencia de calor en los EAHX. La longitud de la tubería, la profundidad de la tubería (debajo de la superficie del suelo), el material de la tubería, el diseño de la tubería y las propiedades térmicas del suelo también son cruciales para el desempeño de los EAHX. Estudios de sensibilidad realizados por diferentes autores concluyen que el efecto de los cambios en el diámetro de la tubería en el desempeño de los EAHX es menor que el efecto de los cambios en la longitud de la tubería, la profundidad de la tubería (dentro de un cierto rango) o la velocidad del flujo de aire [3,6,7]. Además, el mantenimiento (capacidad para corregir problemas de construcción e instalación) y otros aspectos no relacionados con la transferencia de calor, como la disponibilidad de suelo despejado para enterrar las tuberías, la disponibilidad comercial de materiales, la familiaridad de los contratistas con las técnicas de construcción de EAHX y los costos, son fundamentales para el dimensionamiento de los EAHX e introducen limitaciones prácticas para la transferencia de calor óptima en los EAHX. Los diámetros de tubería más grandes implican mayores costos de inversión (materiales y excavación); sin embargo, los costos de construcción de EAHX y edificios rara vez son

independientes y, en la experiencia de los autores, los incrementos de costos relacionados con el uso de diámetros de tubería más grandes pueden representar solo una pequeña fracción del costo total del edificio (incluidos los sistemas). En este caso, tan importante como los costos es la capacidad para demostrar los beneficios/ahorros de energía de los EAHX, y esto depende de la evidencia experimental. Este artículo aborda esta necesidad de evidencia experimental, presentando datos de monitoreo para un EAHX de gran diámetro que entrega un caudal nominal de 8000 m<sup>3</sup>/h de aire enfriado a un edificio de oficinas ubicado en Alentejo, Portugal, una región con veranos calurosos y secos.

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1. Intercambiador de calor tierra-aire

La Figura 1 (a) esboza un EAHX para enfriamiento de un edificio de oficinas. Durante el día, el aire caliente exterior ingresa al EAHX a una temperatura  $T_{a0}$  y fluye a lo largo de tuberías horizontales con longitud  $L$  enterradas a una profundidad  $z$ . Dado que la tubería está en contacto con el suelo a una temperatura  $T_{s\infty}$  (temperatura del suelo no perturbado) más baja que el aire exterior, el aire enfriado a una temperatura  $T_{aL}$  sale del EAHX en una Unidad de Tratamiento de Aire (UTA) antes de ser entregado al edificio. La temperatura de consigna (de aire) en las oficinas se muestra en la Figura 1 (a) como  $T_{rs}$ .

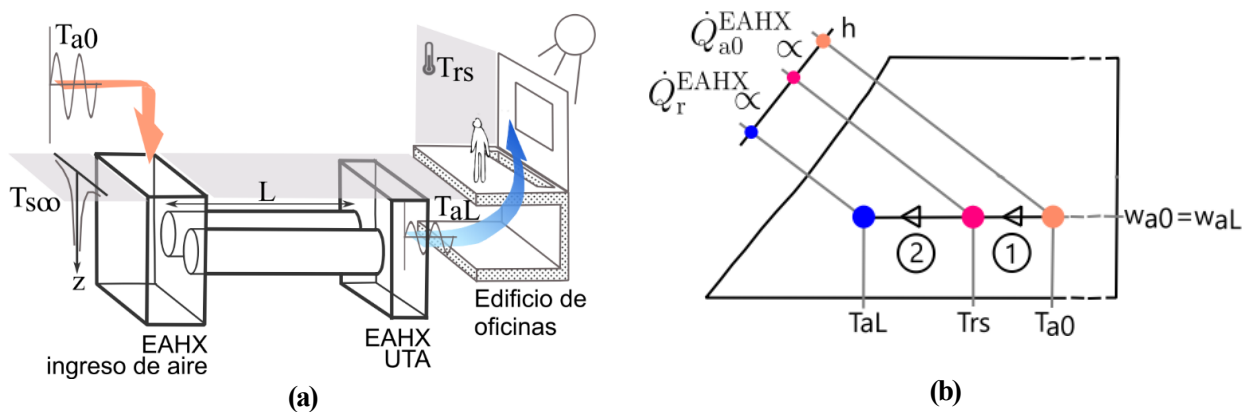


Figura 1. (a) Esquema de un EAHX para enfriamiento de un edificio de oficinas. (b) Detalle de un diagrama psicrométrico que esboza los procesos termohigrométricos con el aire desde el momento en que entra hasta que sale del EAHX. Las cargas ( $\dot{Q}$ ) eliminadas del aire, proporcionales ( $\propto$ ) a las diferencias de entalpía ( $h$ ), están representadas para los subprocesos ① y ②.

El EAHX consiste en dos tuberías (de hormigón) con un diámetro de 1 m colocadas a 4 m de distancia entre ejes, con una longitud de 70 m, enterradas a una profundidad de 5,5 m (profundidad promedio, ya que las tuberías están inclinadas hacia la entrada de aire para el drenaje de agua). Revestimientos resistentes al agua evitan la transferencia de agua a través de las tuberías hacia/desde el suelo. El revestimiento interior de las tuberías tiene propiedades fungicidas y bactericidas para evitar el crecimiento de moho y bacterias. El aire exterior se admite en las tuberías enterradas en un espacio técnico construido sobre el suelo y fluye a lo largo de las tuberías hacia la UTA. Los procesos comunes de mezcla de aire, filtración, calentamiento y silenciado se implementan en esta UTA equipada con dos ventiladores (redundantes) tipo *plug fan* eléctricamente conmutados (IE5). Las dimensiones de la UTA fueron intencionalmente sobredimensionadas para reducir la pérdida de presión. Debido al gran diámetro de la tubería, la pérdida de presión en el EAHX es insignificante en comparación con la de la UTA y en el camino de distribución hacia el edificio de oficinas.

Para aclarar el significado dado en este documento a los diferentes tipos de eliminación de carga en el EAHX, la Figura 1 (b) presenta un esquema de los procesos termohigrométricos con el aire desde el momento en que entra en el EAHX ( $T_{a0}$ ,  $\omega_{a0}$ ) hasta que sale del EAHX ( $T_{aL}$ ,  $\omega_{aL}$ ). La línea horizontal en la Figura 1 (b) con humedad específica constante ( $\omega_{a0} = \omega_{aL}$ ) representa lo enfriamiento sensible del aire exterior dentro de las tuberías enterradas, que se puede dividir en subprocesos ① y ②. El primer subproceso es lo enfriamiento sensible del aire desde la temperatura exterior  $T_{a0}$  hasta la temperatura  $T_{rs}$  igual a la temperatura de consigna de las oficinas. Este subproceso se traduce en la extracción (en lo EAHX) de carga térmica del aire exterior,  $\dot{Q}_{oa}^{EAHX}$ . El segundo subproceso corresponde a lo enfriamiento sensible desde la temperatura  $T_{rs}$  hasta la temperatura de salida del EAHX,  $T_{aL}$ . Este subproceso se traduce en la extracción (en lo EAHX) de carga térmica del aire de las oficinas,  $\dot{Q}_r^{EAHX}$ . Las expresiones para estas extracciones de carga son<sup>1,2</sup>:

<sup>1</sup> Las ecuaciones para el EAHX son válidas cuando  $T_{aL} \leq T_{rs} \leq T_{a0}$  como se muestra en la Figura 1 (b). Cuando  $T_{aL} > T_{rs}$  y cuando  $T_{a0} < T_{rs}$ , las ecuaciones (1) y (2) se convierten en  $\dot{Q}_{oa}^{EAHX} \approx \dot{m}c_a(T_{aL} - T_{a0})$  y  $\dot{Q}_r^{EAHX} \approx \dot{m}c_a(T_{aL} - T_{a0})$ , respectivamente. El EAHX opera para enfriamiento solo si  $T_{a0} > T_{aL}$ .

<sup>2</sup> Con  $A_r$  siendo el área de suelo enfriado de las oficinas,  $\dot{q}_k^{EAHX} = \dot{Q}_k^{EAHX}/A_r$ , onde  $k \in \{r, oa\}$ , representa una eliminación de carga *específica*.

$$\dot{Q}_{oa}^{EAHX} \approx \dot{m}c_a(T_{rs} - T_{a0}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_r^{EAHX} \approx \dot{m}c_a(T_{aL} - T_{rs}) \quad (2)$$

Si el diseño del EAHX es tal que normalmente  $T_{aL}$  es mayor que  $T_{rs}$  (y  $\dot{Q}_r^{EAHX} > 0$ ), se requiere enfriamiento adicional (mecánico). Esto define un EAHX para el preenfriamiento del aire exterior. Cuando el diseño del EAHX apunta a que  $T_{aL} < T_{rs}$  (y  $\dot{Q}_r^{EAHX} < 0$ ), el EAHX es capaz de enfriar las oficinas y, dependiendo de la magnitud de la demanda de carga de enfriamiento de estas, puede ser necesario o no un enfriamiento adicional. Este último diseño define un EAHX que opera independientemente. En cuanto a la temperatura de consigna de las oficinas,  $T_{rs}$ , dado que el enfriamiento del EAHX se asemeja a la ventilación natural con apertura de ventanas (con la temperatura de las oficinas variando según las condiciones exteriores), se utiliza la norma EN 15251:2007 [8], que especifica temperaturas interiores flotantes de acuerdo con los principios de confort adaptativo. Este enfoque es común en la investigación sobre EAHX [5,9] y considera la definición de los puntos superior (U) e inferior (L) de temperatura de consigna como,

$$\begin{cases} T_r^U = 0.33 \theta_r + 18.8 + 4 \\ T_r^L = 0.33 \theta_r + 18.8 - 4 \end{cases} \quad (3)$$

con la definición de la media móvil de la temperatura exterior,  $\theta_r$ , determinada a partir de las temperaturas medias diarias del aire exterior (ver [8]).

## 2.2. Monitoreo

El uso de las Ecuaciones (1) y (2) para evaluar el desempeño del EAHX requiere el monitoreo de la temperatura del aire exterior (para determinar  $T_{a0}$ ,  $\theta_r$  y  $T_r^U$ ), de la temperatura de salida del EAHX ( $T_{aL}$ ) y de la tasa de flujo de aire a través del EAHX ( $\dot{V}_a$ ). Para evaluar la relevancia de los intercambios de calor latente en el EAHX también se monitoreó la humedad relativa del aire exterior ( $\phi_{a0}$ ). Para tener una estimación de la temperatura del suelo no perturbado ( $T_{s\infty}$ ) a la profundidad del EAHX, se monitoreó la temperatura del aire exterior durante todo un año y se determinó la temperatura promedio anual del aire exterior.

Se instaló una estación meteorológica [11] en la ubicación del EAHX y recopiló datos exteriores durante todo un año, comenzando a finales de mayo. La temperatura del aire de salida del EAHX y el caudal de aire fueron determinados con un registrador de datos Onset [12] y con el módulo controlador del ventilador de la UTA [13], respectivamente. El EAHX construido y funcional fue monitoreado durante el período de verano, desde el 1 de junio hasta el 30 de septiembre. Durante este período, el EAHX operó en modo continuo, las 24 horas del día, los 7 días de la semana, con un caudal de aire nominal de 8000 m<sup>3</sup>/h (4000 m<sup>3</sup>/h por tubería).

## 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 3.1. Condiciones exteriores y viabilidad del enfriamiento con EAHX

La Figura 2 presenta datos de la temperatura del aire exterior ( $T_{a0}$ ) para el período de verano entre el 1 de junio y el 30 de septiembre. Para el período de tiempo representado en la Figura 2, la Tabla 1 presenta estadísticas mensuales y de verano (junio-septiembre) de la temperatura del aire exterior y de la humedad relativa del aire exterior.

Tabla 1. Estadísticas de la temperatura del aire exterior y la humedad relativa del aire exterior ( $T_{a0}$  y  $\phi_{a0}$ , respectivamente). Obtenidas a partir de datos de monitoreo del verano entre el 1 de junio y el 30 de septiembre.

		Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Verano (Jun.-Sept.)
$T_{a0}$ [°C]	max.	40,2	38,8	36,1	31,9	40,2
	mediana	23,6	25,7	23,5	20,5	23,3
	min.	11,5	14,9	14,4	11,3	11,3
$\phi_{a0}$ [%]	Q3	57	62	67	71	65
	mediana	41	44	51	54	47
	Q1	26	28	36	39	32

Tabla 1 muestra que las temperaturas medianas mensuales del aire superaron los 20°C, alcanzando los 26°C en julio. El rango de temperatura del aire exterior es más amplio en junio, con temperaturas máximas y mínimas de 40°C y 12°C, respectivamente. El rango de temperatura disminuye en los meses siguientes, pero las temperaturas máximas permanecen por encima de los 35°C en julio y agosto. La Tabla 1 también presenta estadísticas mensuales y de verano de la humedad relativa del aire exterior ( $\phi_{a0}$ ), confirmando condiciones secas durante el verano con un rango intercuartil (Q3 – Q1) entre el 65% y el 32% y una mediana del 47% (junio-septiembre).

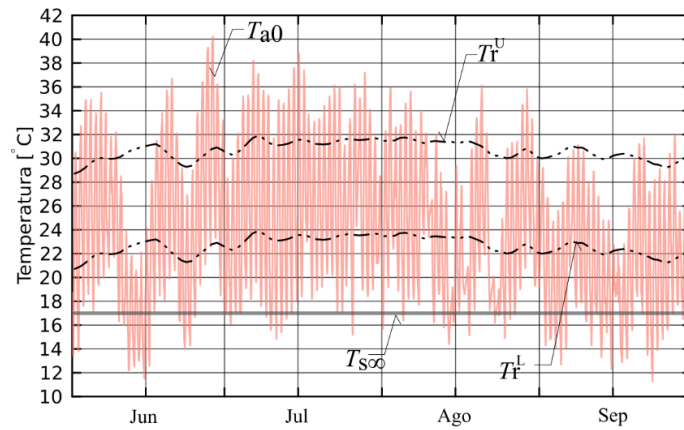


Figura 2. Series temporales de la temperatura del aire exterior ( $T_{a0}$ , datos monitoreados); temperaturas de consigna superior e inferior de las oficinas ( $T_r^U$  y  $T_r^L$  determinadas a partir de las Ecuaciones 3 utilizando datos de monitoreo); estimación de la temperatura del suelo no perturbado ( $T_{s00}$ , determinada a partir de datos de temperatura media anual del aire exterior).

Utilizando datos de temperatura y humedad relativa del aire exterior en verano, se determinaron la mediana y el percentil 95% de las temperaturas de punto de rocío [14], respectivamente, de 11 y 16°C. Dado que estos valores son significativamente más bajos que las temperaturas de la superficie interna del EAHX (tuberías), la condensación en el EAHX tiene una probabilidad baja, lo que respalda la evaluación de la potencia de enfriamiento del EAHX basada en intercambios de calor sensibles (Ecuaciones 1 y 2).

La Figura 2 también presenta las temperaturas superior e inferior de consigna de las oficinas obtenidas a partir de las Ecuaciones (3) utilizando datos de monitoreo para derivar la temperatura media móvil del aire exterior,  $\theta_r$ . A pesar de las grandes variaciones de temperatura exterior (con rangos diarios que superan los 15 K), la variación de las temperaturas de consigna de las oficinas es pequeña. De hecho, las diferencias entre las temperaturas máximas y medianas de las consignas superiores,  $T_{rs}^U$ , son solo de 1 K y los rangos de consigna no superan los 3 K. Es evidente a partir de la Figura 2 que las temperaturas del aire exterior superan las temperaturas superiores de consigna durante todo el verano. Además, las temperaturas del aire exterior más bajas que las temperaturas inferiores de consigna también son comunes. Obviamente, las temperaturas del aire exterior por encima y por debajo de los límites de confort estaban asociadas con el día y la noche, respectivamente. Dado que las salas de oficina están desocupadas durante la noche, se concluyó que el calentamiento de las oficinas no era necesario (en verano). Las temperaturas más bajas durante la noche sirven para evitar la saturación térmica del suelo, limitando la profundidad de penetración de la ola de calor en el suelo que rodea a las tuberías enterradas.

Volviendo al análisis de la Figura 2, también se presenta una línea para la estimación de la temperatura del suelo no perturbado ( $T_{s00}$ ) a 5,5 m (la profundidad de entierro del EAHX construido). Dada la gran diferencia de temperatura entre esta estimación de temperatura del suelo (17°C) y la mediana de la temperatura de consigna superior de las oficinas (31°C, ver Figura 2), se confirma la viabilidad del uso del EAHX para el enfriamiento de las oficinas. Considerando la diferencia de temperatura entre esta mediana y la temperatura máxima del aire exterior (40°C; ver Tabla 1), se concluye que para el enfriamiento independiente del EAHX (sin máquina frigorífica), el gradiente de temperatura de entrada a salida ( $|\Delta T_{aL,a0}|$ ) debería ser mayor de 9 K.

### 3.2. Temperatura del aire de salida de EAHX: Evaluación de la eliminación de carga térmica en las oficinas

La Figura 3 presenta los datos de la temperatura del aire de salida del EAHX ( $T_{aL}$ ) y la tasa de flujo de aire del EAHX ( $\dot{V}_a$ ) para el período de verano entre el 1 de junio y el 30 de septiembre. Para simplificar la comparación con la Figura 2, las temperaturas de salida del aire del EAHX se superponen en un fondo de datos de temperatura del aire exterior, y también se representan las temperaturas superior e inferior de consigna de las oficinas.

La Figura 3 confirma que la tasa de ventilación se mantuvo (aproximadamente) constante en la tasa nominal de 8000 m<sup>3</sup>/h. También confirma una reducción consistente en la amplitud de la temperatura del aire entre la entrada del EAHX (a la temperatura exterior) y la salida (a la temperatura de salida del EAHX). Al comparar las series temporales de las temperaturas superiores de consigna con las temperaturas del aire de salida del EAHX, se observa que las temperaturas de salida máximas diarias nunca superaron la temperatura de consigna superior. Por lo tanto, el EAHX construido permite un nivel de expectativa de confort aceptable durante todo el verano (junio-septiembre).

La Tabla 2 presenta estadísticas mensuales y de verano (junio-septiembre) de la temperatura del aire de salida del EAHX ( $T_{aL}$ ). Al comparar las estadísticas de verano (junio-septiembre) en las Tablas 2 y 1, se observa una disminución en la temperatura máxima de 40 a 31°C y un aumento en la temperatura mínima de 11 a 16°C; sin embargo, las temperaturas medias del aire exterior y del aire de salida del EAHX permanecen iguales (23,3°C). La Tabla 2 también incluye estadísticas para el valor absoluto del gradiente de temperatura  $\Delta T_{aL,a0}$ . Los gradientes máximos y medianos de verano (junio-septiembre) son de 11 y 4 K, respectivamente. Estos resultados confirman que el EAHX monitoreado es capaz de eliminar la carga térmica de las oficinas.

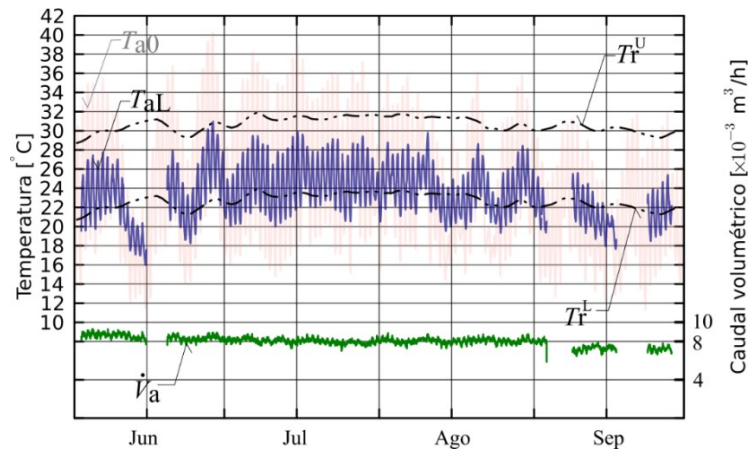


Figura 3. Series temporales de la temperatura del aire de salida del EAHX ( $T_{aL}$ , datos monitoreados) y la tasa de flujo de aire del EAHX ( $\dot{V}_a$ , datos monitoreados). También se incluyen datos de las temperaturas superior e inferior de consigna de las oficinas y de la temperatura del aire exterior.

Tabla 2. Estadísticas para la temperatura del aire de salida del EAHX y para el valor absoluto del gradiente de temperatura del aire de salida del EAHX respecto al aire exterior. Obtenidas a partir de datos de monitoreo del verano entre el 1 de junio y el 30 de septiembre.

		Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Verano (Jun.-Sept.)
$T_{aL}$ [°C]	max.	31,0	29,9	29,8	25,6	31,0
	mediana	23,0	24,4	23,7	21,1	23,3
	min.	16,0	20,0	19,3	17,6	16,0
$ \Delta T_{aL,a0} $ [K]	max.	10,9	9,1	9,2	7,1	10,9
	mediana	3,7	4,2	3,9	2,5	3,7

### 3.2. Eliminación de carga térmica en las oficinas: Evaluación de lo enfriamiento independiente de lo EAHX

A partir de los gradientes de temperatura del EAHX y de los datos de la tasa de flujo de aire del EAHX, se determinó la eliminación de carga del EAHX utilizando las Ecuaciones (1) y (2). La Figura 4 destaca, para el período de ocupación de las oficinas entre las 8 y las 18 h, estadísticas por hora de los valores específicos (y los valores absolutos) de la eliminación de carga térmica en las oficinas  $\dot{q}_r^{EAHX}$  ( $\dot{Q}_r^{EAHX}$ ) y de la eliminación de carga térmica del aire exterior,  $\dot{q}_{oa}^{EAHX}$  ( $\dot{Q}_{oa}^{EAHX}$ ). Los valores específicos consideran un área de oficinas enfriadas de 450 m<sup>2</sup>; que corresponde al área de piso enfriado real del edificio de oficinas atendido por el EAHX monitoreado.

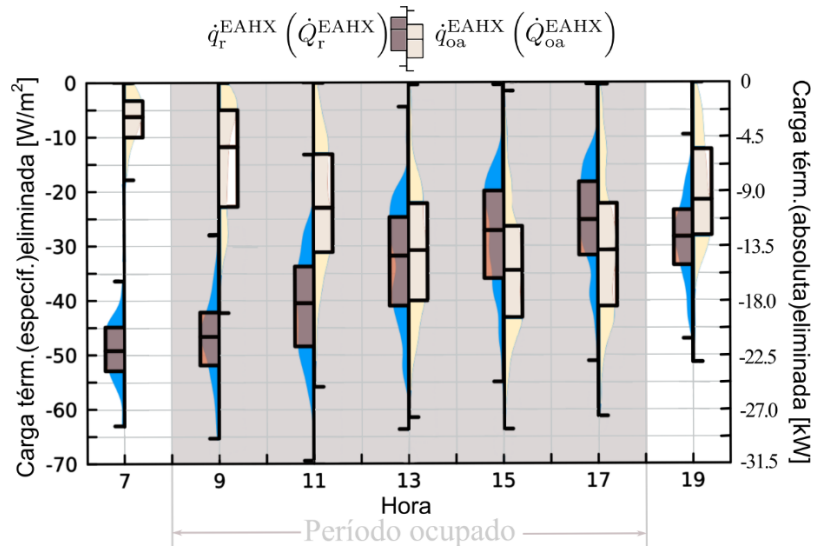


Figura 4. Gráficos de violín y de caja por hora para la eliminación de carga específica (y absoluta) en las oficinas— $\dot{q}_r^{EAHX}$  ( $\dot{Q}_r^{EAHX}$ )— y para la eliminación de carga específica (y absoluta) del aire exterior— $\dot{q}_{oa}^{EAHX}$  ( $\dot{Q}_{oa}^{EAHX}$ ). Obtenidos a partir de datos monitoreados (entre el 1 de junio y el 30 de septiembre; solo en modo de enfriamiento,  $T_{aL} < T_{a0}$ ; tasa de flujo nominal de 8000 m<sup>3</sup>/h; 450 m<sup>2</sup> de área de piso enfriado). El sombreado gris resalta el período de ocupación de las oficinas. Los ejes izquierdo y derecho representan la eliminación de carga específica y absoluta, respectivamente.

La Figura 4 muestra que la eliminación de carga en las oficinas es mayor durante la mañana, como consecuencia de las temperaturas más bajas del aire exterior. La eliminación de carga del aire exterior es mayor durante la tarde, ya que las temperaturas del aire exterior también son mayores. La eliminación de carga absoluta del aire exterior ( $\dot{Q}_{oa}^{EAHX}$ ) tiene medianas y máximos que superan los 13.5 kW y 27 kW, respectivamente; y, en cuanto a la eliminación de carga específica en las oficinas ( $\dot{q}_r^{EAHX}$ ), se concluye que los valores medios de este índice de desempeño son siempre superiores a 20 W/m<sup>2</sup>. Sin embargo, durante la tarde, cuando las condiciones exteriores de verano son más exigentes y cuando típicamente se aplica la temperatura de diseño del aire exterior [14], los rangos intercuantiles para  $|\dot{q}_r^{EAHX}|$  son muy amplios, extendiéndose desde aproximadamente 0 W/m<sup>2</sup> ( $Q_1$ ) hasta más de 50 W/m<sup>2</sup> ( $Q_3$ ). Estos resultados muestran que el EAHX monitoreado es capaz de un enfriamiento significativo de las oficinas; sin embargo, no se puede excluir un enfriamiento adicional, especialmente para las horas más calurosas del día.

#### 4. CONCLUSION

A partir del análisis de los datos de monitoreo y de las discusiones presentadas, se pueden resumir los hallazgos del artículo de la siguiente manera (ver [10] para conclusiones más detalladas):

- La gran diferencia de temperatura entre la temperatura del suelo no perturbado ( $\sim 17^\circ\text{C}$ ) y la temperatura de consigna superior de las oficinas ( $\sim 30^\circ\text{C}$ , considerando los principios de confort adaptativo [8]) confirmó la viabilidad del enfriamiento independiente con el EAHX.
- Las temperaturas máximas diarias de salida del EAHX pueden ser hasta 9 K más bajas que las temperaturas simultáneas del aire exterior.
- Los valores medianos de la eliminación de carga térmica específica en las oficinas son mayores que 20 W/m<sup>2</sup>, y los valores absolutos de eliminación de carga del aire exterior pueden superar los 27 kW; sin embargo, una eliminación de carga menor en las oficinas ocurre durante la tarde, precisamente cuando la demanda de enfriamiento es mayor.

Aunque este estudio se ha centrado en datos de monitoreo para un caso particular, mostró que el enfriamiento con EAHX de gran diámetro es exequible, y que esta tecnología se adapta a las necesidades de edificios ubicados en climas cálidos y secos. Los EAHX de gran diámetro amplían el uso del enfriamiento gratuito con aire exterior, reduciendo el enfriamiento mecánico en edificios de oficinas; por lo tanto, reduciendo las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera. Esta conclusión debería mantenerse para otros proyectos con condiciones similares.

#### REFERENCIAS

- [1] IEA. Global Energy and Climate Model: Documentation, <https://www.iea.org/reports/global-energy-and-climate-model>, consultado el 2023.05.02.
- [2] Michalak, P. Hourly Simulation of an Earth-to-Air Heat Exchanger in a Low-Energy Residential Building. *Energies* 2022, 15, 1898.
- [3] Lee, K.; Strand, R. The cooling and heating potential of an earth tube system in buildings. *Energy Build.* 2008, 40, 486–494.
- [4] Al-Ajmi, F.; Loveday, D.; Hanby, V. The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. *Build. Environ.* 2006, 41, 235–244.
- [5] Ascione, F.; Bellia, L.; Minichiello, F. Earth-to-air exchanger for Italian climates. *Renew. Energy* 2011, 36, 2177–2188.
- [6] Kopecký, P. Hygro-Thermal Performance of Earth-to-Air Heat Exchangers: Numerical Model, Analytical and Experimental Validation, Measurements In-Situ, Design. Ph.D. Thesis, Czech Technical University in Prague, Prague, Czech Republic, 2008.
- [7] Hollmuller, P.; Lachal, B. Air-soil heat exchangers for heating and cooling of buildings: Design guidelines, potentials and constraints, system integration and global energy balance. *Appl. Energy* 2014, 119, 476–487.
- [8] EN 15251:2007; Indoor Environmental Input Parameters for Design and Assessment of Energy Performance of Buildings Addressing Indoor Air Quality, Thermal Environment, Lighting and Acoustics. European Committee for Standardization: Brussels, Belgium, 2007; Currently EN 16798-1:2019.
- [9] Maerefat, M.; Haghghi, A. Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney. *Renew. Energy* 2010, 35, 2316–2324.
- [10] Duarte, R.; Gomes, M.d.G.; Moret Rodrigues, A.; Pimentel, F. A Large-Diameter Earth–Air Heat Exchanger Built for Standalone Office Room Cooling: Monitoring Results for Hot and Dry Summer Conditions. *Appl. Sci.* 2023, 13, 12134.
- [11] Vaisala Weather Transmitter WXT520—User’s Guide.
- [12] Onset. HOBO Datalogger Temp/RH/2 ext.Channels (U12-0011).
- [13] Ziehl-Abegg Sensor Control Module for Differential Pressure and Volume Flow Measurements.
- [14] ASHRAE. ASHRAE Handbook—Fundamentals; ASHRAE: Peachtree Corners, GA, USA, 2005.