

# Proyecto Fin de Grado

## Grado en Ingeniería de la Energía

### Modelo digital de anfiteatro bioclimático en el marco del proyecto Cartuja Qanat

Autora: María Dolores Guerrero Garrido

Tutores: Servando Álvarez Domínguez  
José Sánchez Ramos

Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022





Proyecto Fin de Carrera  
Grado en Ingeniería de la Energía

# **Modelo digital de anfiteatro bioclimático en el marco del proyecto Cartuja Qanat**

Autora:

María Dolores Guerrero Garrido

Tutor:

Servando Álvarez Domínguez

Catedrático de universidad

José Sánchez Ramos

Profesor titular de universidad

Dpto. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022



*A mi familia*

*A mis maestros*



Las advertencias de los científicos sobre las consecuencias del cambio climático cada vez se asemejan más a las condiciones climáticas en las que vivimos. El ritmo de la transición energética no ha sido lo suficientemente rápido como para evitar los efectos perniciosos sobre el clima, entre los que destacan las olas de calor. Los núcleos urbanos en constante expansión son especialmente vulnerables a estas condiciones debido al efecto aditivo de las islas de calor urbanas. La sociedad demanda zonas verdes que mejoren la calidad de vida en las ciudades capaces de adaptarse al nuevo entorno sin comprometer a las generaciones futuras.

Existen multitud de proyectos enfocados en el rediseño sostenible de las ciudades, motivados principalmente por las consecuencias de la pandemia del COVID-19 y las olas de calor experimentadas en los últimos años a nivel mundial. En la ciudad de Sevilla, destaca el proyecto Cartuja Qanat como dinamizador social e infraestructura orientada a la adaptación de las consecuencias climatológicas adversas. Cartuja Qanat continúa el legado de la Exposición Universal de Sevilla de 1992, rehabilitando un antiguo anfiteatro en desuso e incorporando técnicas de climatización de bajo impacto energético. El diseño y distribución de las técnicas de climatización en ambos proyectos está orientado a la climatización de exteriores, alcanzando niveles de confort térmico que permiten su uso durante el periodo estival.

La evolución tecnológica de los últimos 30 años, especialmente en el campo de la informática y telecomunicaciones, ha permitido incorporar técnicas de operación novedosas optimizando el uso de recursos naturales como el agua y la energía. Sin embargo, para su implementación se requiere definir las reglas básicas de funcionamiento y conocer exhaustivamente el comportamiento del sistema. La principal complejidad del control reside en la alta dependencia del clima, tanto de los equipos como de las condiciones de confort térmico esperadas por los asistentes en cada instante. En este trabajo, se desarrollará el modelo correspondiente al nuevo anfiteatro, así como las técnicas bioclimáticas incorporadas. Esta simulación servirá para ampliar el conocimiento sobre el comportamiento de las alternativas llevadas a cabo y la definición del sistema de control.





# Abstract

---

Scientists' warnings about the consequences of climate change increasingly resemble the climatic conditions in which we live. The pace of the energy transition has not been fast enough to avoid harmful effects on the climate, including heat waves. Urban areas, which are in constant expansion, are particularly vulnerable to these conditions due to the additive effect of urban heat islands. Society demands green spaces that improve the quality of life in cities and that are able to adapt to the new environment without compromising future generations.

There are many projects focused on the sustainable redesign of cities, mainly motivated by the consequences of the COVID-19 pandemic and the heat waves experienced worldwide in recent years. In Seville, the Cartuja Qanat project stands out as a social dynamizer and as infrastructure aimed at adapting to the adverse climatic consequences. Cartuja Qanat continues the legacy of the 1992 Universal Exposition of Seville, rehabilitating an old amphitheater in disuse and incorporating low-energy-impact conditioning techniques. The design and distribution of the climate conditioning techniques in both projects is oriented towards outdoor climate conditioning, achieving indexes of thermal comfort that allow their use even during the summer period.

The technological evolution experienced during the last 30 years, especially in the field of telecommunications and information technologies, has made it possible to incorporate novel operating techniques that optimize the use of natural resources such as water and energy. However, for its implementation, it is necessary to define the basic rules of operation and to have a thorough knowledge of how the system works. The main complexity of the control definition lies in the high dependency on the climate by both the equipment and the requirements of the expected thermal comfort. In this work, the model corresponding to the new amphitheater, as well as the bioclimatic techniques incorporated, will be developed. This simulation will serve to expand the knowledge about the behavior of the alternatives carried out and the definition of the control system.



<b>Resumen</b>	<b>vii</b>
<b>Abstract</b>	<b>ix</b>
<b>Índice</b>	<b>xi</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xv</b>
<b>Notación</b>	<b>xvii</b>
<b>Abreviaturas y acrónimos</b>	<b>xix</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. <i>Contexto actual</i>	1
1.1.1. Unión Europea y España	2
1.1.2. Olas de calor	2
1.1.3. Islas de calor urbanas	4
1.2. <i>Proyectos de rehabilitación y construcción ecológicos</i>	4
1.2.1. Parque Güell, Barcelona	5
1.2.2. Centro Común de Investigación (CCI), Sevilla	5
1.2.3. Acueducto de Adriano, Atenas	6
1.3. <i>Proyecto Cartuja Qanat</i>	6
1.4. <i>Situación actual del anfiteatro</i>	8
<b>2. Metodología</b>	<b>11</b>
2.1. <i>Esquema</i>	11
2.2. <i>Condiciones climáticas consideradas</i>	12
2.3. <i>Hipótesis</i>	13
2.3.1. Hipótesis adicionales estanque	15
2.3.2. Hipótesis adicionales cubierta	15
2.3.3. Hipótesis adicionales confort	16
<b>3. Descripción del Anfiteatro</b>	<b>17</b>
3.1. <i>Unidad de tratamiento de aire</i>	17
3.1.1. Caracterización a partir del catálogo del fabricante	18
3.1.2. Descripción del modelo	21
3.2. <i>Depósito y bomba de calor</i>	22
3.2.1. Caracterización a partir del catálogo del fabricante	22
3.2.2. Definición del modelo	23
3.2.3. Consideraciones de funcionamiento	24
3.3. <i>Estanque</i>	24
3.3.1. Flujo conductivo	25
3.3.2. Flujo convectivo	26
3.3.3. Radiación de corta longitud de onda. Modelo simplificado.	26
3.3.4. Radiación de corta longitud de onda. Modelo detallado.	26
3.3.5. Radiación de larga longitud de onda	28
3.3.6. Evaporación natural del estanque	28

3.3.7.	Evaporación debido al uso de jets	32
3.4.	<i>Riego de la cubierta</i>	33
3.4.1.	Flujos sobre la superficie inferior de la cubierta	34
3.4.2.	Flujos sobre la superficie superior de la cubierta	35
3.4.3.	Temperatura de la cubierta	35
3.5.	<i>Entrada de aire en el anfiteatro</i>	36
<b>4.</b>	<b>Confort Térmico en Exteriores</b>	<b>39</b>
4.1.	<i>Tipos de indicadores</i>	39
4.1.1.	Voto Medio Previsto y Porcentaje de Personas Insatisfechas	39
4.1.2.	Carga Térmica	39
4.1.3.	Índice de Estrés Térmico y ratio de sudoración	39
4.1.4.	Temperatura Fisiológica Equivalente	40
4.2.	<i>Valores de referencia</i>	40
4.3.	<i>Condiciones de simulación</i>	40
4.4.	<i>Confort térmico en el anfiteatro</i>	42
<b>5.</b>	<b>Resultados</b>	<b>45</b>
5.1.	<i>Validación del modelo</i>	45
5.2.	<i>Comparación de los modelos de radiación</i>	46
5.3.	<i>Semana de diseño</i>	47
5.3.1.	Nivel de actividad bajo	47
5.3.2.	Nivel de actividad alto	48
5.3.3.	Nivel de actividad alto y ahorro energético	50
5.3.4.	Comparación de las medidas de ahorro	51
5.4.	<i>Verano de 2022</i>	53
5.4.1.	Nivel de actividad bajo	53
5.4.2.	Nivel de actividad alto	54
<b>6.</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>57</b>
	<b>Referencias</b>	<b>59</b>
	<b>Anexo I. Validación del modelo</b>	<b>63</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 2–1. Condiciones climáticas de entrada	13
Tabla 2–2. Resumen de hipótesis consideradas en el modelo del anfiteatro	13
Tabla 2–3. Propiedades termodinámicas consideradas invariables con la temperatura para cada fluido considerado.	14
Tabla 2–4. Temperatura de rocío máxima y mínima en el día tipo junto al número de intervalo y condiciones consideradas para su cálculo correspondientes a cada una de ellas.	15
Tabla 3–1. Capacidad calorífica de las corrientes en el punto nominal de funcionamiento.	20
Tabla 3–2. Características de la batería calculadas a partir del catálogo.	20
Tabla 3–3. Características de la bomba de calor adaptadas a la carga del anfiteatro a partir de datos de catálogo.	22
Tabla 3–4. Resumen de los flujos de calor considerados en el balance energético del estanque.	25
Tabla 3–5. Absortividad de la lámina y del fondo del estanque para la radiación difusa.	27
Tabla 3–6. Constantes de la ecuación de Antoine para el agua. (Datos: B. E. Poling, <i>The Properties of gases and liquids</i> , 5th ed. New York McGraw-Hill, 2001.)	29
Tabla 3–7. Caudal de aire entrante en función de la velocidad del viento obtenidos mediante simulación en CFD. (Datos: Castro Medina D, Evaluación de técnicas bioclimáticas de acondicionamiento y gestión del control en el anfiteatro de la isla de la Cartuja (Sevilla), 2020.)	36
Tabla 4–1. Escala térmica y rangos comprendidos por los índices considerados, rango para clima similar al centro-oeste de Europa. (Datos: Coccolo S. Outdoor human comfort and thermal stress: A comprehensive review on models and standards. Urban Climate, 2016).	40
Tabla 4–2. Tipo de vestimenta y resistencia térmica asociada. Extracto de la norma técnica ASHRAE-55.	41
Tabla 4–3. Factores de forma considerador por superficie predominante.	42
Tabla 4–4. Valores PET (°C) en el anfiteatro según la temperatura del aire del anfiteatro y de la cubierta textil para nivel de actividad 1 met.	42
Tabla 4–5. Valores PET (°C) en el anfiteatro según la temperatura del aire del anfiteatro y de la cubierta textil para nivel de actividad 1.75 met.	43
Tabla 5–1. Resumen de pruebas realizadas al modelo	45
Tabla 5–2. Temperaturas de consigna nivel de actividad bajo.	47
Tabla 5–3. Valores de los indicadores clave para nivel de actividad bajo.	47
Tabla 5–4. Distribución del confort térmico para nivel de actividad bajo.	48
Tabla 5–5. Temperaturas de consigna nivel de actividad bajo.	48
Tabla 5–6. Valores de los indicadores clave para nivel de actividad bajo.	49
Tabla 5–7. Distribución del confort térmico para nivel de actividad alto.	49

Tabla 5–8. Temperaturas de consigna nivel de actividad bajo.	50
Tabla 5–9. Valores de los indicadores clave para nivel de actividad bajo.	50
Tabla 5–10. Distribución del confort térmico para nivel de actividad alto y ahorro energético.	51
Tabla 5–11. Valores de los indicadores clave durante el verano 2022 para nivel de actividad bajo.	53
Tabla 5–12. Distribución del confort térmico durante el verano 2022 para nivel de actividad bajo.	54
Tabla 5–13. Valores de los indicadores clave durante el verano 2022 para nivel de actividad alto.	54
Tabla 5–14. Distribución del confort térmico durante el verano 2022 para nivel de actividad alto.	55

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1-1. Cambios en la temperatura superficial terrestre relativa con respecto a los años 1850-1900.	1
Figura 1-2. Incremento de las temperaturas medias anuales en Europa para el periodo 1901-2021. La gradación de azul a rojo indica el incremento de temperatura.	3
Figura 1-3. Incremento de las temperaturas medias anuales en España para el periodo 1901-2021. La gradación de azul a rojo indica el incremento de temperatura.	3
Figura 1-4. Evolución de población censal en España en zonas urbanas y el municipio de Sevilla.	4
Figura 1-5. Parque Güell, Barcelona. Vistas de la plaza central y columnas de drenaje.	5
Figura 1-6. Simulación 3D del interior de la Nueva Bauhaus Europea del CCI, Sevilla. Imagen cedida por el estudio Bjarke Ingels Group (BIG)	6
Figura 1-7. Vista aérea del proyecto Cartuja Qanat.	7
Figura 1-8. Vista aérea del proyecto Cartuja Qanat antes de la actuación. (Fuente: Google Earth)	7
Figura 1-9. Imagen frontal interior anfiteatro antes de la reforma.	8
Figura 1-10. Situación del anfiteatro tras la remodelación en el mes de junio de 2022.	9
Figura 1-11. Comparación vista interior anfiteatro Zona Este. Vegetación que rodea al anfiteatro vista desde el interior lateral del anfiteatro	9
Figura 1-12. Vista interior de la cubierta textil del anfiteatro dispuesta a dos aguas. Comparación situación inicial y actual.	10
Figura 2-1. Esquema simplificado del modelo de climatización del anfiteatro.	11
Figura 2-2. Esquema de la metodología empleada	12
Figura 2-3. Diagrama psicrométrico a presión atmosférica.	15
Figura 3-1. Esquema del sistema de climatización del anfiteatro. Rosa: lado del aire; Azul:lado del agua.	17
Figura 3-2. Unidad de tratamiento de aire empleada en la sala de máquinas	17
Figura 3-3. Prestaciones del modelo de batería escogido para la UTA.	18
Figura 3-4. Esquema de corrientes de entrada y salida en la batería en condiciones de ensayo.	20
Figura 3-5. Evolución de la efectividad en función del NTU a partir del punto nominal del fabricante.	21
Figura 3-6. Fragmento de la ficha técnica de la bomba de calor elegida en modo de refrigeración.	22
Figura 3-7. Esquema Bomba de calor en régimen de refrigeración. .	23
Figura 3-8. Esquema de los flujos de calor considerados en el balance energético del estanque.	25
Figura 3-9. Absortividad de la lámina de irradiación directa en función del coseno del ángulo cenital.	27
Figura 3-10. Absortividad del fondo de irradiación directa en función del coseno del ángulo cenital.	28
Figura 3-11. Dependencia de la viscosidad dinámica del aire con respecto a la temperatura en el rango de temperaturas estudiado y a presión atmosférica.	30
Figura 3-12. Análisis de sensibilidad de la variación específica de entalpía por evaporación del	

agua frente a la temperatura.	31
Figura 3-13. Sensibilidad y línea de tendencia del calor latente específico del agua líquido-vapor frente a la temperatura.	32
Figura 3-14. Esquema simplificado de los flujos de calor considerados en el balance energético de la cubierta del anfiteatro.	34
Figura 3-15. Caudal exterior entrante estimado en función de la velocidad del viento.	36
Figura 4-1. Esquema simplificado empleado para deducir la contribución de las principales superficies sobre el factor de forma	41
Figura 5-1. Comparación de los modelos considerados de calor absorbido por radiación de corta longitud de onda. Semana de diseño, cielo despejado.	46
Figura 5-2. Comparación de los modelos considerados de calor absorbido por radiación de corta longitud de onda. Del 20 al 24 de junio de 2022, intervalos nubosos.	46
Figura 5-3. Comparación de la distribución porcentual del confort térmico en el horario de funcionamiento ante el aumento de la temperatura de consigna.	51
Figura 5-4. Comparación del consumo de la bomba de calor tras el aumento de la temperatura de consigna.	52
Figura 5-5. Comparación del número de horas de funcionamiento de los sistemas de agua perdida ante el aumento de la temperatura de consigna.	52
Figura I-1. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 1.	63
Figura I-2. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 1.	63
Figura I-3. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 2.	64
Figura I-4. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 2.	64
Figura I-5. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 3.	65
Figura I-6. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 3.	65
Figura I-7. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 4.	66
Figura I-8. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 4.	66
Figura I-9. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 5.	67
Figura I-10. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 5.	67
Figura I-11. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 6.	68
Figura I-12. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 6.	68
Figura I-13. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 7.	69
Figura I-14. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 7.	69
Figura I-15. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 8.	70
Figura I-16. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 8.	70



# Notación

$\alpha_c$	Absortividad efectiva de la cubierta
$\alpha_w$	Absortividad efectiva del agua
$\alpha_s$	Altura solar ( $^\circ$ )
$\theta_z$	Ángulo cenital ( $^\circ$ )
$\dot{C}_i$	Capacidad calorífica de la sustancia i ( $W/K$ )
$C_{p;i}$	Capacidad calorífica específica de la sustancia i ( $J/kgK$ )
$CAP _{Real;100\%}$	Capacidad o potencia frigorífica máxima real ( $W$ )
$ACH$	Caudal de aire entrante en el recinto expresado en renovaciones por hora ( $ren/h$ )
$\dot{m}$	Caudal o gasto másico ( $kg/s$ )
$\dot{V}_i$	Caudal volumétrico de la sustancia i ( $m^3/h$ )
$R^2$	Coefficiente de determinación
$h_{cv}$	Coefficiente de película convectivo ( $W/m^2K$ )
$h_{rad\ int}$	Coefficiente de película radiante interior ( $W/m^2K$ )
$h_m$	Coefficiente de transferencia de masa ( $m/s$ )
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2K$ )
$R_w$	Constante de los gases ideales para el agua. ( $J/kgK$ )
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann ( $W/m^2K^4$ )
$\rho_i$	Densidad de la sustancia i ( $kg/m^3$ )
$\rho_{v;i}$	Densidad de vapor de la sustancia i ( $kg/m^3$ )
$q_j$	Densidad del flujo de calor j ( $W/m^2$ )
$d$	Diferencial
$D_{AB}$	Difusividad de masa de la sustancia A en la sustancia B ( $m^2/s$ )
$\varepsilon$	Efectividad del intercambiador
$\varepsilon_w$	Emisividad del agua
$h_{lg}$	Entalpía específica asociada al cambio de estado de líquido a gas del agua ( $kJ/kg$ )
$h_j$	Entalpía específica en el estado j ( $J/kg$ )
$FCP$	Factor de carga parcial
$\dot{Q}_j$	Flujo de calor o potencia térmica j ( $W$ )
$\dot{H}_j$	Flujo entálpico en el estado j ( $W$ )
$exp$	Función exponencial
$sen$	Función seno
$\Delta T_m$	Gradiente de temperatura medio ( $^\circ C$ )
$\Delta$	Gradiente o diferencia
$w$	Humedad absoluta ( $kg\ agua/kg\ aire\ seco$ )
$HR$	Humedad relativa ( $\%$ )
$I_{dif}$	Irradiancia difusa horizontal j ( $W/m^2$ )

$I_{dir}$	Irradiancia directa horizontal j ( $W/m^2$ )
$I_{total}$	Irradiancia total horizontal j ( $W/m^2$ )
$\log_{10}$	Logaritmo en base 10
$L_c$	Longitud característica j ( $m$ )
$Re$	Número adimensional de Reynolds
$Sh$	Número adimensional de Sherwood
$Sc$	Número adimensional Schmidt
$NTU$	Número de unidades de transferencia
$\dot{W}_k$	Potencia desarrollada o consumida por el equipo k ( $W$ )
$P$	Presión absoluta ( $Pa$ )
$P_{v,i}$	Presión de vapor de la sustancia i ( $Pa$ )
$EER$	Relación de Eficiencia Energética
$A_{int}$	Superficie de intercambio ( $m^2$ )
$A_{lám}$	Superficie de la lámina de agua del estanque ( $m^2$ )
$A_{cub}$	Superficie regada de la cubierta ( $m^2$ )
$T_{BH}$	Temperatura de bulbo húmedo ( $^{\circ}C$ )
$T_{cub}$	Temperatura de la cubierta del anfiteatro ( $^{\circ}C$ )
$T_{red}$	Temperatura del agua de red ( $^{\circ}C$ )
$T_w$	Temperatura del agua del estanque ( $^{\circ}C$ )
$T_{ae}$	Temperatura del aire exterior ( $^{\circ}C$ )
$T_{cielo}$	Temperatura del cielo ( $^{\circ}C$ )
$T_{i,j}$	Temperatura del fluido i en el estado j ( $^{\circ}C$ )
$t$	Tiempo o instante
$\Delta U$	Variación de energía interna con respecto al tiempo ( $W$ )
$v_v$	Velocidad media del viento ( $m/s$ )
$\nu$	Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$V$	Volumen del estanque lleno de agua ( $m^3$ )

# Abreviaturas y acrónimos

---

IPCC	Panel Intergubernamental del Cambio Climático ( <i>International Panel on Climate Change</i> )
UE	Unión Europea
AEMet	Agencia Estatal de Meteorología.
OMS	Organización Mundial de la Salud
UHI	Isla de calor urbano ( <i>Urban Heat Island</i> ).
INE	Instituto Nacional de Estadística
CCI	Centro Común de Investigación
NEP	Nueva Bauhaus Europea ( <i>New European Bauhaus</i> ).
ODS	Objetivos de Desarrollo Sostenible
ONU	Organización de las Naciones Unidas
EXPO'92	Exposición Universal de Sevilla de 1992
IoT	Internet de las cosas ( <i>Internet of Things</i> )
UTA	Unidad de Tratamiento de Aire
BdC	Bomba de Calor
EES	Engineering Equation Solver.
SI	Sistema Internacional de Unidades.
SIAR	Sistema de Información Ambiental Regional
CFD	Computational Fluid Dynamics.
OTC	Confort térmico en exteriores ( <i>Outdoor Thermal Comfort</i> )
Q	Carga térmica o modelo COMFA
PET	Temperatura fisiológica equivalente ( <i>Physiological Equivalent Temperature</i> )
VMP	Voto Medio Previsto.

PPI	Porcentaje de Personas Insatisfechas.
ITS	Índice de Estrés Térmico ( <i>Index of Thermal Stress</i> )
SR	Ratio de sudoración ( <i>Sweating Rate</i> ).
ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire ( <i>American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers</i> ).

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. Contexto actual

Actualmente, una de las mayores adversidades a las que se enfrenta la humanidad es la lucha contra el cambio climático. En los últimos informes del Panel Intergubernamental del Cambio Climático, más conocido por las siglas en inglés *IPCC*, los expertos coinciden en que la superficie terrestre está experimentando un aumento de la temperatura cuyo origen es antropogénico [1]. Se observa en los datos históricos reconstruidos que la temperatura terrestre sigue ciclos de calentamiento y enfriamiento (Figura 1-1). En contraste con los ciclos citados con anterioridad, destaca el marcado aumento de la tasa de crecimiento de este parámetro durante el último siglo. Este hecho resulta alarmante debido a que no existe constancia del comportamiento del clima en estas condiciones, dando lugar a un elevado nivel de incertidumbre.

### Changes in global surface temperature relative to 1850–1900

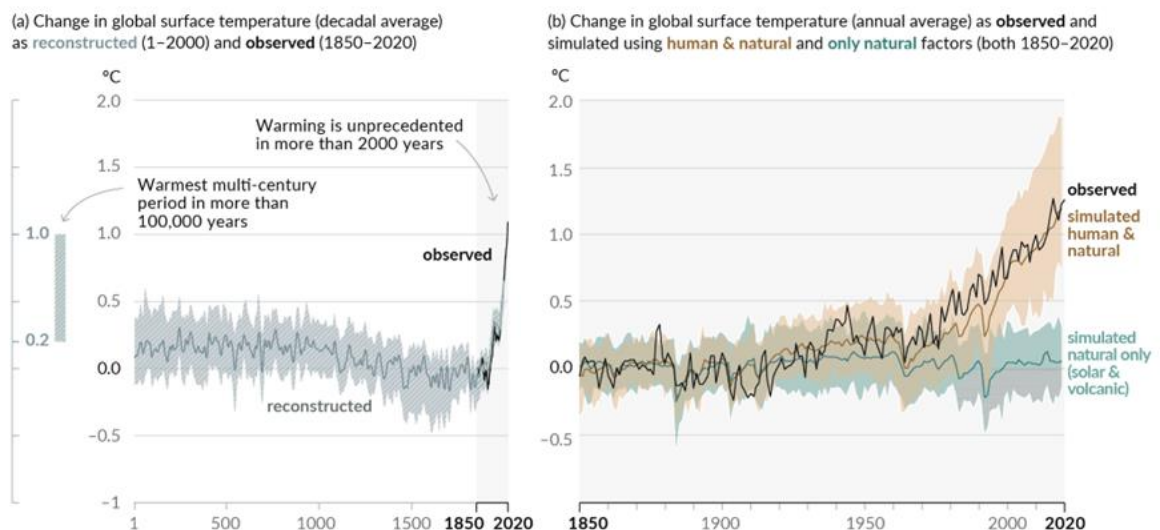


Figura 1-1. Cambios en la temperatura superficial terrestre relativa con respecto a los años 1850-1900.

Adaptado de Summary for Policymakers (SPM) of the Working Group I (WGI) Contribution to the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) Sixth Assessment Report (AR6), 2021.

Se contemplan multitud de predicciones sobre el comportamiento del clima, para las cuales no hay consenso. Sin embargo, la comunidad científica coincide en que existe una alta probabilidad del aumento de condiciones extremas climáticas como la extensión en frecuencia, duración y magnitud de las olas de calor y episodios de sequías [1], [2]. Las características de la localización también forman parte de las variables a considerar a la hora de predecir cuáles serán las tendencias del clima. Por este motivo, se plantea una desigualdad territorial con respecto al impacto de las condiciones extremas producidas por el cambio climático. Una de las zonas de mayor riesgo de olas de calor es la región del sur de Europa y, consecuentemente, la península ibérica [1], [3]–[6].

A raíz de esta advertencia, gobiernos de todo el mundo han llevado a cabo actuaciones y políticas para mitigar el calentamiento global, destacando acuerdos internacionales como el Protocolo de Kyoto y el Acuerdo de París. El principal objetivo de las estrategias es la disminución de emisiones de gases de efecto invernadero, esencialmente de dióxido de carbono [7]. Las herramientas más comunes para alcanzar esta meta son aquellas que decremantan el consumo de recursos fósiles, como la implementación de generación renovable y la

reducción de la demanda energética mediante campañas de ahorro y eficiencia.

Lamentablemente, los esfuerzos llevados a cabo hasta la fecha han sido insuficientes para cumplir con los objetivos necesarios para evitar el cambio climático[8]. Estas declaraciones ponen en manifiesto la necesidad de desarrollo de técnicas que posibiliten la adecuación del ser humano al nuevo entorno sin precedentes que le rodea. Dichas técnicas, asimismo, deben estar en línea con las actuaciones tomadas hasta la fecha de reducción de la demanda de combustibles fósiles garantizando que las consecuencias del cambio climático no sean agravadas.

En el diseño, existe una problemática debido a que se desconocen las condiciones a largo plazo del entorno. Los posibles riesgos deben ser identificados y analizados para disminuir su repercusión [9], especialmente los efectos estimados de mayor probabilidad. En el caso de España, destacan las olas de calor y el aumento de la aridez en la península potenciado por la disminución de precipitación [3], [4].

### 1.1.1. Unión Europea y España

Las políticas llevadas a cabo en la Unión Europea (UE) se preocupan simultáneamente de mitigar los efectos adversos del cambio climático y disminuir la dependencia energética.

Tanto el mix energético europeo como el español se caracterizan por ser altamente dependientes de recursos fósiles. Según las estadísticas del último informe de la petrolera BP [10], el consumo de recursos fósiles en la UE sobrepasa con creces la producción, siendo el flujo neto de importaciones de la región positivo [11]. La preocupación de los países miembros por la seguridad de suministro se ha visto incrementada en el último año<sup>1</sup> debido a la situación sociopolítica internacional y el comportamiento de los mercados energéticos [12], [13]. El aumento de precios en mercados como el del gas ha derivado en una elevación del precio de casación de la energía eléctrica y, consecuentemente, del coste de productos demandados por la sociedad, encareciendo el nivel de vida y provocando valores de inflación exorbitados.

La respuesta europea ante esta situación es incluir en los proyectos actuales la importancia de la autonomía estratégica, reforzando el uso de fuentes renovables y eficiencia energética. Cabe destacar el endurecimiento de los objetivos marcados de cara a 2030 de reducción de emisiones mediante la puesta en marcha del plan para la transición ecológica “Objetivo 55”, traducción del inglés “Fit for 55” [14]. Esta modificación acelerará la transición ecológica, con la potencialidad de convertir a Europa en el primer continente climáticamente neutro para el año 2050 [5], [14].

Adicionalmente, se ha lanzado el imperativo a los países miembros de elaborar planes de ahorro para paliar los efectos negativos de dependencia energética derivados de la Invasión de Ucrania [15], [16]. Por ejemplo, una de las medidas más controvertidas anunciadas por el Gobierno de España ha sido el aumento de la temperatura de consigna en régimen de refrigeración en los edificios públicos hasta los 27 °C. La elección de este método para reducir el consumo energético y la respuesta de la sociedad ponen en manifiesto la capacidad de reducción de demanda al actuar sobre la climatización, el cual supone aproximadamente un tercio del consumo energético europeo y español [11], y el impacto sobre la percepción de bienestar social [17], [18].

### 1.1.2. Olas de calor

La Agencia Estatal de Meteorología (AEMet) define el fenómeno de ‘Ola de calor’: **“Se considera ‘Ola de calor’ a un episodio de al menos tres días consecutivos en que como mínimo el 10% de las estaciones consideradas registran máximas por encima del percentil del 95% de su serie de temperaturas máximas diarias de los meses de julio y agosto del periodo 1971-2000.”**[10] Este criterio muestra la relatividad de las temperaturas e impacto en función de la localización y no se ciñe únicamente a las temperaturas altas propias del periodo estival.

Pese a que tanto las olas de calor como las olas de frío son fenómenos comunes, como se puede deducir fácilmente a partir de la definición estadística, en los últimos años se han observado tendencias anómalas. Se está experimentando un aumento de la temperatura anual tanto en la región europea (Figura 1-2) como en España (Figura 1-3), reduciendo la severidad de las olas de frío mientras que agrava el efecto de las olas de calor [4], [10]. Además de aumentar la severidad, se espera un aumento de la frecuencia y duración de estos episodios de

---

<sup>1</sup> Desde el verano de 2021 hasta la fecha.

exceso de temperaturas[8], [11], [12].

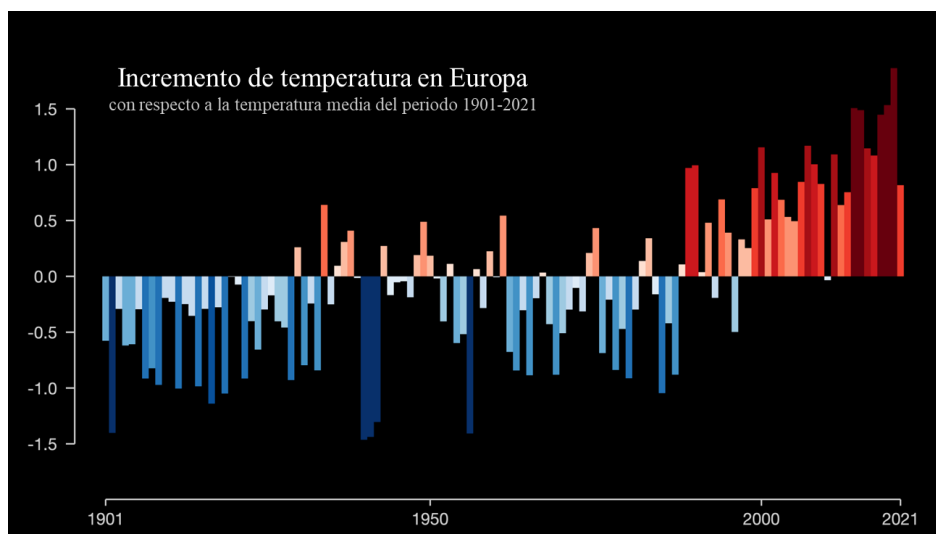


Figura 1-2. Incremento de las temperaturas medias anuales en Europa para el periodo 1901-2021. La gradación de azul a rojo indica el incremento de temperatura.

(Datos: Berkeley Earth, Fuente: <https://showyourstripes.info/s/europe/all>)

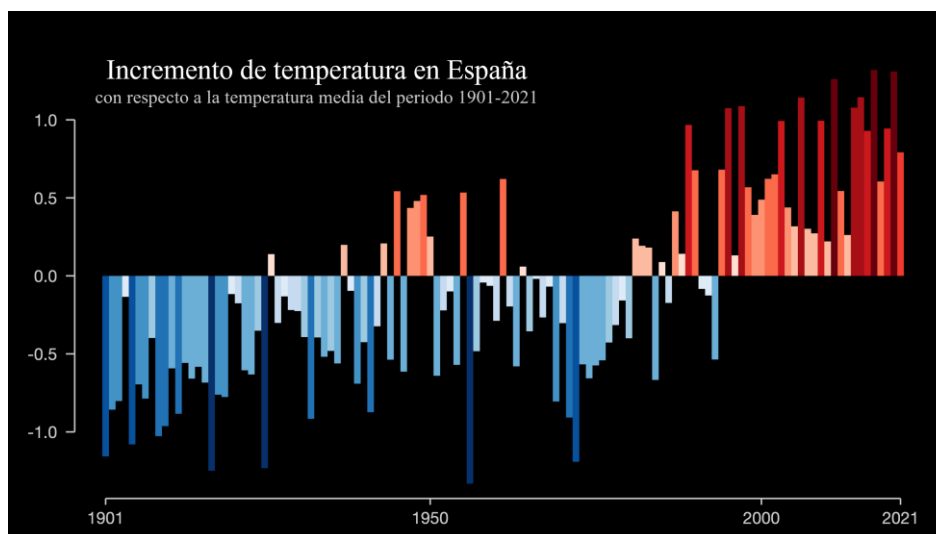


Figura 1-3. Incremento de las temperaturas medias anuales en España para el periodo 1901-2021. La gradación de azul a rojo indica el incremento de temperatura.

(Datos: Berkeley Earth, Fuente: <https://showyourstripes.info/s/europe/spain>)

Este efecto motivado por el calentamiento global parece no tener límites en el futuro próximo, como constatan los récords térmicos alcanzados durante el mes de julio en la región europea. Durante el verano de 2022 las olas de calor han sido más severas que en años anteriores, convirtiendo al mes de julio en el más cálido de España desde que hay registros [13].

Existe un riesgo de salud asociado a la exposición de temperaturas ambientales extremas, pudiendo causar incluso la muerte [6], [11]. En línea con las indicaciones de la Organización Mundial de la Salud (OMS), los gobiernos recomiendan evitar salir a la calle durante las horas centrales del día como medida preventiva[11]. Sin embargo, estas medidas no son suficientes ni factibles a futuro ante el aumento de estos episodios. Por este motivo, la también OMS recomienda adaptar las ciudades a estas situaciones de estrés térmico extremas[14].

### 1.1.3. Islas de calor urbanas

En los núcleos urbanos se produce un efecto denominado isla de calor urbana, del inglés *Urban Heat Island* (UHI). Es un fenómeno de calentamiento tanto del aire como de las superficies de las zonas urbanas con respecto a las temperaturas alcanzadas en zonas rurales sometidas a excitaciones similares de calor [14]–[16]. La bibliografía suele señalar como principales causas el uso de materiales que absorben el calor como el asfalto, la falta de vegetación y el uso de maquinaria y vehículos que suponen una carga térmica adicional[2], [14], [17], [18].

El fenómeno de isla de calor urbana no hace más que exacerbar el efecto de las olas de calor, aumentando la vulnerabilidad climática de los núcleos urbanos[14]. Surge la necesidad de combatir el efecto para que los ciudadanos puedan disfrutar de la ciudad en este nuevo e incierto escenario climático. La complejidad reside en la disminución del consumo energético ante el crecimiento de la población, especialmente en las zonas urbanas (Figura 1-4).

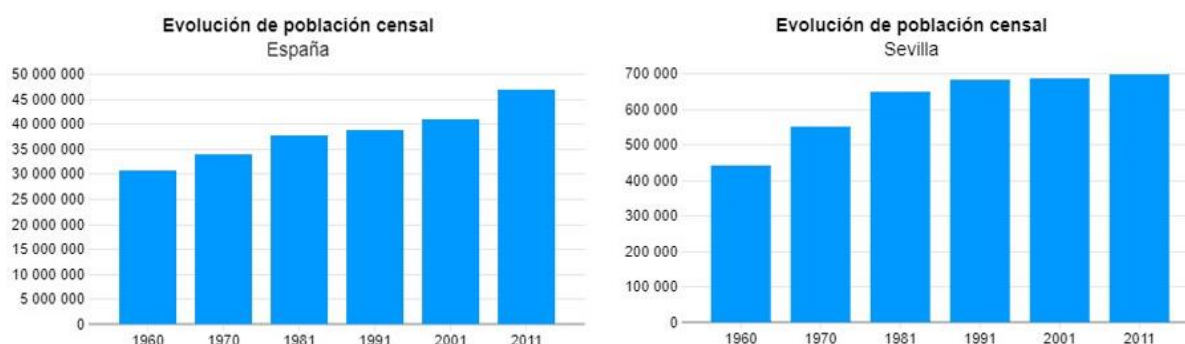


Figura 1-4. Evolución de población censal en España en zonas urbanas y el municipio de Sevilla.

(Datos: Atlas Digital de las Áreas Urbanas. Instituto Nacional de Estadística. Fuente: <https://atlasau.mitma.es/#c=report&chapter=p08&report=r01&selgeo1=mun.41091>)

Por lo tanto, la única alternativa para reducir el consumo es la intensidad energética mediante técnicas de ahorro y eficiencia energética, así como alternativas naturales innovadoras [2]. Además, al considerar la tendencia alcista de la población residente en los núcleos urbanos, la cual se prevé que se mantenga durante las próximas décadas [19], el efecto de estas medidas será más significativo y beneficioso al inferir en un mayor número de personas.

## 1.2. Proyectos de rehabilitación y construcción ecológicos

La percepción del urbanismo y los principales objetivos de las ciudades ha cambiado considerablemente desde los inicios de estas hasta la actualidad. Mientras que la organización y disposición de las ciudades se centraba en la productividad, fuertemente influenciada por la Revolución Industrial durante el siglo XVIII, este objetivo ha sido desplazado por el diseño entorno al ser humano [20]. Se busca devolver la ciudad a las personas, adaptando el diseño a sus requisitos tanto fisiológicos como psicológicos en busca del bienestar en el más amplio sentido de la palabra. Dentro de esta definición de bienestar, no se debe de olvidar la importancia del efecto en el medioambiente, especialmente por su carácter de impacto a largo plazo [5], [21] y por las consecuencias nocivas del aumento de las temperaturas, especialmente en las zonas urbanas [22].

Por interés social, tanto las nuevas obras urbanísticas como las obras de rehabilitación deberían de considerar este aspecto y paliar su efecto en el medio ambiente [4]. Sin embargo, muchas veces entran en conflicto con otros valores u objetivos de la restauración del patrimonio como la autenticidad de la reforma. Un ejemplo de esta disputa en la actualidad podría ser la reforma de la Puerta del Sol en Madrid. La propuesta presentada elimina elementos de sombra y una de las fuentes con el objetivo de aumentar el espacio disponible, considerando los flujos de visitantes que la célebre plaza soporta a diario. Esta medida ha desatado el descontento de los urbanistas y ciudadanos que exigen el cambio a una plaza blanda, añadiendo zonas ajardinadas que



resulten más agradables para el ser humano [23].

Sirvan estas discusiones como incentivo al desarrollo e investigación de medidas de rehabilitación no intrusivas, competitivas económicamente y de gran impacto en la mitigación y adecuación al medio ambiente.

A continuación, se enumerarán tres proyectos afines al proyecto objeto de estudio, Cartuja Qanat, en los que se pretende de forma directa o indirecta reducir el impacto de la urbanización masiva, las islas de calor urbanas y las olas de calor.

### 1.2.1. Parque Güell, Barcelona

La arquitectura de Antonio Gaudí se caracteriza principalmente por la emulación de la naturaleza y la preocupación por la sostenibilidad y salubridad. Obras como el Parque Güell, muestran su ingenio al convertir una zona de baja vegetación en uno de los oasis más conocidos de la ciudad condal, preservando las especies autóctonas de la zona [24].

En cuanto a arquitectura orgánica, destaca el uso de materiales reciclados mediante la técnica del troceado o *trencadís* en catalán. Este uso de los desechos concuerda con las premisas de la economía circular en una época en la que ni este término ni la preocupación por el cambio climático estaban tan extendidos [25].

Sin embargo, la sostenibilidad no se limita únicamente a la elección de los materiales, también desde el diseño se redujo el consumo de agua asociado al mantenimiento del parque aprovechando el agua de lluvia [25]. El agua que cae sobre la gran plaza es drenada por las columnas que la sostienen (Figura 1-5) y almacenada para emplearla como agua de riego [26].



Figura 1-5. Parque Güell, Barcelona. Vistas de la plaza central y columnas de drenaje.

El Parque Güell forma parte de la red de refugios climáticos de Barcelona, ciudad pionera en esta iniciativa en España desde el año 2019. Los refugios de calor son lugares puestos a la disposición de los ciudadanos para protegerse ante las olas de calor, fundamentalmente durante las horas centrales del día [27]. Estas zonas destinadas a combatir las temperaturas extremas son señalizadas para facilitar su reconocimiento por parte de los ciudadanos que deseen hacer uso de la infraestructura. Otro aspecto que considerar es la cercanía a los núcleos urbanos, ya que situar estos lugares a mucha distancia aumenta la probabilidad de sufrir golpes de calor en el desplazamiento desde los hogares hasta el oasis climático [28]. Con el objetivo de fomentar el uso del parque como refugio climático, la entrada es gratuita para los vecinos de los barrios colindantes al Parque Güell [29].

Otras ciudades de España han implementado una red de refugios climáticos o están llevando a cabo iniciativas similares para combatir la pobreza energética y la mortalidad debido a la exposición a altas temperaturas. Entre estas ciudades se encuentra Sevilla, donde se ha ampliado el horario de funcionamiento de tres centros cívicos durante las olas de calor en zonas neurálgicas [28].

### 1.2.2. Centro Común de Investigación (CCI), Sevilla

A raíz del Pacto Verde Europeo, la UE ha lanzado una iniciativa denominada “New European Bauhaus” (NEB),

destinada a la financiación e impulso de la construcción de espacios públicos e infraestructura ecológica, estética e inclusiva[30]. La unión de los 27 pone así en manifiesto no solo su compromiso con el cambio climático sino también la importancia y necesidad de espacios verdes y aire de mayor calidad, considerando el impacto que estos tienen en la salud mental y bienestar de los ciudadanos [5].

En el marco de esta iniciativa, se proyecta en la Isla de la Cartuja de Sevilla el Centro Común de Investigación (CCI). El proyecto adjudicado en concurso emplea materiales sostenibles y plantea ser autosuficiente energéticamente mediante la instalación de paneles fotovoltaicos capaces de cubrir más del doble de la demanda del edificio[31], [32]. Además, destaca el uso de vegetación, fuentes de agua y elementos de sombra en los espacios públicos y privados al aire libre, evocando a los elementos de tradición Andaluza con un enfoque transgresor [32].



Figura 1-6. Simulación 3D del interior de la Nueva Bauhaus Europea del CCI, Sevilla. Imagen cedida por el estudio Bjarke Ingels Group (BIG)

Estas premisas, además de coincidir con los valores de la NEB, se alinean con las intenciones de modernización y adaptabilidad al cambio climático del Ayuntamiento de Sevilla, como miembro de la Red Española de Ciudades por el Clima. Esta actuación forma parte de la planificación de Endesa S.A. de convertir a la Isla de la Cartuja en una zona sostenible y autosuficiente energéticamente para el año 2025[33].

### 1.2.3. Acueducto de Adriano, Atenas

Otro ejemplo de ciudad concienciada con la adaptación a las inminentes olas de calor es la ciudad de Atenas. La capital griega ha nombrado recientemente a la primera concejala o asesora térmica en la región europea, Eleni Myrivili [34], encargada de adaptar la ciudad para reducir los efectos perjudiciales del cambio climático.

Entre los proyectos desarrollados, destaca la rehabilitación del antiguo acueducto de Adriano, actualmente en desuso por su no potabilidad. El objetivo del acueducto, sin embargo, será modificado con respecto a las proyecciones originales de su construcción en el siglo II A.D. [35]. Se plantea reducir los efectos de la isla de calor urbana en la ciudad de clima mediterráneo construyendo corredores verdes a lo largo del acueducto, aprovechando el agua impulsada para el riego y mantenimiento de la vegetación [36]. Asimismo, se plantea micronizar parte del agua en estas zonas [35] para reducir la temperatura del aire al igual que se hacía en la EXPO'92 en Sevilla[37].

## 1.3. Proyecto Cartuja Qanat

El proyecto Cartuja Qanat es una iniciativa estratégica de la ciudad de Sevilla, orientada a la transformación innovadora del urbanismo actual, cofinanciado por el Fondo Europeo de Desarrollo Regional a través de la iniciativa Urban Innovative Actions[38]. Forma parte de las medidas y proyectos de vanguardia desarrollados



en la capital andaluza para combatir los efectos adversos del cambio climático. Se pretende disminuir la vulnerabilidad climática de Sevilla ante el incipiente aumento de temperaturas, por encima de los valores históricos que de por sí la caracterizaban [11], [13], [22]. Con ese objetivo, emplea técnicas bioclimáticas para favorecer las condiciones de confort térmico en el espacio público, concediendo a la ciudad zonas de intercambio social. Destaca el uso de *qanats* dentro de las alternativas naturales implementadas, piedra angular del proyecto y de la que recibe el nombre.



Figura 1-7. Vista aérea del proyecto Cartuja Qanat.

La importancia de este movimiento está respaldada por la lista de Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) establecida por la Organización de las Naciones Unidas (ONU). En el proyecto Cartuja Qanat se abordan los objetivos 3, 6, 7, 11, 12 y 13; referidos a salud y bienestar, agua limpia y saneamiento, energía asequible y no contaminante, ciudades y comunidades sostenibles, producción y consumo responsables, acción por el clima, respectivamente [39].

El proyecto Cartuja Qanat se localiza en la ciudad de Sevilla, concretamente en la Avenida Tomás Alva Edison en el Parque Tecnológico de la Cartuja. Esta zona formó parte de la infraestructura utilizada en la EXPO'92, junto al característico pabellón de México (Figura 1-8).



Figura 1-8. Vista aérea del proyecto Cartuja Qanat antes de la actuación. (Fuente: Google Earth)

Al igual que el nuevo edificio del CCI ubicado en la misma isla, persigue la autosuficiencia energética de la isla mediante la instalación de paneles fotovoltaicos. El dimensionamiento de la potencia fotovoltaica instalada supera la demanda del complejo, con la intención de emplear los excedentes de producción renovable en edificios colindantes. No obstante, muestra dos diferencias significativas con respecto a este edificio. La primera es la finalidad del proyecto, donde el valor social es el motivo fundamental de desarrollo. En segundo lugar, el uso de técnicas bioclimáticas, el cual incentiva el desarrollo de sistemas de control que consideren el confort térmico en exteriores como una de las variables de entrada. Surge la necesidad de cuantificar el bienestar térmico

en exteriores, con las dificultades asociadas debido a la rápida variación de las condiciones climáticas[18], para la optimización de recursos naturales como agua y energía manteniendo un nivel de confort similar al esperado en un espacio interior.

La principal técnica alternativa empleada es el uso de los qanats, dos depósitos enterrados que a efectos prácticos actúan de forma similar a un acueducto. En contraste con el acueducto de Adriano en Atenas, la Isla de la Cartuja no dispone de acueductos de tal magnitud para enfriar el agua de este modo. La alternativa propuesta por el departamento de Termotecnia de la Universidad de Sevilla es enfriar el agua almacenada en los depósitos mediante enfriamiento radiante. El agua circula sobre los paneles fotovoltaicos que componen la cubierta de los elementos del complejo durante la noche obteniendo un doble beneficio: el aumento del rendimiento del sistema fotovoltaico al disminuir el ensuciamiento y el enfriamiento del agua [40]. El principal consumo asociado a este sistema es el sistema de bombeo, significativamente inferior al que requeriría una enfriadora convencional.

Adicionalmente, la gestión de los recursos es optimizada en todo momento implementando *software* de *IoT* (*Internet of Things*), principalmente del agua. Se debe de considerar la importancia del binomio agua-energía y su relación simbiótica entre sí. Al ahorrar agua, se ahorra energía debido al consumo que su tratamiento y distribución requiere y, viceversa. La importancia del uso sostenible del agua es de especial interés, sobre todo considerando que la región de España es clasificada como una zona de estrés hídrico. Por ende, se reduce el consumo de agua de manera indirecta al utilizar técnicas de reducción de consumo energético en lugar de las tecnologías convencionales empleadas comúnmente para este fin.

Estos pilares de sostenibilidad, eficiencia y conexión del proyecto cumplen con la definición de una *Smart city* [33], [41], acercando aún más a la capital andaluza hacia la vanguardia tecnológica.

#### 1.4. Situación actual del anfiteatro

El proyecto Cartuja Qanat puede dividirse en tres zonas principales: Anfiteatro, Zoco e isla atemperada [38]. El presente estudio se centrará en el modelado y caracterización del anfiteatro.

La infraestructura del anfiteatro formaba parte de la EXPO'92. Los elementos deteriorados por el paso del tiempo y el vandalismo han sido remodelados, como se puede observar comparando las figuras 3-1 y 3-2. Destaca entre las obras llevadas a cabo la sustitución de la cubierta rota por una tela que protege al espectador de la radiación directa incidente del sol.



Figura 1-9. Imagen frontal interior anfiteatro antes de la reforma.

Adaptado de Castro Medina D, Evaluación de técnicas bioclimáticas de acondicionamiento y gestión del control en el anfiteatro de la isla de la Cartuja (Sevilla), 2020.





Figura 1-10. Situación del anfiteatro tras la remodelación en el mes de junio de 2022.

El anfiteatro dispone de distintos modos de operación dependiendo de la procedencia del recurso empleado para la refrigeración. La climatizadora o unidad de tratamiento de aire (UTA) está compuesta por dos baterías de agua, cada una de ellas conectada a un sistema o fuente de refrigeración distinto. La primera batería está conectada con un estanque conectado cerca del anfiteatro, encargado de enfriar el agua mediante evaporación disipativa. El estanque se ha construido en un antiguo parterre situado cerca del anfiteatro, aunque no se tienen fotografías del resultado final tras la obra debido a que aún no habían finalizado en el periodo de redacción de la memoria. En cuanto a la segunda batería, el agua procede de un depósito comunicado con uno de los dos Qanats que componen el proyecto. Este depósito consta de una bomba de calor de respaldo, alimentada con energía renovable procedente de los paneles solares fotovoltaicos instalados en el complejo.

Entre los elementos que ayudan a reducir la temperatura media radiante, se encuentra la vegetación que rodea al foro. La vegetación cumple el objetivo tanto de reducción de la temperatura radiante al ser un sumidero de calor, como de barrera contra las corrientes de aire, principal fuente de ganancias térmicas en el espacio objeto de estudio.



Figura 1-11. Comparación vista interior anfiteatro Zona Este. Vegetación que rodea al anfiteatro vista desde el interior lateral del anfiteatro

El principal objetivo de la cobertura, al igual que el de la vegetación, es evitar que la radiación solar incida directamente sobre los espectadores en las gradas del anfiteatro, objetivo clave en el acondicionamiento de exteriores.

La cobertura está compuesta por una tela y un sistema de riego incorporado cuya finalidad es disminuir la temperatura de ésta cuando se requiera. De esta forma, se actúa sobre la radiación de larga longitud de onda sobre el espectador, además de la radiación de corta longitud de onda que caracteriza a la radiación solar incidente.

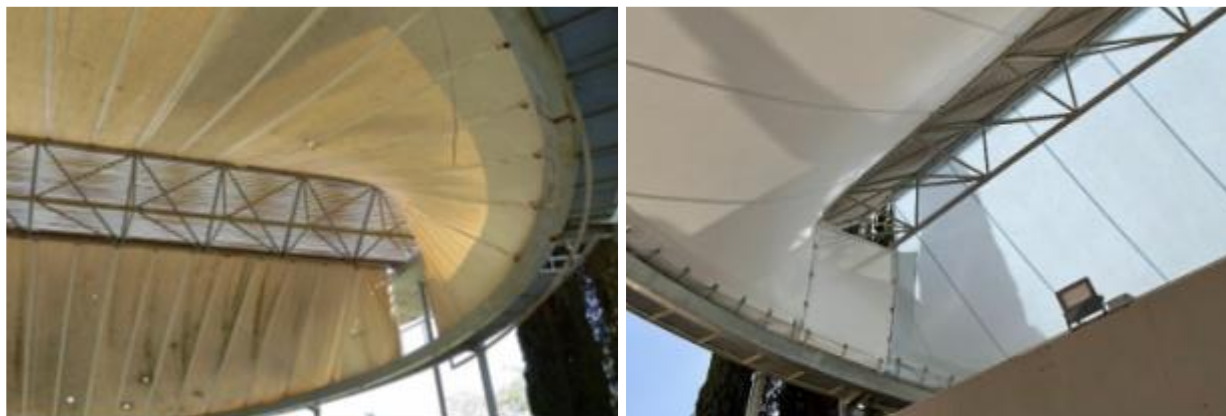


Figura 1-12. Vista interior de la cubierta textil del anfiteatro dispuesta a dos aguas. Comparación situación inicial y actual.

Una vez concluida la construcción de las técnicas bioclimáticas, surge la necesidad del control conjunto de todos los sistemas para lograr un objetivo común: el confort térmico en la zona ocupada. La solución propuesta para abordar este problema consiste en modelar todos los elementos que componen el anfiteatro y conocer su funcionamiento e interdependencia. De esta forma, al haber cuantificado el confort térmico en función de las variables climáticas y la actividad, entre otras, se caracterizará el funcionamiento esperado de los equipos, también dependientes de las condiciones climatológicas instantáneas. La designación del control permite llevar a cabo el objetivo final del proyecto, establecer un oasis en la Isla de la Cartuja que permita su habitabilidad incluso en el periodo estival.

## 2. METODOLOGÍA

El objetivo de este trabajo es el modelado del anfiteatro construido en el marco del proyecto UIA03-301-Cartuja Qanat “Recuperación de la vida en la calle en un mundo climatológicamente cambiante”. Este modelo tiene como finalidad el establecimiento de reglas de control del conjunto del anfiteatro, en función del clima y de las condiciones de confort térmico esperadas en cada instante.

### 2.1. Esquema

En primer lugar, se ha definido el alcance del proyecto estableciendo cuáles son los equipos que afectan al funcionamiento del anfiteatro. Los elementos principales que componen la zona del anfiteatro son:

- Climatizadora o Unidad de Tratamiento de Aire (UTA)
- Depósito de agua procedente de los Qanats junto a la bomba de calor de apoyo.
- Estanque de disipación evaporativa
- Cubierta
- Anfiteatro.

La interconexión de los elementos nombrados se observa de forma simplificada en la Figura 2-1.

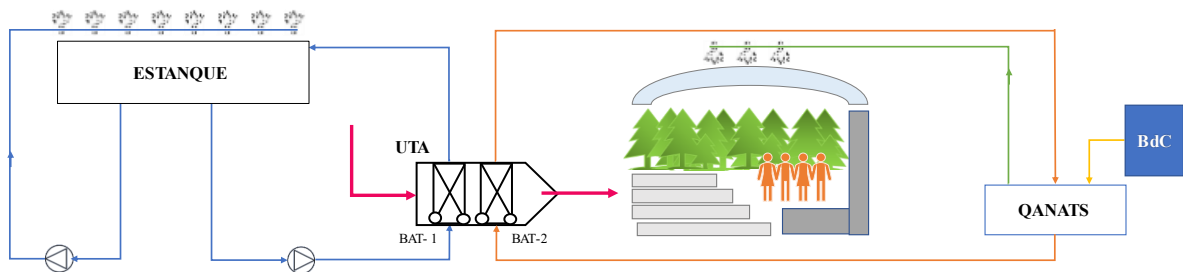


Figura 2-1. Esquema simplificado del modelo de climatización del anfiteatro.

Una vez definido el volumen de control, se han identificado cuatro líneas principales de estudio:

- Estado actual del proyecto
- Condiciones climáticas actuales y predicciones futuras
- Descripción del comportamiento de los equipos individuales
- Confort en exteriores.

Conocidas las bases teóricas, se procede a desarrollar el modelo.

El orden es crucial al desarrollar un modelo con multitud de componentes. Por esta razón, el desarrollo se ha dividido en dos fases, la caracterización de los elementos individuales y la integración de los equipos. El orden empleado en la caracterización de los elementos individuales es importante teniendo en cuenta que las salidas de algunos elementos actúan como entradas de otros, como es el caso de la climatizadora y el estanque.

Una vez definidos todos los equipos e integrados, se comprueban posibles errores y anomalías en los resultados obtenidos. Posteriormente, se valida el modelo sometiéndolo a una serie de pruebas que ponen al límite los principios de la termodinámica. Un ensayo de esta índole consistiría en comprobar el comportamiento de los

sistemas ante la anulación completa de todas las excitaciones que provocan cambios con respecto a los valores iniciales. Cabría esperar que, en esta situación, independientemente del intervalo o paso anterior, las variables controladas no modifiquen su valor. Este tipo de ensayos, aunque parezcan triviales, son de gran utilidad para encontrar erratas en modelos complejos. Además, se comprueba si el funcionamiento de los elementos individuales coincide con el esperado en función de las excitaciones activas.



Figura 2-2. Esquema de la metodología empleada

Una vez validado el modelo, se observa el comportamiento del sistema ante las modificaciones en las variables de control considerando la influencia de las condiciones climáticas, así como la influencia en el confort. Entre estas, destaca el uso del sistema de evaporación disipativa, el riego de la cubierta y el funcionamiento de la climatizadora. A partir de estos resultados, se obtienen una serie de reglas de control de operación de estos elementos en función de las variables climáticas. Adicionalmente, se proponen medidas de ahorro que miden el impacto en el confort percibido por los ocupantes del espacio.

## 2.2. Condiciones climáticas consideradas

El día tipo considerado para la simulación del modelo es el 22 de septiembre de 2018, correspondiente al percentil 95 de días más calurosos. Por lo tanto, el 95% de días del año las condiciones ambientales requerirán menor demanda de refrigeración que el 5% restante. Esta elección se alinea con las premisas de la definición de las olas de calor. Adicionalmente, se evaluará la evolución del sistema hasta el fin del día 26 de septiembre del



mismo año. Las condiciones climáticas incluidas como entradas en el modelo se recogen en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1. Condiciones climáticas de entrada

Abreviatura	Unidades	Variable
$T_{ae}$	°C	Temperatura del aire exterior
$T_{cielo}$	°C	Temperatura de cielo
$HR$	%	Humedad relativa
$w$	kg agua/ kg aire seco	Humedad absoluta
$T_{BH}$	°C	Temperatura de bulbo húmedo del aire exterior
$I_{dir}$	W/m <sup>2</sup>	Irradiancia directa normal
$I_{dif}$	W/m <sup>2</sup>	Irradiancia difusa normal
$I_{total}$	W/m <sup>2</sup>	Irradiancia total normal
$\theta_z$	°	Ángulo cenital
$\alpha_s$	°	Altura solar
$v_v$	m/s	Velocidad media del viento
$T_{red}$	°C	Temperatura del agua de red

### 2.3. Hipótesis

Pese a que cada equipo presenta distintas características y, por ende, se aplican distintas hipótesis de simplificación en sus modelos, existen algunas hipótesis comunes derivadas del uso común de agua y aire como fluidos de trabajo. La mayoría de estas hipótesis se recogen en la tabla 2-2.

Tabla 2-2. Resumen de hipótesis consideradas en el modelo del anfiteatro

(1)	Consideración del aire exterior como aire húmedo.
(2)	Comportamiento del aire y el vapor de agua como gas ideal
(3)	Presión uniforme y constante igual a la atmosférica en todos los elementos.
(4)	Densidad y capacidad calorífica específica constante del aire y agua, independiente de la variación de temperatura.
(5)	Gradiente de temperaturas experimentado en las corrientes de fluido causado por los equipos de bombeo y ventiladores despreciado.
(6)	Baterías secas. Fracción de calor latente transmitido en las baterías nulo.
(7)	Temperatura única y uniforme en el volumen de agua del estanque.

(8)	La altura del estanque se considera invariable e igual a las condiciones de diseño.
(9)	Flujo conductivo de las paredes del estanque nulo.
(10)	Flujo conductivo en la cubierta, así como la lámina de agua, despreciable.
(11)	La carga asociada al aire entrante exterior es la única ganancia considerable en el anfiteatro.
(12)	Humedad relativa del anfiteatro constante e igual al 50%.

En primer lugar, de acuerdo con los principios básicos de psicrometría, se considera al aire exterior como aire húmedo, es decir, una mezcla binaria compuesta únicamente por aire seco y vapor de agua. El comportamiento tanto de la mezcla global como el de cada uno de sus componentes se asemeja al de gas ideal en las condiciones comúnmente consideradas en psicrometría[42]. Pese a que el porcentaje en composición del agua en aire no es mayoritario en la mezcla [43], resulta sin duda uno de los componentes más influyentes en el confort térmico. Además, el efecto del agua en la cantidad de energía almacenada es del mismo orden que el calor latente del vapor de agua y la entalpía específica del aire seco en condiciones comunes de operación en climatización.

Se desprecia del modelo la variación de la presión del sistema y se establece como valor de referencia presión absoluta igual a 1 atm, presión asociada a localizaciones de altura nula con respecto al nivel del mar. Esta aproximación es razonable para la ciudad de Sevilla, teniendo en cuenta los datos del Sistema de Información Multiterritorial de Andalucía (SIMA), los cuales estiman que la altitud sobre el nivel del mar de la localidad de Sevilla es aproximadamente igual a 5 m.

Establecido el valor de la presión, la caracterización del estado termodinámico de las sustancias puras como el agua y el aire únicamente requieren de otra propiedad termodinámica independiente, como se puede deducir fácilmente a partir de la *Ley de Gibbs*[42]. La variable independiente considerada por simplicidad de obtención de datos es la temperatura. Sin embargo, el rango de temperaturas de trabajo en proyectos de climatización es relativamente bajo y comúnmente se desprecia la dependencia con la temperatura de los fluidos considerados. En línea con las hipótesis comúnmente aceptadas, tanto la densidad como la capacidad calorífica específica se consideran constantes e invariables con respecto a la temperatura (Tabla 2-3).

Tabla 2-3. Propiedades termodinámicas consideradas invariables con la temperatura para cada fluido considerado.

Propiedad termodinámica	Aire	Agua
Capacidad calorífica específica ( $C_p$ )	$1\,007 \frac{J}{kg \cdot K}$	$4\,180 \frac{J}{kg \cdot K}$
Densidad ( $\rho$ )	$1.164 kg/m^3$	$998 kg/m^3$

Teniendo en cuenta el objetivo principal del estudio, se han despreciado los cambios de temperatura asociados a los equipos de bombeo y ventiladores sobre las corrientes de fluido. Pese a que podría ser interesante su consideración en estudios de detalle, no afecta considerablemente a la tendencia que experimentan las variables del sistema.

El aire húmedo, al tratarse de una mezcla binaria, requiere de tres propiedades para definir su estado termodinámico [42]. Propiedades del aire húmedo como la humedad absoluta y la temperatura de bulbo húmedo se han calculado a partir de las funciones específicas implementadas en el *software EES* en las condiciones de presión atmosféricas establecidas. Se obtiene así un diagrama o mapa psicrométrico (Ilustración 3-5) en función de las dos variables restantes, como la temperatura y la humedad relativa. El rango de temperatura de aire seco considerado ha sido entre 0 y 50 °C, con un paso de una décima de grado en coherencia con el grado de exactitud considerado en el resto del modelo. Se ha definido como tercera variable la humedad relativa, con un paso del 1%.

El diagrama psicrométrico ha sido implementado en la hoja de cálculo para obtener la humedad absoluta y la

entalpía del aire húmedo. Los valores que no coincidan con los importados del *software EES* se calculan mediante interpolación entre los valores más cercanos considerados en el modelo.

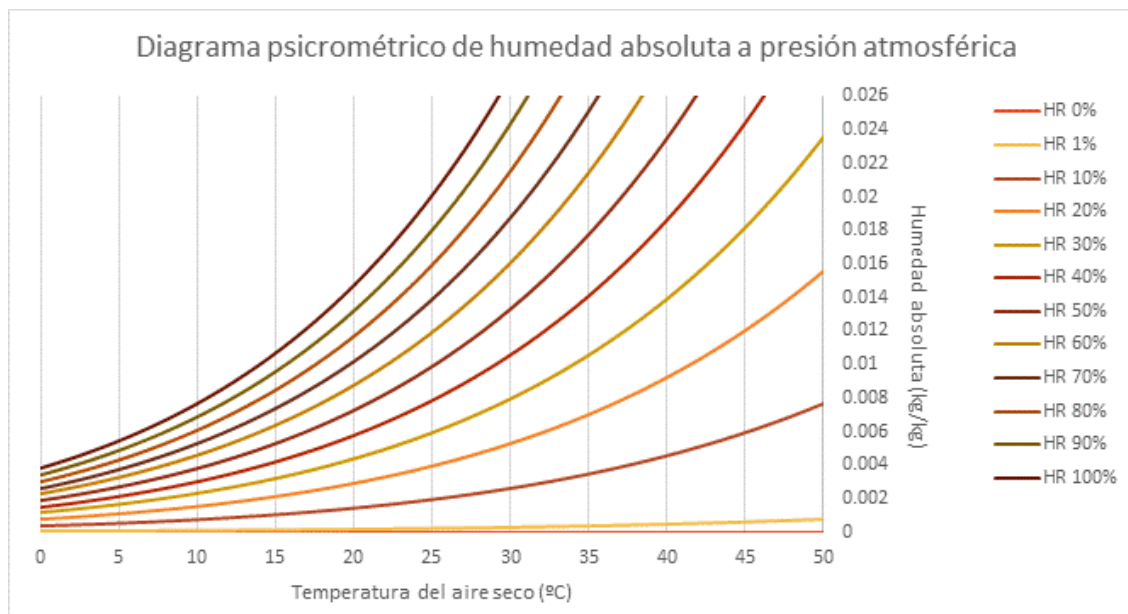


Figura 2-3. Diagrama psicrométrico a presión atmosférica.

Se ha anulado el intercambio de calor latente, ya que la fracción de calor latente transferida en la batería es despreciable. Se puede comprobar que la temperatura de rocío (Tabla 2-4), nunca supera la temperatura de la superficie del intercambiador, condición para que el agua contenida en el aire condense. Por lo tanto, la tabla psicrométrica únicamente se utilizará para el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo y la humedad absoluta de los datos climáticos insertados.

Tabla 2-4. Temperatura de rocío máxima y mínima en el día tipo junto al número de intervalo y condiciones consideradas para su cálculo correspondientes a cada una de ellas.

	Temperatura de rocío [°C]	Intervalo	Temperatura aire exterior [°C]	Humedad relativa del aire exterior [%]
<b>MÁXIMO</b>	16.62	13	24.1	63
<b>MÍNIMO</b>	3.95	100	36.87	13

### 2.3.1. Hipótesis adicionales estanque

Se considera que la temperatura es única y uniforme en el volumen de agua que compone al estanque.

La temperatura y presión del aire es constante para todas las gotas de agua originadas por el uso de jets y los flujos de calor radiante entre ellas es irrelevante.

La altura del estanque se considera invariable e igual a las condiciones de diseño. El agua evaporada se repondrá automáticamente introduciendo agua de la red de saneamiento. En primera aproximación, se despreciará el efecto del gradiente de temperaturas entre el agua del estanque y de red, aunque sería un factor beneficioso porque la temperatura media en Sevilla es inferior a la temperatura media del estanque. Despreciar su efecto, por tanto, es un enfoque conservador al trabajar en condiciones más desfavorables que las reales.

### 2.3.2. Hipótesis adicionales cubierta

Se desprecia la conducción y, por tanto, el gradiente de temperatura entre la superficie superior e inferior de la

misma debido al bajo espesor de la cubierta textil. Análogamente, no se tiene en consideración el mecanismo de conducción a través de la corriente de agua debido al bajo espesor de la lámina de riego formada.

En cuanto a la transferencia de calor por radiación en el espectro de larga longitud de onda, se ha simplificado la Ley de Stefan-Boltzmann a una expresión de primer orden debido a la baja diferencia de temperaturas equivalentes de las superficies.

Se desprecia la variación de temperatura del agua debido al uso de jets para distribuirla a lo largo de la cubierta textil.

### **2.3.3. Hipótesis adicionales confort**

No existen mecanismos de control de la humedad relativa del anfiteatro, por lo que se considerarán 3 opciones para analizar su efecto y valorar el impacto en el confort: humedad baja (15%), media (50%) y alta (80%). Estos criterios se han tomado de acuerdo con los valores orientativos indicados en documentos oficiales como el RITE y R.D. de lugares de trabajo. Sin embargo, al analizar las variaciones en el día tipo se observa que el rango de humedad relativa oscila entre 13% y 67.4%.

Se observa que el confort no varía tanto al modificar la humedad, asumiendo un valor medio constante igual a 50% de humedad relativa en el modelo de confort térmico.

# 3. DESCRIPCIÓN DEL ANFITEATRO

Con la finalidad de reducir la capacidad de cálculo requerida por el modelo, permitiendo a su vez su implementación en una hoja de cálculo, el periodo de muestreo considerado es igual a 10 minutos. Esta hipótesis permite simplificar considerablemente las ecuaciones diferenciales que caracterizan el funcionamiento del sistema, despreciando los efectos transitorios en los equipos.

## 3.1. Unidad de tratamiento de aire

El principal objetivo de la unidad de tratamiento de aire es la reducción de la temperatura de la corriente de aire exterior para mejorar las condiciones climáticas del local o zona a tratar. Los principales componentes de la UTA son las baterías y el ventilador de aire. Es un sistema centralizado todo-aire, porque a la zona climatizada únicamente se distribuye aire (Ilustración 3-1).

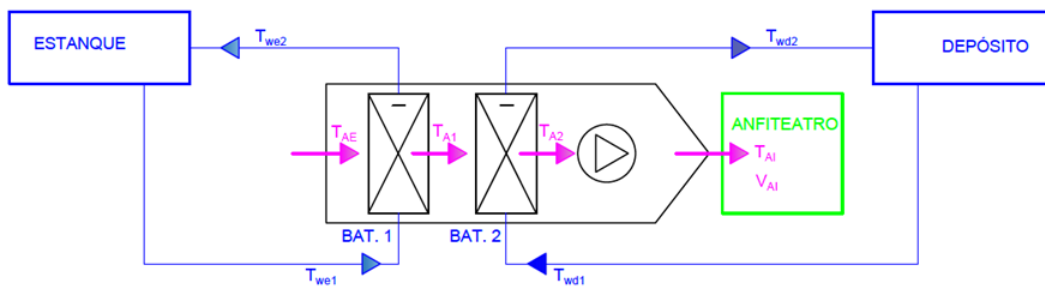


Figura 3-1. Esquema del sistema de climatización del anfiteatro. Rosa: lado del aire; Azul: lado del agua.

Otra de las diferencias que caracterizan a estos equipos es la carencia de una cámara de mezcla previa a la entrada en la zona de baterías, siendo la totalidad del caudal de aire tratado procedente del exterior. Es el único equipo que tiene sentido emplear en la climatización de un espacio abierto. Únicamente se persigue combatir la carga asociada a la diferencia de temperatura entre el aire exterior y las condiciones deseadas en el local, la más relevante tras haber anulado los efectos de la radiación directa mediante elementos de sombra.



Figura 3-2. Unidad de tratamiento de aire empleada en la sala de máquinas

Se ha escogido un sistema hidrónico compuesto por dos baterías distinguidas según el método empleado para enfriar el agua de entrada en las baterías. La batería principal, denominada “Batería 1”, recibe agua de un estanque que tiene incorporado un sistema de disipación evaporativa. Este método de refrigeración de agua es el más novedoso y el que se trata de fomentar en el control, debido a que disminuye considerablemente el consumo

energético del sistema. En segundo lugar, se denomina “Batería 2” a la que utiliza agua procedente de un depósito enfriado a partir de uno de los Qanats. Además, este depósito incluye una bomba de calor alimentada con energía renovable como sistema de apoyo.

La caracterización de la UTA se centrará esencialmente en la descripción del funcionamiento de las baterías en función del caudal de aire y las condiciones de entrada de los fluidos entrantes. Asimismo, se obtendrán las condiciones de salida de todas las corrientes, con el objetivo de caracterizar el impacto en el resto de los equipos que componen el sistema de climatización del anfiteatro.

### 3.1.1. Caracterización a partir del catálogo del fabricante

El equipo escogido se corresponde con el modelo TBS-EC47 6 filas de la firma TROX (Figura 3-3). [44]

Prestaciones batería de refrigeración - TBS-EC 47									
	Q m³/h	Ent. Aire °C/% HR	Ent./Sal Agua °C	Caudal agua l/h	Potencia kW	Sal. Aire °C/% HR	ΔP aire Pa	ΔP Agua kPa	Ø Colector
4 filas	2.500			2.514	14,60	12,8/94	25	4,30	1 1/2"
	3.000	26/50	7/12	2.841	16,49	13,3/93	34	5,39	
	3.500			3.137	18,21	13,8/92	44	6,46	
	4.000			3.409	19,79	14,2/91	55	7,52	
	4.500	26/50	7/12	3.659	21,24	14,6/90	66	8,57	
	5.000			3.891	22,59	14,9/89	79	9,59	
6 filas	4.000			4.493	26,09	11,7/97	82	13,82	1 1/2"
	4.500	26/50	7/12	4.878	28,32	12,0/96	99	16,06	
	5.000			5.240	30,42	12,3/96	118	18,31	
	2.500			5.086	29,53	10,5/99	37	17,34	
	3.000	29/60	7/12	5.887	34,18	11,1/99	50	22,67	
	3.500			6.635	38,52	11,7/99	65	28,23	
	4.000			7.335	42,58	12,2/98	80	33,92	
	4.500	29/60	7/12	7.992	46,40	12,6/98	97	39,71	
	5.000			8.612	50,00	13,0/98	116	45,54	

Figura 3-3. Prestaciones del modelo de batería escogido para la UTA.

Adaptado del catálogo de TROX España S.A., Unidades de tratamiento de aire Serie TBS-EC.

A partir de las condiciones de operación nominales del ensayo se pueden calcular algunas características de la batería cuyos resultados pueden extrapolarse fácilmente para definir su funcionamiento fuera de las condiciones de ensayo. Existen multitud de técnicas, de entre las que destacan: el método de diferencia de temperatura media logarítmica y el de efectividad NTU[45]–[47]. La primera se suele emplear para el dimensionamiento inicial del intercambiador en las primeras fases del proyecto, ya que uno de los datos requeridos es el salto térmico experimentado por ambos fluidos. En los casos en el que se desconocen las temperaturas de salida de las corrientes, el método de la efectividad resulta más práctico al eliminar las iteraciones en la resolución del problema [45].

El primer factor por determinar es el producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área de intercambio. Este término engloba el efecto de todos los mecanismos de transferencia de calor que participan en el proceso. Destacan la transferencia por convección de los fluidos y la conducción que tiene lugar en el material que los separa [45]. Además, se puede incluir el efecto de la suciedad mediante el factor de ensuciamiento o incrustación, que actúa como una capa adicional conductiva disminuyendo el flujo de calor intercambiado[45], [48]. Para disminuir el impacto de este fenómeno se recomienda el uso de filtros y la limpieza frecuente de las áreas de transferencia. En el sistema estudiado, la batería 2 no mostrará graves problemas debido a que es un sistema cerrado y el agua se mantiene limpia. La batería 1 sí es más susceptible de padecer este problema al encontrarse el agua en contacto directo con el aire, pudiendo arrastrar partículas e impurezas si no se filtrase adecuadamente. El producto del coeficiente global por el área de transferencia y la variación media de temperatura experimentada por el fluido es igual al valor del flujo de calor intercambiado (Ec. 1).

$$\dot{Q}_{int} = U \cdot A_{int} \cdot \Delta T_m \quad (1)$$

Donde  $\Delta T_m$  representa la temperatura media experimentada por el fluido, el parámetro más complejo de definir y calcular, dando lugar a la invención de los métodos anteriormente citados para la caracterización del intercambiador. Para evitar este tedioso procedimiento de cálculo, el método de efectividad NTU reformula la expresión del intercambio introduciendo la definición de efectividad. La efectividad del intercambio se define como el cociente entre el flujo de calor transferido y el máximo flujo de calor que podría transferirse termodinámicamente (Ec. 2)[47].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{int}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (2)$$

Conocidos los caudales y el gradiente de temperaturas experimentado por los fluidos introducidos en el intercambiador, el calor realmente transferido se puede obtener fácilmente por diferencia de entalpía entre ambos estados (Ec. 3a). La entalpía se puede obtener mediante el uso de tablas, correlaciones o programas de cálculo.

$$\dot{Q}_{int} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3a)$$

Donde los subíndices 1 y 2 indican que el estado considerado es la entrada y salida del intercambiador, respectivamente. Al tratarse de un intercambio de calor puramente sensible, la expresión se puede simplificar haciendo uso de la definición de capacidad calorífica específica o calor específico (Ec. 3b)

$$\dot{Q}_{int} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \cong \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (3b)$$

En cuanto al calor máximo transferible (Ec. 5), se define como el que se transferiría al fluido de menor capacidad calorífica (Ec. 4), es decir, al que resulta más fácil modificar su temperatura debido a las propiedades térmicas del mismo, si el área del equipo fuese infinita y no hubiese ningún tipo de fugas. En este caso, la temperatura a la salida de este fluido alcanzará a la salida la misma temperatura que el fluido de mayor capacidad calorífica sin que este último haya alterado su temperatura de entrada. En el momento en el que alcancen este equilibrio térmico, al no originarse un gradiente, el flujo intercambiado sería nulo. El flujo asociado al cambio de temperatura entre las condiciones de entrada de ambos fluidos experimentado por la corriente de menor capacidad calorífica es el máximo flujo de calor que puede ser intercambiado.

$$\dot{C} = \dot{m} \cdot C_p \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = \dot{C}_{min} \cdot (T_1 - t_1) \quad (5)$$

Donde la letra mayúscula representa la temperatura del fluido con mayor temperatura de entrada y viceversa con respecto a la letra minúscula. Combinando y simplificando las expresiones 2, 3b y 5, la efectividad se expresa como el cociente del gradiente de temperaturas experimentado realmente por el fluido de menos capacidad calorífica y el máximo gradiente que podría experimentar el fluido, es decir, la diferencia de temperatura entre los dos fluidos a la entrada del intercambiador (Ec. 6).

$$\varepsilon = \frac{\Delta t}{\Delta t_{m\acute{a}x}} \quad (6)$$

La efectividad se puede calcular gráficamente mediante el uso de ábacos y tablas, o analíticamente mediante la definición de una expresión que la relacione con los parámetros de operación. Dado que el objetivo es caracterizar el funcionamiento de una batería existente para la implementación en un modelo de optimización o *Digital Twin*, el método que se definirá a continuación es el analítico. En primer lugar, partiendo de la expresión genérica de la efectividad para todo tipo de intercambiadores (Ec. 7)[45], se definirá el modelo teórico de funcionamiento de las baterías.



$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (7)$$

Donde NTU representa el número de unidades de transferencia, número adimensional del coeficiente global de transferencia [45]. Se define como el cociente entre la transferencia de calor global y la menor capacidad calorífica (Ec. 8)[47].

$$NTU = \frac{U \cdot A_{int}}{\dot{C}_{min}} \quad (8)$$

Al considerar la expresión del NTU (Ec. 8), se comprueba la dependencia directa con el caudal del fluido de menor capacidad térmica. Además, también se podría considerar la variación con respecto al coeficiente global de transferencia y la dependencia de este con la temperatura y caudales de ambas corrientes. Se despreciará la variación del coeficiente global de transferencia debido a que la diferencia con respecto a las condiciones de operación no es muy significativa. Partiendo de este análisis, se calcula el valor del NTU en las condiciones nominales (Figura 3-4).

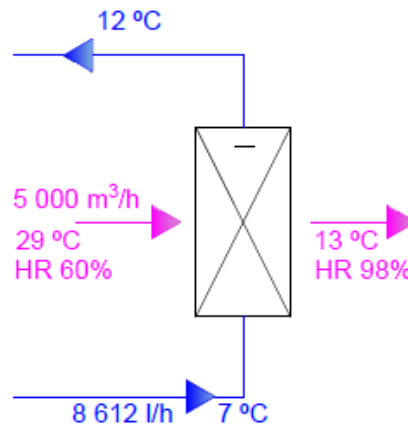


Figura 3-4. Esquema de corrientes de entrada y salida en la batería en condiciones de ensayo.

Aplicando la definición de densidad a los caudales volumétricos dados, se obtienen los caudales másicos correspondientes de cada corriente. El producto de estos por su respectiva capacidad calorífica específica da como resultado la capacidad calorífica de cada flujo (Tabla 3-1).

Tabla 3-1. Capacidad calorífica de las corrientes en el punto nominal de funcionamiento.

Fluido	Capacidad calorífica ( $\dot{C}$ )
Aire	1 628 W/K
Agua	9 980 W/K

La capacidad calorífica mínima se asocia a la corriente de aire. Conocido el valor de la efectividad en las condiciones del catálogo, se despeja el valor del NTU a partir de la ecuación 7. Por último, se despeja de la definición del NTU (Ec. 8) el producto del coeficiente global y el área de transferencia, obteniendo las características de la batería en estas condiciones (Tabla 3-2).

Tabla 3-2. Características de la batería calculadas a partir del catálogo.



Efectividad ( $\epsilon$ )	72.7%
NTU (p.u.)	1.299
UA (kW/K)	2.115

La evolución de la efectividad de la batería en función del NTU siguiendo la expresión exponencial se muestra en la Figura 3-5, donde se ha resaltado en color naranja el punto de funcionamiento. Adicionalmente se ha incluido una línea de tendencia polinómica como posible alternativa de caracterización.

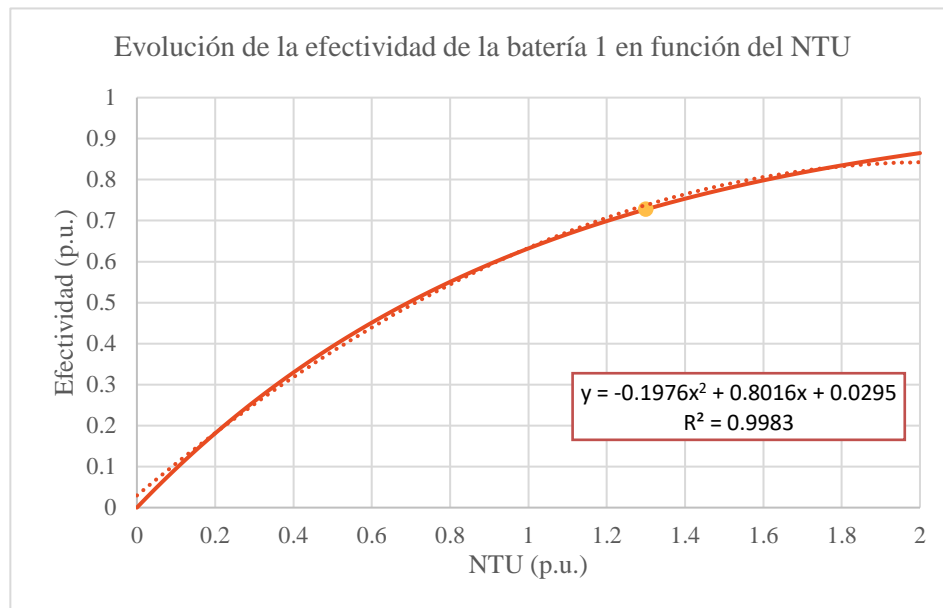


Figura 3-5. Evolución de la efectividad en función del NTU a partir del punto nominal del fabricante.

### 3.1.2. Descripción del modelo

El procedimiento de cálculo anteriormente descrito se ha implementado en una hoja de cálculo, destinada a deducir la capacidad calorífica de las corrientes en cada instante y compararlas para establecer cuál es la menor. Nótese que el caudal de agua bombeada se ha establecido constante, y la variable de control es el porcentaje de caudal de aire ventilado con respecto al punto nominal. Teniendo en cuenta las hipótesis consideradas de invariabilidad de la capacidad calorífica específica con respecto a la temperatura, así como los resultados obtenidos a partir de los datos del fabricante, se deduce que la capacidad calorífica del aire siempre será inferior a la del agua.

Posteriormente, se calcula el valor de NTU (Ec. 8) despreciando la variación del coeficiente global de transferencia al variar el caudal con respecto a las condiciones de catálogo. Este valor se ve modificado al variar el caudal, debido a la influencia de este parámetro sobre el mecanismo de convección. Aún así, como se mencionó con anterioridad, se despreciará el efecto al no diferir considerablemente las condiciones de operación con respecto a las nominales.

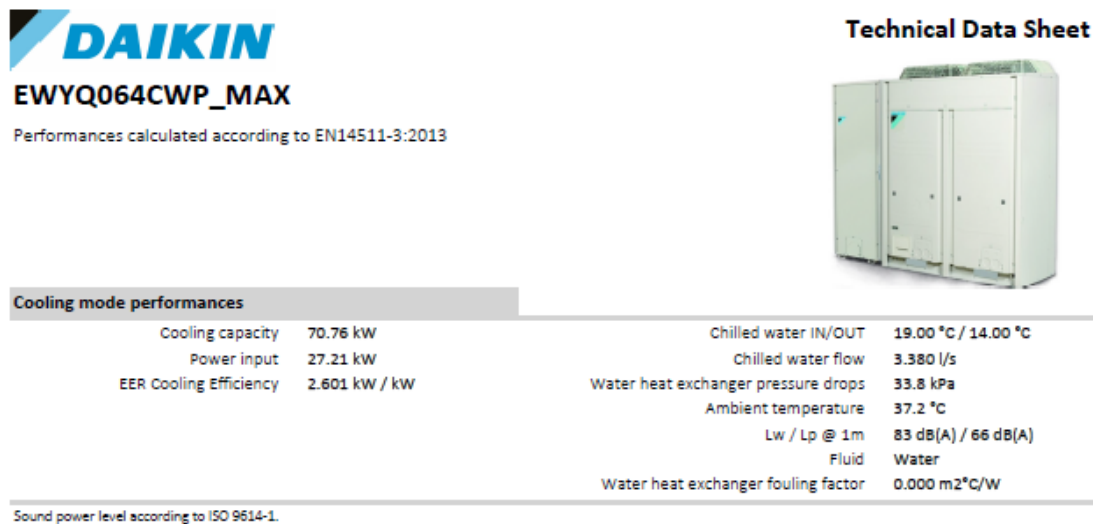
Finalmente, se calcula tanto la efectividad (Ec. 7) como el flujo de calor máximo teórico (Ec. 6). Conocido el calor realmente intercambiado entre las corrientes, se despeja la temperatura del aire a la salida de la batería (Ec. 3b). La temperatura de salida de la batería aguas arriba sirve como dato para el cálculo de la batería posterior, mientras que la de la última batería se emplea en el cálculo del confort térmico del anfiteatro. Además, la carga de las baterías es una de las variables de entrada en los modelos del estanque y de la bomba de calor, ya que son los sistemas empleados para combatir esas cargas.

### 3.2. Depósito y bomba de calor

Se ha impuesto la temperatura del tanque de agua igual a 18 °C, similar a la temperatura media del suelo en la localización del proyecto y, por tanto, aproximadamente igual a la temperatura media de los Qanats. Bajo la hipótesis de igualdad de temperatura con respecto a la temperatura del suelo, se anula el efecto de la conducción sobre el sistema. Por lo tanto, la única fuente de ganancias térmicas del depósito sería el salto provocado en la batería 2 de la UTA, teniendo en cuenta que la limitación del alcance del proyecto a la zona del anfiteatro, desestimando la simultaneidad de uso de la bomba de calor en los conductos enterrados. Esta carga térmica se combatirá con la enfriadora o bomba de calor instalada, cuyo consumo varía en función de las condiciones de operación.

#### 3.2.1. Caracterización a partir del catálogo del fabricante

El caudal de diseño en condiciones nominales de la tubería que enlaza el depósito con la batería 2 de la UTA es igual a 5 338 l/h, siendo este el caudal nominal de la batería 2 de la UTA. En cuanto a las condiciones suministradas por el fabricante de la bomba de calor (Figura 3-6), se debe de considerar el uso compartido de la misma con otros sistemas cuyo control es independiente del anfiteatro.



**DAIKIN**  
EWYQ064CWP\_MAX  
Performances calculated according to EN14511-3:2013

**Technical Data Sheet**

Cooling mode performances			
Cooling capacity	70.76 kW	Chilled water IN/OUT	19.00 °C / 14.00 °C
Power input	27.21 kW	Chilled water flow	3.380 l/s
EER Cooling Efficiency	2.601 kW / kW	Water heat exchanger pressure drops	33.8 kPa
		Ambient temperature	37.2 °C
		Lw / Lp @ 1m	83 dB(A) / 66 dB(A)
		Fluid	Water
		Water heat exchanger fouling factor	0.000 m <sup>2</sup> C/W

Sound power level according to ISO 9614-1.

Figura 3-6. Fragmento de la ficha técnica de la bomba de calor elegida en modo de refrigeración.

Nótese que las prestaciones pueden variar al incluir el sistema completo debido al coeficiente de carga parcial. En condiciones de diseño, se ha estimado en el proyecto que la capacidad de refrigeración requerida por el anfiteatro es de 31 kW frente a los 64.1 kW requeridos por el sistema completo. Por lo tanto, se tomará como potencia nominal la requerida por el anfiteatro, aislando el funcionamiento del resto de elementos del proyecto Cartuja Qanat como el zoco.

Tabla 3-3. Características de la bomba de calor adaptadas a la carga del anfiteatro a partir de datos de catálogo.

<b>Caudal nominal de impulsión</b>	12.168	m <sup>3</sup> /h
<b>Capacidad de refrigeración nominal</b>	31	kW
<b>Consumo nominal</b>	11.92	kW
<b>EER</b>	2.601	kW/kW

Al haber modificado la potencia frigorífica nominal de acuerdo con las condiciones de diseño, el consumo

nominal variará de acuerdo con el mismo, teniendo en cuenta que actuará como un equipo aislado de idéntico índice de eficiencia. Las condiciones nominales de operación se corresponden con temperatura exterior del aire, también denominada temperatura de condensación en el modo de refrigeración, igual a 37.2 °C y temperatura de impulsión de agua igual a 14°C. En dichas condiciones, el salto de temperatura obtenido es igual a 5 °C, siendo la temperatura de entrada al sistema de 19 °C. En el modelo se corregirán en función de las condiciones de los fluidos de entrada en las baterías de condensación y evaporación.

### 3.2.2. Definición del modelo

Conocida la carga de la batería 2 y manteniendo el caudal de operación nominal, se procede a calcular la temperatura de impulsión requerida para enfriar el agua hasta las condiciones iniciales (Ec. 9).

$$T_{imp} = T_{w;BAT2} - \frac{\dot{Q}_{BAT2}}{\dot{V}_{enf} \cdot \rho_w \cdot C_{p;w}} \quad (9)$$

Siendo  $T_{imp}$  la temperatura de impulsión del agua procedente de la enfriadora,  $T_{w;BAT2}$  la temperatura del agua en el depósito tras haberse encendido la segunda etapa de baterías de la UTA,  $\dot{Q}_{BAT2}$  la carga sobre la batería 2 y  $\dot{V}_{enf}$  el caudal volumétrico nominal de la enfriadora.

Posteriormente, se calcula la capacidad real de la enfriadora en las condiciones de operación. Como se puede deducir fácilmente a partir del *Teorema de Carnot*, los principales parámetros que definen la capacidad de la máquina frigorífica son las temperaturas extremas que caracterizan a los focos térmicos entre los que trabaja[42]. En el caso de una enfriadora condensada por aire en régimen de refrigeración, estas temperaturas se corresponden con la temperatura del aire exterior o de condensación y la temperatura de impulsión del agua refrigerada (Figura 3-7). Debido a la sensibilidad de la enfriadora ante estos parámetros, se debe de corregir tanto la capacidad como el consumo en cada instante en función de estas variables.

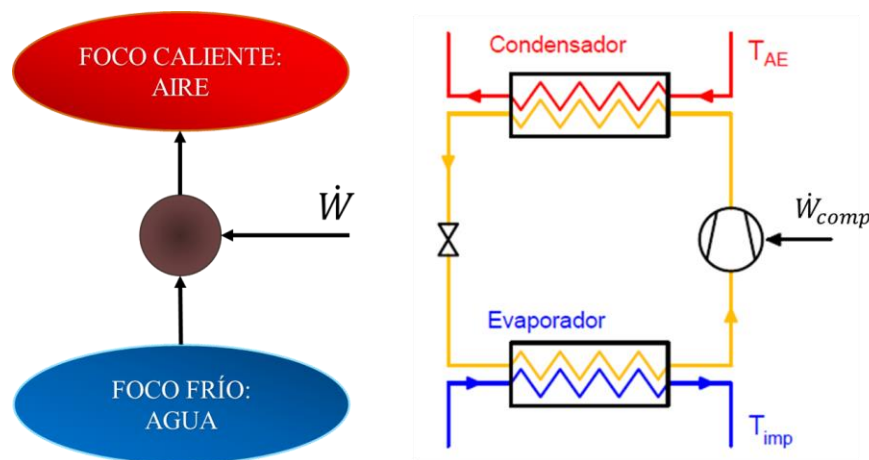


Figura 3-7. Esquema Bomba de calor en régimen de refrigeración. .

Siguiendo la regla del frigorista, la capacidad y la eficiencia de la máquina frigorífica será tanto mayor como menor sea la diferencia de temperatura entre ambos focos. Por lo tanto, se espera que el consumo sea mayor cuando las temperaturas exteriores sean superiores y/o cuando la carga de la batería sea mayor, ya que disminuye la temperatura de impulsión requerida a igualdad de caudal.

Además, se debe de considerar el efecto de trabajar en cargas parciales, ajustando el consumo de los equipos de bombeo a la carga real. Esta variación suele medirse como el cociente entre la carga sobre la batería y la capacidad máxima de la misma en condiciones de operación (ec. 10). Este factor influye tanto en el consumo total del equipo como en el índice de eficiencia debido a la relación entre ellos (ec. 11).

$$FCP = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{CAP|_{Real;100\%}} = \frac{\dot{Q}_{BAT2}}{CAP|_{Real;100\%}} \quad (10)$$

Donde  $F_{CP}$  representa el factor de carga parcial,  $\dot{Q}_{\text{útil}}$  la carga sobre la batería de la enfriadora requerida y  $CAP|_{Real;100\%}$  la capacidad o potencia frigorífica máxima tras aplicar la corrección por variación de temperatura de los focos térmicos de operación. En este caso, la carga sobre la batería de la enfriadora coincide con la carga sobre la segunda batería de la UTA.

$$EER = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{W}_{\text{enf}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{BAT2}}}{\dot{W}_{\text{enf}}} \quad (11)$$

Siendo  $EER$  la ratio de eficiencia energética de la enfriadora en régimen de refrigeración y  $\dot{W}_{\text{enf}}$  el consumo total requerido en la enfriadora incluyendo tanto el compresor como el sistema de bombeo, ventilación y auxiliares.

### 3.2.3. Consideraciones de funcionamiento

La enfriadora se encenderá en el periodo de preparación, desde las 9:00h a las 12:00h, si la temperatura del depósito supera a la temperatura de referencia. Adicionalmente, el factor de carga parcial debe de estar comprendido entre 0.1 y 1. Si se requiriese menos carga, no se encendería la máquina. De lo contrario, si se requiriese más de la capacidad máxima, el factor de carga será igual a la unidad y la temperatura de impulsión no será suficiente para combatir toda la carga. Consecuentemente, en el siguiente ciclo, funcionará la enfriadora para combatir la carga si cumple el límite inferior de carga.

## 3.3. Estanque

Aplicando el *Primer Principio de la Termodinámica*, se obtiene la expresión de la variación de energía del volumen de agua en el estanque por unidad de tiempo (Ec. 12).

$$\Delta U = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} = \sum \dot{Q}_i = \dot{m}_w \sum q_i \quad (12a)$$

Siendo  $\Delta U$  la variación de energía interna de la lámina de agua con respecto al tiempo,  $V$  el volumen total de agua,  $\dot{m}_w$  el caudal másico de agua,  $\dot{Q}_i$  el flujo de calor y  $q_i$  la densidad de flujo del mecanismo de transferencia  $i$ . La resolución de la ecuación diferencial para un paso de 600 segundos ( $\Delta t = 10 \text{ minutos}$ ) se puede simplificar (Ec. 12b), obteniendo así una expresión explícita de la temperatura en función del valor en el instante previo.

$$\Delta U \cong V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \frac{T(t) - T(t = 0)}{\Delta t} \quad (12b)$$

Al tratarse de una lámina de agua de pequeño espesor, del orden de 50 cm, se puede considerar que la lámina de agua es isoterma. Bajo esta suposición, el campo de temperaturas de la lámina se obtiene a través del balance energético global [49]. Todos los flujos de calor superficiales descritos a continuación (Tabla 3-4) se han expresado con respecto al la superficie de contacto entre el agua y el aire.

El criterio de signos adoptado en el modelo es el criterio conocido como “criterio egoísta”, donde los flujos de calor entrantes al sistema son de signo positivo y los salientes de signo contrario. Por lo tanto, los flujos de calor positivos suponen una ganancia para el sistema, mientras que los marcados por el signo negativo son una pérdida de calor. El sentido de los flujos tal y como se han descrito en las ecuaciones posteriores se puede observar en la figura 3-8.

Nótese que el modelo empleado para el cálculo de la ganancia debida al incremento de temperatura en la batería de la UTA se ha descrito con anterioridad en el apartado 3.3.2.

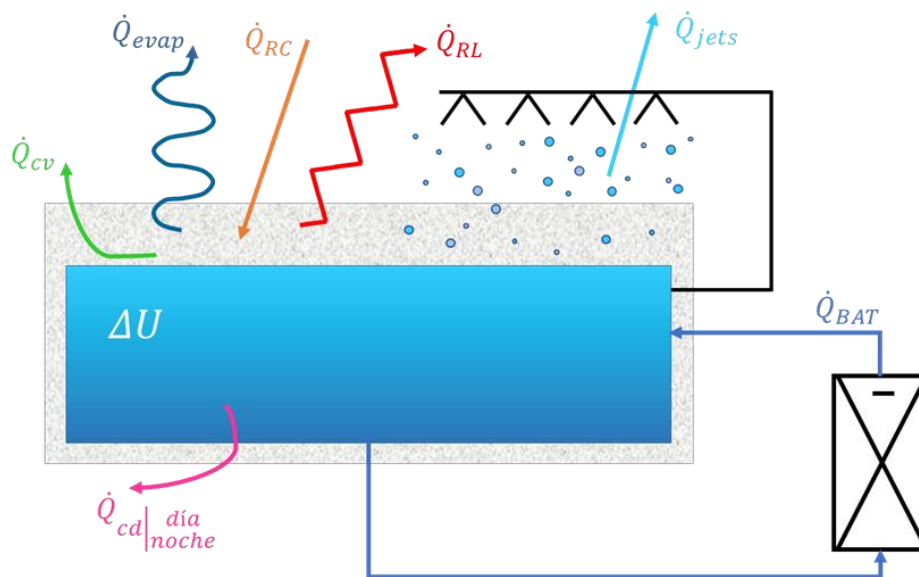


Figura 3-8. Esquema de los flujos de calor considerados en el balance energético del estanque.

Tabla 3-4. Resumen de los flujos de calor considerados en el balance energético del estanque.

Símbolo	Denominación	Signo
$\dot{Q}_{bat}$	Ganancia debida al incremento de temperatura en la batería 1 de la UTA	(+)
$\dot{Q}_{cd\ día}$	Conducción con las paredes y fondo del estanque durante el día	(+)
$\dot{Q}_{cd\ noche}$	Conducción con las paredes y fondo del estanque durante la noche	(-)
$\dot{Q}_{cv}$	Flujo de calor convectivo entre la superficie del agua y el aire	(+)
$\dot{Q}_{RC}$	Radiación solar de corta absorbida	(+)
$\dot{Q}_{RL}$	Flujo neto radiante de larga longitud de onda en la superficie	(-)
$\dot{Q}_{evap}$	Pérdida por disipación mediante proceso evaporativo	(-)
$\dot{Q}_{jets}$	Flujo asociado al funcionamiento de los jets o surtidores	(-)

### 3.3.1. Flujo conductivo

El efecto del mecanismo de conducción se ha despreciado considerando los resultados de estudios anteriores sobre su efecto en la variación de temperatura del agua. Al encontrarse el estanque enterrado, la temperatura de referencia en el fenómeno de conducción es la temperatura del terreno, inferior a la ambiental. Por esta razón, la conducción siempre favorecerá al enfriamiento del agua en el régimen de refrigeración, garantizando que el presente modelo sea conservador con respecto a la realidad.

La caracterización del efecto de conducción del volumen de agua con las paredes y el fondo no depende del sentido del flujo, siendo idéntica entre la noche y el día.

### 3.3.2. Flujo convectivo

El método más empleado para caracterizar la transmisión de calor por convección es la *Ley del enfriamiento de Newton* (Ec. 14), mediante la definición de un coeficiente de película convectivo,  $h_{cv}$ . Existen varios métodos para calcular este coeficiente en la bibliografía, distinguiendo entre las posibles tipologías de convección.

$$\dot{Q}_{cv} = h_{cv} \cdot (T_{ae} - T_w) \cdot A_{lám} \quad (14)$$

Donde  $T_{ae}$  representa la temperatura del aire exterior,  $T_w$  la temperatura del agua del estanque y  $A_{lám}$  la superficie de la lámina de agua que separa las fases. La superficie de agua en contacto con el aire se puede considerar como una placa plana horizontal, despreciando las posibles ondas y perturbaciones producidas por la caída de gotas o el viento. En las condiciones de estudio, el parámetro más influyente es la velocidad del viento. La correlación considerada, por tanto, únicamente depende de este parámetro (Ec. 15)[50].

$$h_{cv} = 2.8 + 3 \cdot v_v \quad (15)$$

Donde  $v_v$  representa la velocidad media del viento en el instante considerado.

### 3.3.3. Radiación de corta longitud de onda. Modelo simplificado.

Cuando se estudia el intercambio entre varias superficies a distinta temperatura, es erróneo considerar el comportamiento de la superficie estudiada como cuerpo gris en el intercambio radiante. En estos casos, se suele simplificar considerando el cuerpo gris por bandas: banda de corta y de larga longitud de onda.

Una de las principales conclusiones derivadas de considerar la *Primera Ley de Wien o Ley del desplazamiento de los máximos*, es que la emitancia máxima se da a menores longitudes de onda al aumentar la temperatura. Por lo tanto, el flujo radiante de corta longitud se relaciona con los focos térmicos de mayor temperatura, siendo el Sol el principal foco térmico de tales características en espacios exteriores.

La caracterización simplificada del comportamiento de la radiación solar sobre la masa de agua desprecia el efecto de medio participativo al tratarse de un estanque de poco espesor. Asimismo, disminuye la complejidad de cálculo asociada a los flujos de reflexión, absorción y transmisividad referenciados a cada superficie que compone el volumen, así como su interacción. Frecuentemente, a modo de aproximación, este flujo de calor se describe como el producto entre la absorptividad media o efectiva del material o sustancia considerada por la irradiancia solar incidente. En cuanto a la irradiancia solar, se obtiene fácilmente el valor horario consultando los datos de las estaciones climáticas y realizando triviales transformaciones trigonométricas si procediese. El valor de la absorptividad efectiva es un valor escalar, habiendo considerado el cuerpo como gris, es decir, suponiendo una única banda de longitud de onda.

$$\dot{Q}_{RC} = \dot{Q}_{sol\ abs} = A_{lám} \cdot \alpha_w \cdot I_{total} \quad (16)$$

Donde  $\alpha_w$  representa la absorptividad efectiva de la lámina de agua e  $I_{total}$  la irradiancia total. La absorptividad efectiva del agua se ha aproximado en el modelo a 0.95, igual que la emisividad del agua considerando las deducciones de la *Ley de Kirchhoff*[45].

### 3.3.4. Radiación de corta longitud de onda. Modelo detallado.

El modelo detallado considera medio participativo en la lámina de agua, así como las variaciones de la absorptividad en función de la posición solar. Este valor al depender de la posición solar pasa de ser un parámetro constante a variable con el tiempo, teniendo en cuenta la variación de la posición solar con respecto al tiempo.

Nótese que únicamente afectará esta variación con respecto a la posición solar a la irradiación directa, ya que la dirección de los rayos de irradiación difusa se caracteriza por el desconocimiento de esta. Consecuentemente, el valor de la absorptividad de radiación difusa es constante siempre que haya irradiancia difusa (Tabla 3-5). El

albedo considerado en dicho modelo se supone igual a 0.6 y la altura de la lámina de agua se ha supuesto invariable e igual a 1 m.

Tabla 3-5. Absortividad de la lámina y del fondo del estanque para la radiación difusa.

Altura de la lámina de agua (m)	Refracción del fondo	Ángulo cenital (°)	Absortividad de la lámina	Absortividad del fondo
1	0.6	0	0.634	0.177

Para definir la trayectoria del sol con respecto a una superficie, se suele representar la superficie en un sistema de coordenadas permitiendo observar con facilidad el movimiento que experimenta. Sobre este sistema se pueden observar ángulos formados entre el sol, considerado como un objeto puntual, y líneas de referencia como las formadas entre el espectador y los puntos cardinales. Un ejemplo de línea de referencia sería la formada entre el centro de la superficie considerada en dirección Sur-Norte. Otra, sería la perpendicular con respecto al plano de coordenadas partiendo del mismo centro de la superficie, denominada cenit. El ángulo formado entre esta línea y el sol se suele denominar ángulo cenital,  $\theta_z$ , ángulo complementario a la altura solar,  $\alpha_s$ , ángulo formado entre el plano de coordenadas y la línea de trayectoria del sol.

Estos ángulos resultan de gran interés para cambiar el plano de referencia en la irradiancia y el cálculo de los cosenos directores, que permiten el cálculo del ángulo de incidencia de la radiación solar [51]. Los datos conocidos de absortividad de irradiación directa en cada una de las superficies consideradas se grafican y comparan con los distintos modelos de líneas de tendencia para encontrar una ley que describa su evolución con respecto al ángulo cenital.

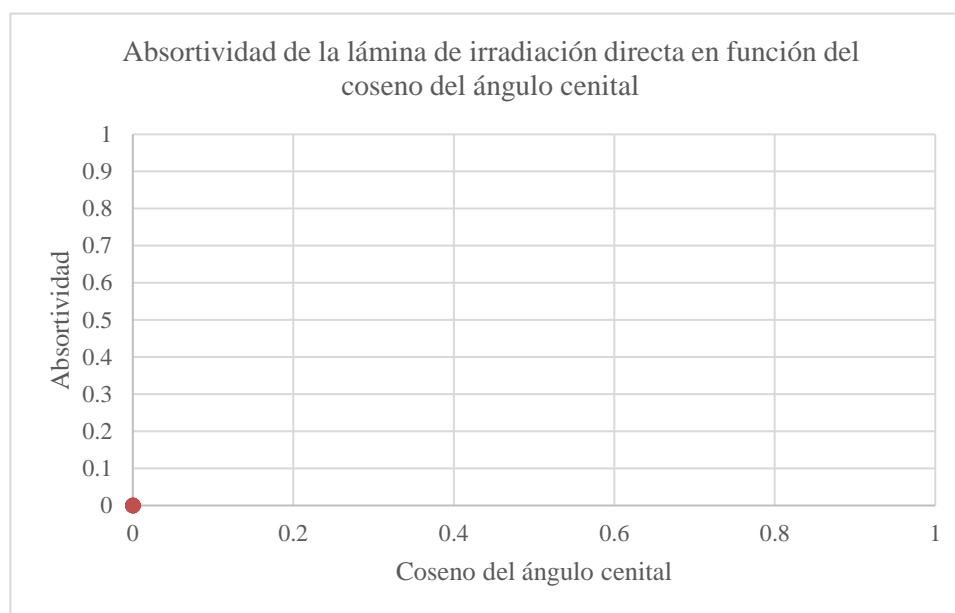


Figura 3-9. Absortividad de la lámina de irradiación directa en función del coseno del ángulo cenital.

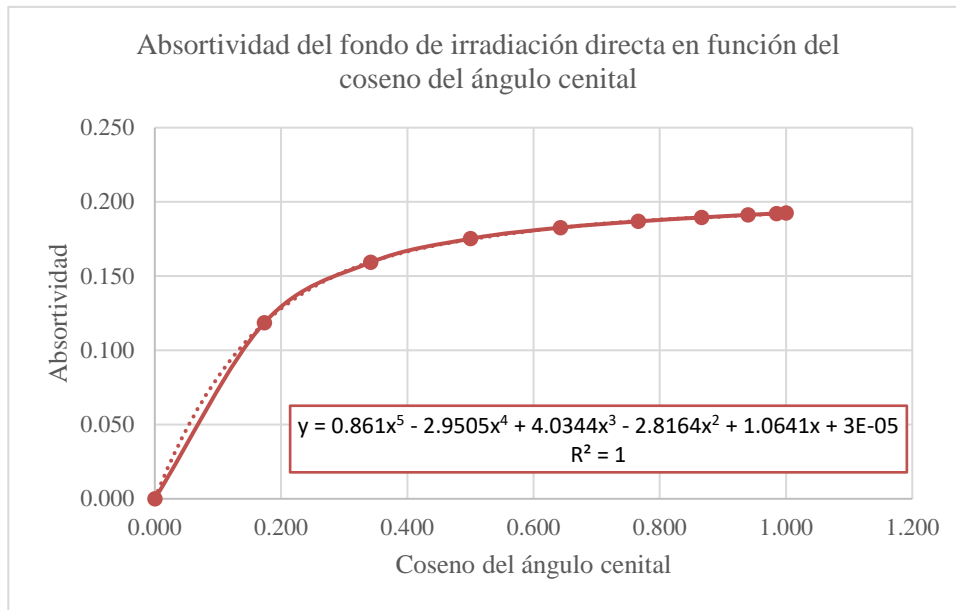


Figura 3-10. Absortividad del fondo de irradiación directa en función del coseno del ángulo cenital.

### 3.3.5. Radiación de larga longitud de onda

La misma *Ley de Wien* implica que la radiación emitida por los cuerpos a menor temperatura, es decir, a una temperatura próxima a la temperatura ambiental, sea mayor para altas longitudes de onda. La radiación en este espectro, por tanto, se relaciona con el intercambio radiante de la superficie del estanque con sus alrededores: paredes, fondo y alrededores.

Se puede caracterizar mediante la *Ley de Stefan-Boltzmann* (Ec. 17), una vez conocidas las temperaturas de todas las superficies que conforman el sistema. La descripción del intercambio radiante de corta longitud de onda ya considera el efecto de las paredes y el fondo sobre el volumen de agua. Por lo tanto, el intercambio radiante descrito en el flujo es únicamente el que tiene lugar entre la superficie de agua y los alrededores del estanque. El efecto de los alrededores, considerando la distancia del estanque con respecto a otros objetos colindantes, suele simplificarse y considerar que la única aportación es la correspondiente al cielo, el cual actúa como un cuerpo negro de temperatura efectiva igual a  $T_{\text{cielo}}$ . Este valor es, al igual que la radiación incidente, dato procedente de una estación climática.

$$\dot{Q}_{RL} = A_{\text{lám}} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_w \cdot (T_w^4 - T_{\text{cielo}}^4) \quad (17)$$

Donde  $\sigma$  representa la constante de Stefan-Boltzmann[45], igual a  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ . La emisividad del agua,  $\varepsilon_w$ , se ha supuesto igual a 0.95, al igual que la absortividad de esta.

### 3.3.6. Evaporación natural del estanque

Tanto la masa de agua del estanque como el aire en contacto contienen en su composición agua. Al haber un gradiente de concentraciones, tal y como rige la *Ley de Fick*, se produce un proceso de transferencia de masa desde las zonas de mayor concentración (estanque) a las de menor concentración (aire húmedo). El fenómeno de difusión de la masa, además, se ve favorecido por las corrientes convectivas debidas al aire en movimiento que renuevan el aire en la zona de contacto con la superficie húmeda, aumentando la velocidad de mezcla entre las mezclas del sistema. Este tipo de transferencia se suele denominar en la bibliografía como transferencia convectiva de masa [45]. El caudal de agua evaporada (Ec. 18) se expresa en función de magnitudes másicas como la densidad, en lugar de molares como se acostumbra cuando el proceso de transferencia es puramente por difusión.



$$\dot{m}_{evap} = A_{lám} \cdot h_m \cdot (\rho_{ve} - \rho_{va}) \quad (18)$$

Siendo  $h_m$  el coeficiente de transferencia de masa,  $\rho_{ve}$  la densidad de vapor de agua en la superficie del estanque y  $\rho_{va}$  la densidad de vapor de agua en el aire en un punto lo suficientemente alejado de la superficie. En la formulación de la ecuación 18 se ha definido el gradiente de concentraciones para que el resultado sea positivo desde el punto de mayor concentración al de menor concentración, ya que se trata de un proceso de evaporación. En el caso de que las concentraciones se igualen, tal y como se enunció con anterioridad, no se producirá evaporación en la superficie del estanque.

Las densidades se pueden expresar en función de variables climáticas conocidas como la presión de vapor y la temperatura del aire aplicando la hipótesis de gas ideal.

$$\dot{m}_{evap} = \frac{A_{lám} \cdot h_m}{R_w \cdot T_{ae}} \cdot (P_{vw} - P_{vae}) \quad (19a)$$

Donde  $R_w$  representa la constante de los gases ideales para el agua, igual a  $461.89 \frac{J}{kg \cdot K}$ . Finalmente, considerando la definición de humedad relativa, la presión de vapor se puede expresar en función de la humedad relativa y la presión de vapor de saturación, que a su vez depende de la temperatura.

$$\dot{m}_{evap} = \frac{A_{lám} \cdot h_m}{R_w \cdot T_{ae}} \cdot (P_{vs}(T_w) - HR \cdot P_{vs}(T_{a3})) \quad (19b)$$

Siendo  $P_{vs}(T_i)$  la presión de saturación a la temperatura de la especie  $i$ . El valor de la presión de saturación o vapor se obtiene mediante la consulta de tablas o ábacos, aunque este procedimiento no resulta práctico de implementar en una hoja de cálculo. Por lo tanto, se implementará la ecuación de Antoine (Ec. 20), relacionando la presión de vapor con la temperatura.

$$\log_{10} P_{vs} = A - \left( \frac{B}{T + C} \right) \quad (20)$$

Donde  $P_{vs}$  representa la presión de vapor y  $T$  la temperatura. Las constantes A, B y C toman distintos valores dependiendo de la sustancia objeto de estudio y las unidades en las que se expresen las variables. Los valores mostrados en la Tabla 3-6 se corresponden a la presión en bares y la temperatura en Kelvin. Una vez resuelta la ecuación en las unidades de magnitud coherentes con las constantes consideradas, se realiza la conversión de unidades de acuerdo con el SI, en concordancia con el resto del modelo. [52]

Tabla 3-6. Constantes de la ecuación de Antoine para el agua. (Datos: B. E. Poling, *The Properties of gases and liquids*, 5th ed. New York McGraw-Hill, 2001.)

Constantes de la ecuación de Antoine para el agua	
A	5.11564
B	1687.537
C	230.17

El cálculo del coeficiente de transferencia de masa, debido a la analogía que se suele establecer entre la transferencia de masa y de calor, se puede resolver mediante correlaciones al igual que este. El objetivo es el cálculo del número de *Sherwood* (Ec. 21), equivalente al *Nusselt* en transferencia de calor, del cual se puede despejar el coeficiente de masa.

$$Sh = \frac{h_m \times L_c}{D_{AB}} \quad (21)$$

Donde  $L_c$  designa a la longitud característica que, al tratarse de una placa horizontal, es igual al cociente del área entre el perímetro, el cual toma el valor de  $1. \bar{3} \text{ m}$  en esta ocasión. El denominador  $D_{AB}$  representa la difusividad de masa del vapor de agua en el aire o coeficiente de difusión binaria agua-aire, función de la presión y temperatura media entre los fluidos (Ec. 22). Esta ecuación es válida en el rango de temperaturas comprendido entre los  $280 \text{ K}$  y  $450 \text{ K}$  [45], condición que siempre se cumplirá en el rango de temperaturas propias de la climatización de espacios.

$$D_{AB} = D_{H_2O-Aire} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T_{mp}^{2.072}}{P} \quad (22)$$

Donde  $T_{mp}$  es la temperatura media de película expresada en Kelvin, mientras que  $P$  representa la presión absoluta expresada en atmósferas. El resultado del coeficiente tiene unidades de  $\text{m}^2/\text{s}$ .

La correlación depende del tipo de flujo, el cual supondremos que es forzada al estar expuesta al viento. Al ser forzada, se resaltan tres correlaciones en la bibliografía según el desarrollo de la turbulencia del flujo, las cuales se pueden clasificar fácilmente en función del número de Reynolds (Ec. 23).

$$Re = \frac{v_v \times L_c}{\nu} \quad (23)$$

Donde  $v_v$  representa la velocidad media del viento y  $\nu$  la viscosidad cinemática, cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido. Como todas las propiedades termodinámicas de sustancia pura, depende de otras dos variables termodinámicas independientes, como la presión y la temperatura. La presión está fijada, pero se ha comprobado la dependencia de la temperatura en el rango de temperaturas de operación consideradas (Figura 3-11), para el aire seco con la base de datos implementada en el *software EES*. Se observa que la variación experimentada no es extremadamente cuantiosa, por lo que se aproxima el valor a  $1.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ , valor correspondiente al obtenido para  $29.5^\circ\text{C}$  de temperatura.

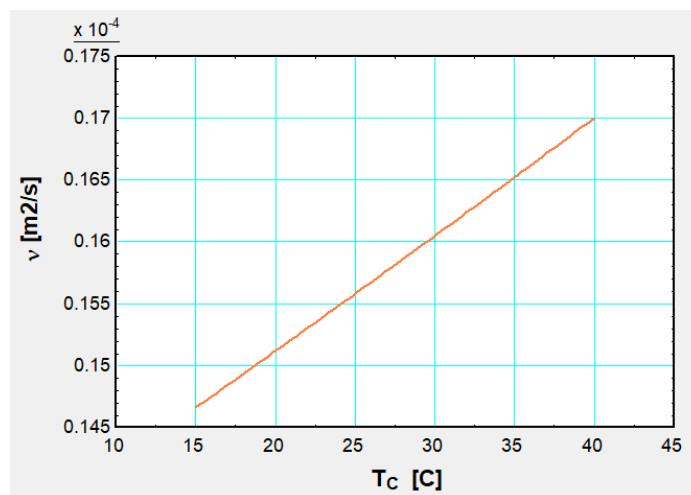


Figura 3-11. Dependencia de la viscosidad dinámica del aire con respecto a la temperatura en el rango de temperaturas estudiado y a presión atmosférica.

Se procede a calcular el Reynolds asociado a la corriente de aire en función de la velocidad. En el día tipo, se comprueba que siempre es menos que el valor de Reynolds crítico, igual a  $5 \cdot 10^5$ , siendo la convección forzada de flujo laminar. Estos resultados son coherentes, ya que la velocidad del viento generalmente no es suficientemente alta para generar régimen turbulento. La correlación de transferencia de masa correspondiente a este tipo de flujo (Ec. 24) es válida siempre que el número adimensional Schmidt sea superior a 0.6 [45]. Se comprueba en el día tipo que esta condición siempre se cumple bajo las hipótesis realizadas.

$$Sh = 0.664 Re^{0.5} Sc^{1/3} \quad (24)$$

Donde  $Sh$  representa al número adimensional Sherwood,  $Re$  al número de Reynolds y  $Sc$  al número de Schmidt (Ec. 25).

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} \quad (25)$$

Conocidos los valores de todos los parámetros expuestos, se puede calcular el caudal de agua evaporada en las condiciones estudiadas. El flujo de calor asociado a la transferencia de masa es proporcional al caudal de agua evaporada (Ec. 26).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot h_{lg} \quad (26)$$

Donde  $h_{lg}$  representa la diferencia de entalpía asociada al cambio de fase e igual a la diferencia de entalpía entre las condiciones de saturación, fracción de vapor nula y temperatura del agua en el estanque, y las condiciones del vapor en el aire, fracción de vapor igual a la unidad y temperatura del aire. De forma análoga al cálculo de la viscosidad cinemática, concluimos a partir de la gráfica de sensibilidad del parámetro a la temperatura media de película entre el agua y el aire (Figura 3-12) que este valor varía considerablemente en el rango de operación. Este parámetro influye notoriamente al valor del flujo evaporativo, introduciendo un error relativo significativo. Para reducir este error, se ha calculado una correlación lineal, acorde con la tendencia de evolución de la gráfica (Figura 3-13).

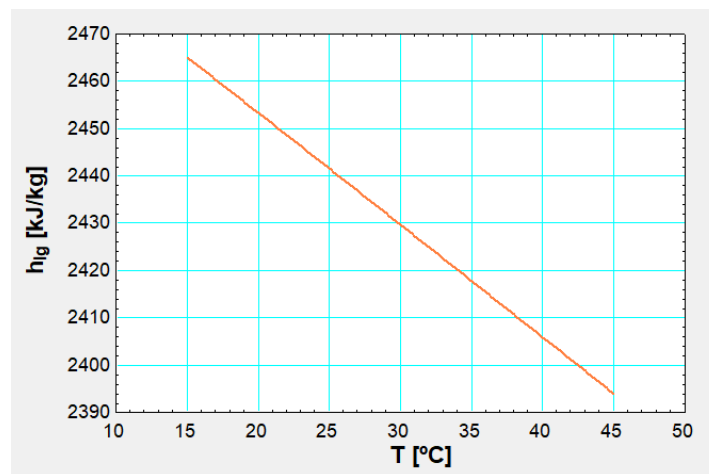


Figura 3-12. Análisis de sensibilidad de la variación específica de entalpía por evaporación del agua frente a la temperatura.

La línea de tendencia lineal coincide exactamente con la línea obtenida a partir de los datos procedentes de la base de datos implementada en el *software EES*. Se comprueba que esta correlación es prácticamente idéntica a la utilizada como referencia en el método de Penman-Monteith recomendada por el SIAR para el cálculo de la evapotranspiración de cultivos[53].

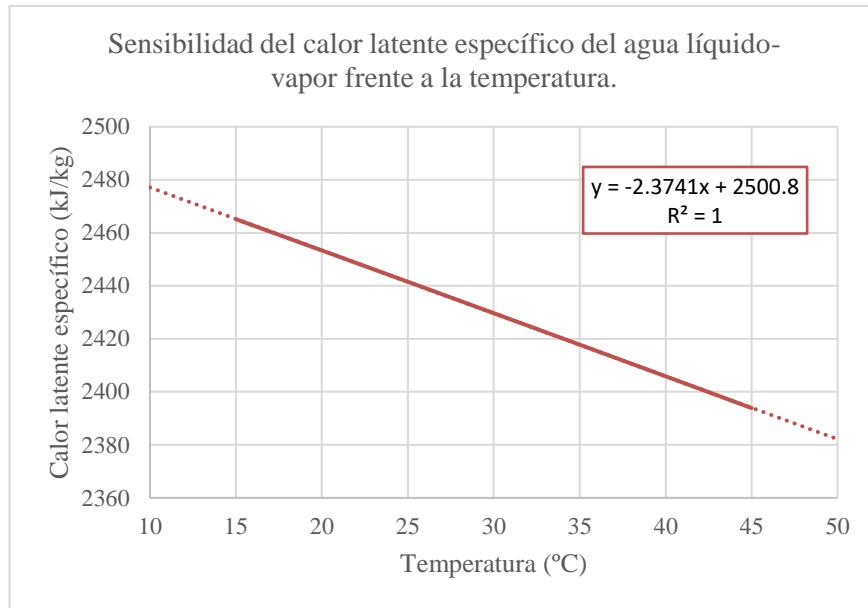


Figura 3-13. Sensibilidad y línea de tendencia del calor latente específico del agua líquido-vapor frente a la temperatura.

### 3.3.7. Evaporación debido al uso de jets

En cuanto a la pérdida por disipación mediante proceso evaporativo, el valor se ha calculado mediante el proceso simplificado caracterizado en el artículo [54]. De forma análoga a la caracterización de un intercambiador, el intercambio de energía producido por la pulverización de agua en el aire puede ser modelado a partir de la definición de efectividad tras modificar el factor NTU (Ec. 27a), ya que es el relacionado con el tipo de transferencia de energía. En lugar de darse una combinación de intercambio por conducción y convección, en este caso se debe de considerar la transferencia de masa.

$$\varepsilon_D = 1 - e^{-A_D} \quad (27a)$$

$$A_D = \frac{Y_{ai} \cdot T_{wi} \cdot \dot{m}_{wp} \cdot \sqrt{H}}{T_a \cdot r_i} \cdot FT \cdot FC \quad (27b)$$

Siendo  $Y_{ai}$  la humedad absoluta del aire,  $T_{wi}$  la temperatura inicial de la gota que coincide con la temperatura del estanque,  $H$  la altura de la boquilla,  $\dot{m}_{wp}$  el caudal de agua pulverizado,  $T_a$  la temperatura del aire exterior y  $r_i$  el radio representativo de la gota. Los factores  $FT$  y  $FC$  son los factores correctores teórico y experimental, respectivamente. El primero corrige la discrepancia entre el modelo detallado y el simplificado, fuertemente dependiente del tipo y modelo de boquillas empleadas. Al ser un valor teórico, puede calcularse comparando ambos modelos. El segundo factor corrige la variación con respecto a los valores obtenidos experimentalmente, y depende principalmente de las condiciones operacionales. [54].

En consonancia con los resultados del citado artículo, se estima que el  $FC$  es igual a 0.9 en primera aproximación, ante la imposibilidad de realizar experimentos ante el estado actual del anfiteatro. Así pues, también se asume que el valor del  $FT$  coincide con el estimado igual a 0.034 en el mismo artículo ante la falta de datos inicialmente. Nótese que en el artículo las boquillas empleadas son del tipo HARDI ISO F-110-04 y HARDI ISO F-110-06, mientras que las elegidas en el proyecto son boquillas de SAFE-RAIN F2523802 de tipo spraying jet o pulverización.

En este caso, la máxima temperatura a la que puede enfriarse el agua es la temperatura de bulbo húmedo o

temperatura de saturación del agua en las condiciones climáticas consideradas. Por lo tanto, la definición de eficiencia por disipación, análogo al procedimiento anterior, se define como el cociente entre el salto de temperatura realmente experimentado por el agua entre la diferencia de la temperatura de agua del estanque y la temperatura de bulbo húmedo (Ec. 28).

$$\varepsilon_D = \frac{\Delta T_{wD}}{T_{iW} - T_{wb}} \quad (28)$$

Finalmente, interesa conocer el caudal de agua evaporada al emplear el uso de jets. Asumiendo que todo el calor transferido es latente, el caudal evaporado por el uso de jets se estima igual al cociente entre el calor transmitido entre el calor latente. La temperatura a la que se calcula el calor latente específico se ha estimado igual a la media entre la temperatura inicial del estanque y la temperatura del aire exterior. El caudal total evaporado en el estanque es el sumatorio del caudal evaporado debido al uso de jets y el correspondiente a la evaporación de la superficie en contacto con el aire.

Cuando la pulverización de los jets esté activa se despreciará el caudal de agua evaporada de la lámina, debido a que las condiciones del aire en este momento están muy saturado al haberse pulverizado agua sobre la misma.

La variable de control de este mecanismo debería de considerar la temperatura de bulbo húmedo en cada instante. Para ello, se debería de implementar el cálculo en el PLC del controlador, con la complejidad que conlleva. Para evitar esta inconveniencia en el control se han modelado 4 posibles escenarios de funcionamiento. En primer lugar, las boquillas funcionarán a la vez que la batería 1, disipando la carga sobre esta. En el segundo escenario se considerará que las boquillas se encienden dos y cuatro horas antes de usar el anfiteatro. La última casuística considerada, en consonancia con los resultados de trabajos anteriores sobre la eficiencia de los jets, se encenderán durante la noche.

### 3.4. Riego de la cubierta

El acondicionamiento climático del anfiteatro se complementa mediante un control de temperatura de la superficie de la cubierta textil, a la cual se le ha incorporado un sistema de riego que permite reducir la temperatura por evaporación. Al reducir la temperatura de la cobertura se obtiene un doble beneficio, ya que disminuye la transferencia de calor entre la cobertura y el espectador a la vez que se disminuye las asimetrías radiantes, posible origen de insatisfacción térmica, al disminuir el gradiente de temperatura entre el resto de las superficies interiores que rodean al espectador.

Para conocer la temperatura de la cubierta sobre la zona de ocupación se enuncia el balance energético de la capa textil (Figura 3-14). Teniendo en cuenta el delgado espesor de la cubierta, se desprecia el efecto de la conducción y, por tanto, los gradientes térmicos entre la zona superior e inferior de la misma. Consecuentemente, siguiendo el *Primer Principio de la Termodinámica*, el flujo de calor asociado a la cara inferior es equivalente al asociado a la cara superior si se supone el flujo superior entrante y el inferior saliente de la superficie o viceversa. Otra hipótesis simplificadora considerada la uniformidad de las excitaciones sobre toda la superficie, permitiendo describir el campo de temperatura como un único valor de temperatura equivalente. Tras haber definido ambos flujos y aplicando la condición de igualdad, se despeja la temperatura de la cubierta, variable objetivo de control.

La superficie total de la cubierta exterior es aproximadamente  $199.90 \text{ m}^2$ . No obstante, tan solo la mitad de esta superficie será acondicionada, la media esfera sobre las gradas del anfiteatro.

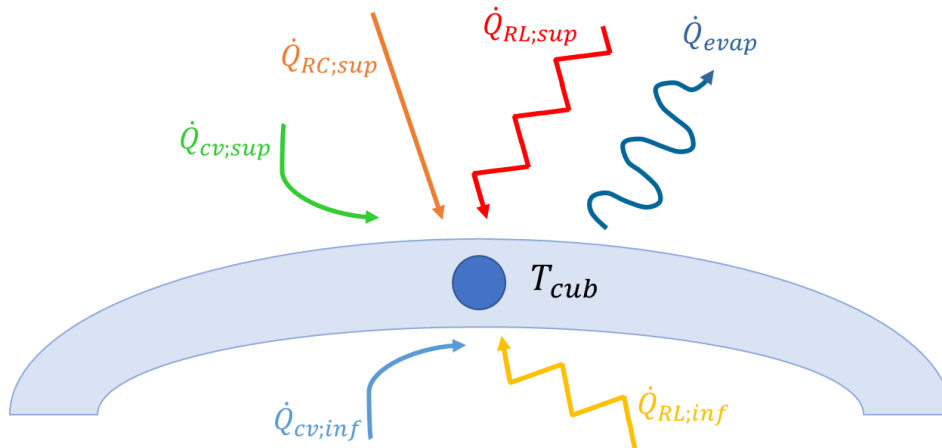


Figura 3-14. Esquema simplificado de los flujos de calor considerados en el balance energético de la cubierta del anfiteatro.

### 3.4.1. Flujos sobre la superficie inferior de la cubierta

Los flujos de calor incidentes sobre la capa inferior son principalmente el referido a la transferencia por convección debido al viento entrante y la radiación entre las superficies principales. Nótese que, debido a la elevada altura del anfiteatro y el modo de difusión del aire impulsado, los flujos de aire predominantes son los provocados por el viento. No existe ninguna influencia de las corrientes de difusión ni de mezcla entre corrientes por lejanía con respecto a la zona de ocupación. Por lo tanto, en cuanto a la convección, se empleará la misma relación que en el flujo convectivo del estanque debido a la similitud entre ambos, al ser el principal factor de dependencia la velocidad del viento.

Las superficies consideradas en el intercambio radiante son las gradas, la capa de vegetación que delimitan las paredes del anfiteatro y la cubierta. Al tratarse de un intercambio radiante cuyo gradiente de temperatura en las superficies es relativamente bajo, se puede aproximar la expresión de *Stefan-Boltzmann* a una expresión similar a la *Ley de enfriamiento de Newton* (Ec. 29). Para ello, se debe de definir un coeficiente de película radiante representado por el símbolo  $h_{rad\ int}$  y cuyo valor se aproxima a  $4.7\ W/m^2 \cdot K$ .

$$\dot{Q}_{rad\ int} = A_{cub} \cdot h_{rad\ int} \cdot (T_{rm} - T_{cub}) \quad (29)$$

Donde  $A_{cub}$  representa la superficie de la cubierta,  $T_{rm}$  la temperatura radiante media de las superficies que inciden en la cubierta y  $T_{cub}$  la temperatura de la cubierta. La principal ventaja de esta expresión frente a la usada en el estanque es que la temperatura de la cubierta no está elevada a la cuarta potencia y resulta de mayor simplicidad su despeje y sustitución. El cálculo de la temperatura radiante media es igual a la media de las temperaturas características de las superficies consideradas, que deben ser definidas.

Desde un punto de vista conservador, la temperatura a nivel superficial de las gradas se considerará igual a la temperatura del aire en el anfiteatro. Nótese que, al estar por debajo del nivel del suelo, es decir, en contacto con una superficie enterrada, la temperatura de las gradas será ligeramente inferior a la considerada durante el periodo de refrigeración, disminuyendo la temperatura radiante. Otra hipótesis contemplada desde el punto de vista conservador es que la temperatura radiante de la vegetación es igual a la temperatura exterior. Esta temperatura también es ligeramente menor que la considerada debido al efecto de frescor de la vegetación.

Finalmente, se aúnan las expresiones de los flujos convectivo y radiante interior (ec. 30a) mediante la definición del coeficiente convectivo-radiante interior (ec. 30b), resultado del sumatorio de ambos, y la definición de la temperatura equivalente, media ponderada en función del coeficiente de ambos mecanismos (ec. 30c).

$$\dot{Q}_{int} = A_{cub} \cdot h_{int} \cdot (T_{cub} - T_{eq. int}) \quad (30a)$$

$$h_{int} = h_{cv int} + h_{rad int} \quad (30b)$$

$$T_{eq. int} = \frac{h_{cv int} \cdot T_{ae} + h_{rad int} \cdot T_{rm}}{h_{int}} \quad (30c)$$

Teniendo en cuenta el criterio de signos considerado para el flujo de calor de la cubierta con la superficie inferior, cuando dicho flujo tenga signo positivo, el sentido será de la cubierta al espacio inferior. En esta casuística, se corresponderá con el criterio de signos considerado en la descripción de las ecuaciones definidas.

### 3.4.2. Flujos sobre la superficie superior de la cubierta

La descripción de los flujos de calor incidentes en la superficie superior de la cubierta (ec. 31a) será similar a la cara inferior con el objetivo de simplificar la resolución del sistema de ecuaciones. Se añade el término de evaporación por riego de la cubierta (ec. 31b), el cual decrementa el flujo neto según el criterio de signos considerado. El término es idéntico al flujo evaporativo de la superficie del estanque desarrollado en el apartado 3.3.6, salvo las diferencias entre las dimensiones de la superficie. Al comparar los flujos inferior y superior, se observa un aumento en número y complejidad de los flujos que participan en el balance energético, ampliando a su vez el número de términos que componen la expresión de la temperatura equivalente (ec. 31c).

$$\dot{Q}_{sup} = A_{cub} \cdot h_{sup} \cdot (T_{eq. sup} - T_{cub}) - \dot{Q}_{evap riego} \quad (31a)$$

$$\dot{Q}_{evap riego} = \dot{m}_{evap riego} \cdot h_{lg} \quad (31b)$$

$$T_{eq. sup} = \frac{h_{cv sup} \cdot T_{ae} + h_{rad sup} \cdot T_{cielo}}{h_{sup}} + \frac{\alpha_c \cdot I_{total}}{h_{sup}} \quad (31c)$$

Siendo  $\alpha_c$  la absorptividad de la cubierta, igual a 0.06,  $\dot{m}_{evap riego}$  el caudal de agua regada evaporada e  $I_{total}$  la irradiancia solar incidente.

El coeficiente convectivo-radiante superior,  $h_{sup}$ , es idéntico al inferior (ec. 30b) al trabajar bajo las mismas hipótesis. La única diferencia considerada es que la temperatura de intercambio radiante coincide con la del cielo, siguiendo el mismo razonamiento que en el apartado análogo 3.3.5.

Considerando el mismo criterio de signos, cuando el flujo de la superficie superior sea positivo, el sentido del flujo de calor irá desde la superficie superior a la cubierta. Estas conclusiones son coherentes con las deducidas para la superficie inferior, habiéndose considerado como condición de igualdad del sistema de ecuaciones su igualdad en magnitud y sentido contrario.

### 3.4.3. Temperatura de la cubierta

Al igualar la definición de ambos flujos (ec. 30a y 31a) y emplear una serie de simplificaciones y operaciones algebraicas evidentes para el lector, se alcanza la expresión de la temperatura de la cubierta en función de las variables anteriormente descritas (ec. 32).

$$T_{cub} = \frac{h_{inf} \cdot T_{eq. inf} + h_{sup} \cdot T_{eq. sup} - \frac{\dot{Q}_{evap riego}}{A_{cub}}}{h_{inf} + h_{sup}} \quad (32)$$

Siendo  $A_{cub}$  el área de cubierta regada. En el instante inicial ( $t = 0$ ) se ha supuesto que la temperatura inicial de la cubierta coincide con la temperatura del aire exterior en el mismo instante. Esta hipótesis, como se comprueba tras observar la tendencia pasados unos ciclos, es bastante acertada ya que el día tipo comienza a medianoche,

cuando no hay excitaciones solares y el riego está apagado, siendo la convección el principal mecanismo de transferencia junto con la radiación de larga longitud de onda. Ambos mecanismos transfieren desde focos similares o iguales a la temperatura del aire.

En la primera simulación, se observa que la temperatura de la cubierta en el día tipo oscila entre 18.3 y 34.8 °C, valores que se considerarán como límites orientativos al calcular los parámetros de confort exterior.

### 3.5. Entrada de aire en el anfiteatro

Considerando la disposición y estudios anteriores sobre el comportamiento del viento mediante CFD, se concluye que en el anfiteatro las corrientes de viento predominantes proceden de la dirección lateral oeste [50]. A partir de los datos del mismo estudio, el caudal de aire equivalente entrante en las condiciones más desfavorables se caracteriza con la línea de regresión, a partir de los 3 puntos obtenidos en la simulación (Tabla 3-7). El tipo de línea de regresión debe de ser aquel que menos desviación suponga con respecto a los datos considerados.

Tabla 3-7. Caudal de aire entrante en función de la velocidad del viento obtenidos mediante simulación en CFD. (Datos: Castro Medina D, Evaluación de técnicas bioclimáticas de acondicionamiento y gestión del control en el anfiteatro de la isla de la Cartuja (Sevilla), 2020.)

Velocidad del viento (m/s)	ACH equivalente entrada lateral (ren/h)
2	2.72
4	3.20
6	3.58

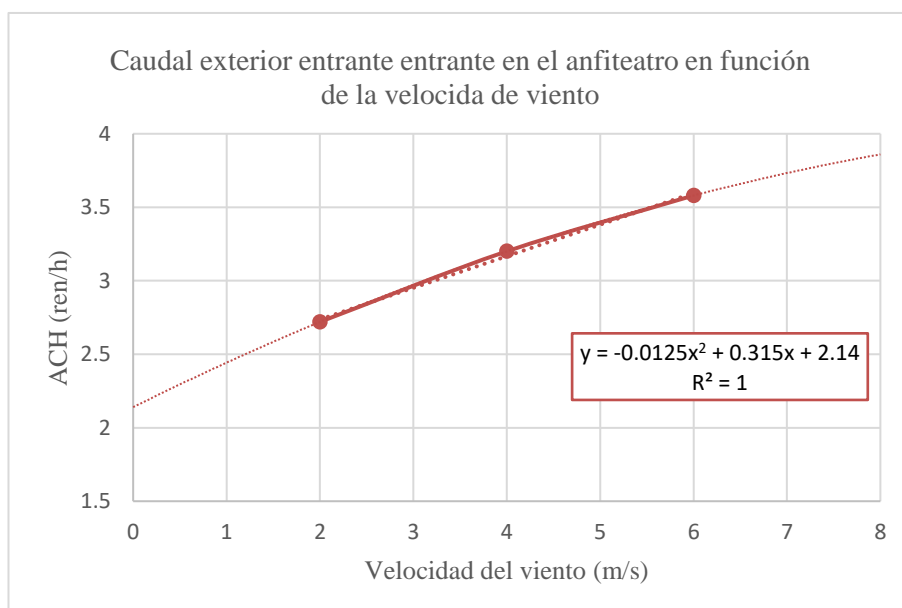


Figura 3-15. Caudal exterior entrante estimado en función de la velocidad del viento.

Como se puede observar en la imagen (Figura 3-15), el valor del coeficiente de determinación representado por



el símbolo  $R^2$  es igual a la unidad cuando la línea de regresión se define mediante una ecuación polinómica de segundo orden, por lo que el tipo de línea de tendencia escogido es el idóneo para los puntos considerados.

El caudal estimado debe expresarse en función de unidades del *SI*, en concordancia con las unidades del resto de caudales calculados. Se define como renovación el volumen de aire igual al volumen de acondicionamiento. Por tanto, el caudal exterior obtenido por la ecuación debe de multiplicarse por el volumen del anfiteatro, estimado en  $930 \text{ m}^3$ , y aplicar el factor de conversión para modificar las unidades de tiempo.



# 4. CONFORT TÉRMICO EN EXTERIORES

---

El confort ambiental en exteriores, denominado comúnmente por sus siglas en inglés OTC (Outdoor Thermal Comfort) supone mayor complejidad de determinación que en interiores debido a la rápida variación de las condiciones del clima[18]. En la bibliografía consultada, existen dos indicadores principales: *COMFA model o Carga térmica (Q)* y *Physiological Equivalent Temperature (PET)*. El segundo es el que se utilizará siguiendo la tendencia de trabajos similares en los últimos años y el mayor grado de información sobre el grado de desviación frente al óptimo de confort en el modelo empleado.

## 4.1. Tipos de indicadores

Existen multitud de índices empleados para medir el confort ambiental. Entre otros, destacan el voto medio previsto, la carga térmica, índice de estrés térmico y la temperatura equivalente fisiológica.

### 4.1.1. Voto Medio Previsto y Porcentaje de Personas Insatisfechas

El voto medio previsto (VMP) fue uno de los primeros indicadores que se definieron para medir el confort térmico. Refleja el resultado medio de los votos emitidos por un grupo de personas en una escala térmica de 7 niveles, oscilando entre los valores -3 y 3[55].

A raíz de este indicador surgió el porcentaje de personas insatisfechas (PPD). Estima cuantitativamente el porcentaje de personas insatisfechas a partir del VMP[55].

En su origen, únicamente se definían para espacios interiores, aunque posteriormente fueron adaptados para espacios exteriores [18].

### 4.1.2. Carga Térmica

Se define a la carga térmica (Q) como el calor por extraer o suministrar según proceda del cuerpo del ocupante para que esté en confort térmico[18]. La obtención de este valor se realiza al aplicar el balance energético sobre el ser humano mediante el método COMFA, nombre que también suele adoptar este índice. El balance energético suele considerar la tasa metabólica del cuerpo debido a la actividad, la transpiración por sudoración, el convectivo con el aire que le rodea y el intercambio radiante con el entorno[56].

### 4.1.3. Índice de Estrés Térmico y ratio de sudoración

El Índice de Estrés Térmico (IES, más conocido como ITS a partir de sus siglas en inglés) representa el cociente entre el sudor segregado por una persona para mantener el equilibrio térmico y la eficiencia de refrigeración del cuerpo [18].

Un índice equivalente es el Sweating Rate (SR), el cual evalúa la cantidad de sudor en unidades de  $g/h$  que debe segregarse una persona para mantener el equilibrio térmico. El concepto de ambos términos es idéntico, pero el SR se expresa en unidades más prácticas. Este índice puede ser empleado para medir el tiempo en el que el ocupante podría permanecer en un lugar definido. Originalmente fue el índice de referencia empleado en la EXPO'92, estableciendo las zonas de paso entre pabellones con mayor valor de SR que las zonas de estancia, destinadas al descanso y contemplación de espectáculos cortos, entre otras actividades [37]. Dio lugar a un mapa en función de la actividad que sirvió para establecer los mecanismos de refrigeración requeridos según el objetivo de cada zona.

#### 4.1.4. Temperatura Fisiológica Equivalente

Temperatura del aire equivalente para la cual, en un entorno interior típico, el equilibrio térmico del cuerpo humano se mantiene con temperaturas centrales y de piel iguales a las condiciones evaluadas[56]. Al igual que el resto de los indicadores descritos, es más conocida por sus siglas en inglés, Physiological Equivalent Temperature, (PET).

Entre otras ventajas, este índice sirve tanto para evaluar el confort térmico en interiores como en exteriores debido a su definición[18]. En la actualidad, es el índice de confort más empleado en la bibliografía y el que, como se observa en las gráficas, el que más matiza en las condiciones de estudio sobre el grado de desviación con respecto al óptimo. Este grado de desviación será empleado posteriormente para medir el impacto de las medidas de ahorro energético en el confort térmico, aumentando el abanico de posibles modos de operación.

## 4.2. Valores de referencia

Se pueden diferenciar distintos grados de confort y la desviación con respecto al óptimo. La escala térmica suele comprender once niveles (Tabla 4-1), entre la sensación de frío y calor extremos. Sin embargo, no todos los indicadores de confort tienen tanta precisión al asociar su valor a un nivel de sensación térmica. Según el indicador considerado, se asocia un rango de valores a una de las sensaciones térmicas o una agrupación similar. Por ejemplo, no se suele diferenciar la variación entre la insatisfacción producida por unas condiciones muy calientes y las sofocantes. Este rango puede variar según la localización y el clima, como es el caso de Tel Aviv donde se asocian a un clima costero mediterráneo [57], con respecto a otros climas como el que caracteriza al centro-oeste de Europa.

Tabla 4-1. Escala térmica y rangos comprendidos por los índices considerados, rango para clima similar al centro-oeste de Europa. (Datos: Coccolo S. Outdoor human comfort and thermal stress: A comprehensive review on models and standards. Urban Climate, 2016).

ESCALA DE SENSACIONES TÉRMICAS			Carga térmica Q		ITS		PET	
			Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx
5	Sweltering (S)	Sofocante	150		800		41	
4	Very Hot (VH)	Muy caliente						
3	Hot (H)	Caliente	50	150	480	800	35	41
2	Warm (W)	Cálido					29	35
1	Slightly Warm (SW)	Ligeramente Cálido					23	29
0	<b>Comfortable (Cm)</b>	<b>Confortable</b>	<b>-50</b>	<b>50</b>	<b>-160</b>	<b>160</b>	<b>18</b>	<b>23</b>
-1	Slightly Cool (SC)	Ligeramente fresco	-150	-50		-160	13	18
-2	Cool (C)	Fresco					8	13
-3	Cold (Co)	Frío					4	8
-4	Very Cold (VC)	Mucho frío		-150		-160		4
-5	Extremely Cold (EC)	Extremadamente frío						4

## 4.3. Condiciones de simulación

El principal problema del confort, tanto en exteriores y como en interiores, es la subjetividad que aporta el individuo y sobre la que no se tiene control, como las expectativas y la vulnerabilidad. Ante la falta de herramientas para conocer y combatir las desviaciones que provoca la subjetividad de cada individuo sobre su percepción de confort, se han excluido del análisis. Los factores individuales restantes que sí se considerarán son el nivel de actividad y la vestimenta.

El nivel de actividad representa el calor generado por el metabolismo, dependiente del tipo de acción que se realice. Los valores están tabulados en función de la actividad. Siguiendo la norma ASHRAE-55[58], para el caso de una persona sentada y callada, actividad propia en un anfiteatro, el calor generado toma el valor de  $1 \text{ met} = 58 \text{ W/m}^2$ . Se comparará el efecto de esta variable en las condiciones de control simulando un nivel

de actividad igual a 1 *met* y 1.75 *met*.

En cuanto a la vestimenta, actúa como una capa aislante del cuerpo reduciendo el calor perdido por el cuerpo. El valor varía considerablemente en función del tipo de vestimenta y cómo se coloca sobre el cuerpo. La norma técnica ASHRAE-55 también recoge valores tabulados en función de la vestimenta (Tabla 4-2). El valor que se tomará será igual a 0.5 *clo* = 0.31  $m^2K/W$ , correspondiente a la vestimenta típica de verano en interiores.

Tabla 4-2. Tipo de vestimenta y resistencia térmica asociada. Extracto de la norma técnica ASHRAE-55.

Pantalones cortos y camiseta de manga corta	0.36 <i>clo</i>
Falda por la rodilla, medias, camiseta de manga corta y sandalias	0.54 <i>clo</i>
Pantalones, camiseta de manga corta y zapatos	0.57 <i>clo</i>
Típica vestimenta de verano en interiores	0.5 <i>clo</i>

La altura de la persona considerada es igual a 1.65 m, aproximadamente la media de altura española, y el peso igual a 73.13 *kg*.

Al haberse colocado la cubierta, la temperatura radiante de corta longitud de onda es nula, debido a que la cubierta bloquea el sol incidente en el espectador. La temperatura radiante de larga longitud de onda, en concordancia con las hipótesis tomadas con anterioridad, se calcula como la media ponderada entre la temperatura del aire acondicionada y la temperatura de la cubierta por el factor de forma de cada una de las superficies (Tabla 4-3). Asumimos que la temperatura de los cipreses coincide con la temperatura de las gradas, debido a la ínfima diferencia de temperaturas entre ambos elementos y el poco peso en la radiación.

Considerando por simplicidad al calcular el factor de forma al espectador como un elemento puntual, se concluye al analizar las dimensiones del anfiteatro que la superficie más influyente se corresponde con la cubierta (Figura 4-1). Adicionalmente, la temperatura que puede alcanzar la cubierta supera la del resto de superficies, engrosando el flujo radiante asociado a esta superficie. Consiguientemente, la influencia de la temperatura de la cubierta es superior al del resto de componentes por factores geométricos y térmicos.

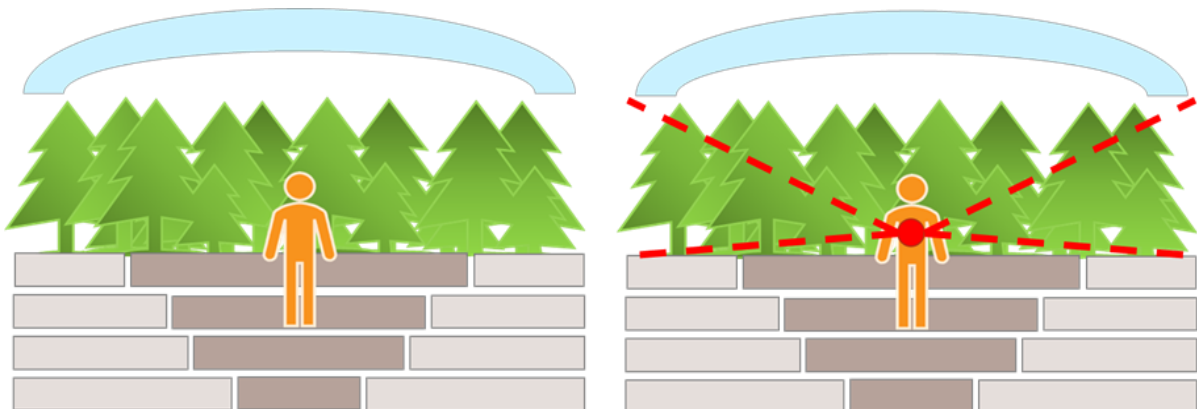


Figura 4-1. Esquema simplificado empleado para deducir la contribución de las principales superficies sobre el factor de forma

Se puede estimar a simple vista que el ángulo referido a los cipreses que rodean los laterales es aproximadamente igual a 60°. Las gradas podrían aproximarse a 100°, siendo los restantes 200° que conforman la circunferencia total los equiparables a la cubierta. El factor de forma bajo estas suposiciones es igual al cociente entre estos valores y los 360° que conforman el total. La influencia de la cubierta en el intercambio de larga longitud de onda es por tanto aproximadamente igual al 55.5%, las gradas del 27.7% y los cipreses del 16.6%.

Tabla 4–3. Factores de forma considerador por superficie predominante.

Superficie predominante	Ángulo aproximado	Factor de forma considerado
Cubierta	200°	55.5%
Gradas	100°	27.7%
Cipreses	60°	16.6%

#### 4.4. Confort térmico en el anfiteatro

Se han evaluado en función de la temperatura del aire de impulsión y la temperatura de la cubierta el valor de los indicadores PET, ITS y carga térmica. Se observa que la precisión en la sensación térmica del índice PET es superior al resto, por lo que se implementará estos valores con el objetivo de obtener más información en el modelo. Por lo tanto, se estudiará la capacidad de ahorro y el impacto de las medidas en el grado de confort térmico.

Tabla 4–4. Valores PET (°C) en el anfiteatro según la temperatura del aire del anfiteatro y de la cubierta textil para nivel de actividad 1 met.

		Temperatura aire (°C)														
		18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46
Temperatura cubierta (°C)	14	9	9	9	9	10.1	12.9	15.5	17.9	20.4	23.1	26.1	29.9	35.5	42.5	44.5
	16	9	9	9	9	10.9	13.6	16.1	18.6	21	23.7	26.7	30.6	36.4	43	45
	18	9	9	9	9	11.7	14.3	16.7	19.2	21.6	24.3	27.4	31.3	37.2	43.6	45.4
	20	9	9	9	9.5	12.4	15	17.4	19.8	22.2	24.9	28	32	38	44.1	45.9
	22	9	9	9	10.3	13.1	15.6	18	20.4	22.8	25.5	28.6	32.7	38.8	44.5	46.4
	24	9	9	9	11.1	13.8	16.3	18.7	21	23.4	26.1	29.3	33.4	39.5	45	46.8
	26	9	9	9	11.8	14.5	16.9	19.3	21.6	24.1	26.7	29.9	34	40.3	45.5	47.3
	28	9	9	9.7	12.6	15.1	17.5	19.8	22.2	24.7	27.4	30.5	34.7	41.1	45.9	47.7
	30	9	9	10.5	13.3	15.8	18.1	20.4	22.8	25.2	28	31.2	35.4	41.8	46.4	48.1
	32	9	9	11.3	13.9	16.4	18.7	21	23.3	25.8	28.6	31.8	36.1	42.6	46.8	48.5
	34	9	9.1	12.1	14.7	17	19.3	21.6	23.9	26.4	29.2	32.5	36.8	43.4	47.3	48.9
	36	9	10	12.8	15.3	17.7	19.9	22.2	24.5	27	29.7	33.1	37.5	44.1	47.7	49.3
	38	9	10.8	13.5	15.9	18.3	20.5	22.7	25	27.5	30.3	33.7	38.1	44.8	48.2	49.8
	40	9	11.5	14.1	16.6	18.8	21.1	23.3	25.6	28.1	30.9	34.3	38.8	46.9	48.6	50.2
	42	9	12.2	14.8	17.2	19.4	21.6	23.9	26.2	28.6	31.5	34.9	39.4	47.3	49	50.5
44	9	12.9	15.4	17.8	20	22.2	24.4	26.7	29.2	32	35.5	40	47.7	49.4	50.9	
46	9	13.6	16.1	18.4	20.6	22.7	25	27.3	29.8	32.6	36.1	40.7	48.2	49.8	51.3	

Tabla 4-5. Valores PET (°C) en el anfiteatro según la temperatura del aire del anfiteatro y de la cubierta textil para nivel de actividad 1.75 met.

		Temperatura aire (°C)														
		18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46
Temperatura cubierta (°C)	14	11.4	14.1	16.6	18.9	21.2	23.4	25.8	28.3	31.1	34.3	38.4	44.2	49.1	50.7	52.3
	16	12.1	14.8	17.2	19.5	21.7	24	26.3	28.8	31.6	34.9	39.1	44.9	49.5	51.1	52.6
	18	12.8	15.4	17.8	20.1	22.3	24.5	26.9	29.4	32.2	35.5	39.7	45.6	49.9	51.5	53
	20	13.5	16	18.4	20.6	22.9	25.1	27.4	29.9	32.7	36.1	40.3	46.2	50.3	51.9	53.4
	22	14.2	16.7	19	21.2	23.4	25.7	28	30.5	33.3	36.6	40.9	46.9	50.7	52.2	53.7
	24	14.9	17.3	19.5	21.7	23.9	26.2	28.5	31	33.8	37.2	41.5	47.5	51	52.6	54
	26	15.5	17.9	20.1	22.3	24.5	26.7	29	31.6	34.4	37.8	42.1	48.2	51.4	52.9	54
	28	16.2	18.4	20.7	22.8	25	27.2	29.6	32.1	35	38.4	42.7	48.8	51.8	53.3	54.1
	30	16.8	19.1	21.2	23.4	25.5	27.7	30.1	32.6	35.5	38.9	43.3	50.6	52.2	53.6	54.7
	32	17.4	19.6	21.8	23.9	26	28.3	30.6	33.1	36	39.5	43.9	51	52.5	54	55.4
	34	18	20.2	22.3	24.5	26.5	28.8	31.1	33.7	36.6	40.1	44.5	51.4	52.9	54	56.1
	36	18.6	20.7	22.9	25	27.1	29.3	31.6	34.2	37.1	40.6	45.1	51.8	53.3	54	56.8
	38	19.1	21.3	23.4	25.5	27.6	29.8	32.1	34.7	37.6	41.1	45.7	52.1	53.6	54.7	57.5
	40	19.7	21.8	23.9	26	28.1	30.3	32.7	35.2	38.1	41.7	46.2	52.5	53.9	55.3	58.2
	42	20.2	22.3	24.4	26.5	28.6	30.8	33.2	35.7	38.7	42.2	46.8	52.9	54	56	58.9
	44	20.8	22.9	24.9	27	29.1	31.3	33.6	36.2	39.2	42.8	47.4	53.2	54	56.7	59.5
46	21.4	23.4	25.4	27.5	29.6	31.8	34.1	36.7	39.7	43.3	47.9	53.6	54.5	57.4	60.2	





# 5. RESULTADOS

## 5.1. Validación del modelo

Se ha verificado el buen comportamiento del modelo ante diferentes casuísticas de funcionamiento y excitaciones climáticas (Tabla 5-1). Las gráficas y comentarios de cada uno de los ensayos se han expuesto en el Anexo I.

Tabla 5-1. Resumen de pruebas realizadas al modelo

Núm.	Denominación	Descripción
(1)	Oscilación libre.	Se apagan todos los equipos de ventilación y bombeo, incluyendo los sistemas de riego. La evolución de los parámetros de los elementos se corresponde únicamente con el efecto de las excitaciones climáticas
(2)	Oscilación libre sin radiación solar.	Al apartado anterior se añade la exclusión del efecto del sol, anulando la irradiancia tanto directa como difusa incidente.
(3)	Oscilación libre sin radiación solar ni viento.	Se anula el efecto del viento, además de las consideraciones del apartado anterior.
(4)	Temperaturas del archivo climático constantes e iguales a 20 °C sin ningún equipo encendido.	La temperatura del aire exterior y de cielo se igualan a 20°C en todos los intervalos considerados mientras que ningún equipo está encendido.
(5)	UTA en funcionamiento sin radiación solar.	La UTA es el único equipo en funcionamiento. Se elimina el efecto de la radiación solar.
(6)	Cancelación de todas excitaciones salvo la diferencia de temperaturas entre el agua, aire y cielo.	Se apagan todos los equipos y se cancelan todas las excitaciones climáticas. En el caso de la radiación solar, se anula la irradiancia solar directa y difusa. La humedad relativa del aire se supone igual al 100% imposibilitando la evaporación del agua del estanque.
(7)	Invariabilidad de la temperatura del aire sin humedad relativa e irradiancia variable	Temperatura del aire impuesta a 20°C y anulación de la humedad relativa.
(8)	Invariabilidad de la temperatura del aire sin humedad relativa e irradiancia constante.	Ídem anterior, pero se supone constante la irradiancia solar. Se modifica el valor de la constante.
(9)	Invariabilidad de la temperatura del aire, irradiancia constante y aire saturado	Temperatura del aire igual a 20°C y constante, al igual que la irradiación solar. Se satura el aire imponiendo la humedad relativa igual al 100%.

## 5.2. Comparación de los modelos de radiación

Se comprueba al comparar ambos modelos (Figura 5-1 Y 5-2) que el comportamiento es similar, en concordancia con la evolución de la irradiación global. No obstante, difieren considerablemente en los máximos al medio día, confirmando que el modelo simplificado es claramente conservador con respecto al detallado. Conforme mayor es la irradiación, mayor es esta desviación.

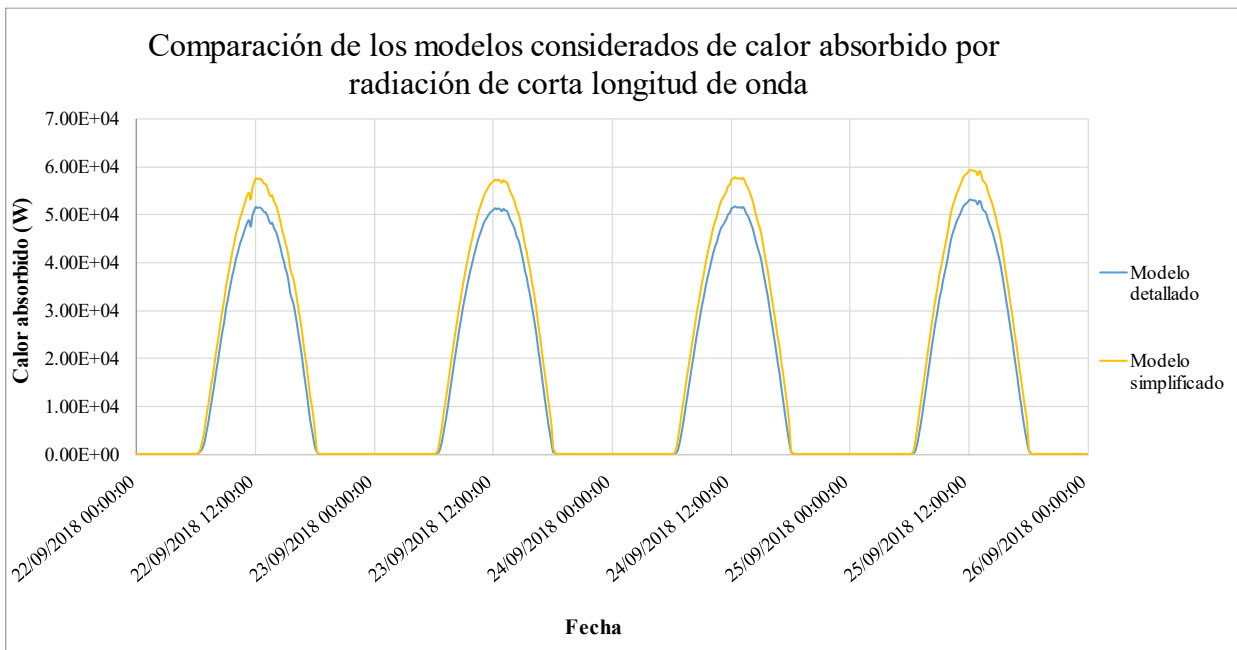


Figura 5-1. Comparación de los modelos considerados de calor absorbido por radiación de corta longitud de onda. Semana de diseño, cielo despejado.

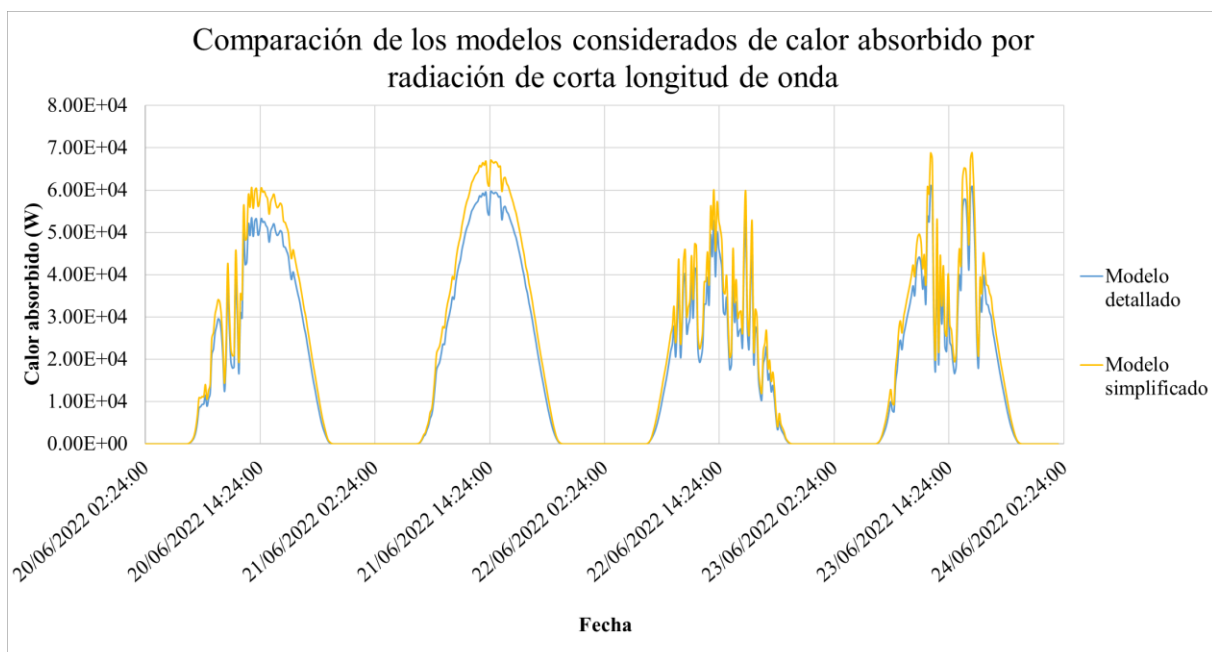


Figura 5-2. Comparación de los modelos considerados de calor absorbido por radiación de corta longitud de onda. Del 20 al 24 de junio de 2022, intervalos nubosos.

### 5.3. Semana de diseño

Una vez comprobado el buen funcionamiento del modelo, se han introducido las variables climáticas correspondientes a la semana de diseño de las técnicas bioclimáticas, desde el 22 al 29 de septiembre de 2018. Los resultados de esta simulación servirán para establecer las reglas de control en función del nivel de actividad y el confort térmico esperado.

#### 5.3.1. Nivel de actividad bajo

Considerando como nivel de actividad bajo el equivalente a una persona sentada en reposo (Tabla 4-4), se han establecido como temperaturas de consigna las mostradas en la Tabla 5-2.

Tabla 5-2. Temperaturas de consigna nivel de actividad bajo.

<b>Temperatura de consigna de la batería 1:</b>	
100%	34 °C
70%	32 °C
40%	30 °C
20%	28 °C
<b>Temperatura de consigna del riego de la cubierta:</b>	
	40 °C

En los cuatro escenarios considerados, los resultados de los parámetros de operación se corresponden con los mostrados en la Tabla 5-3.

Tabla 5-3. Valores de los indicadores clave para nivel de actividad bajo.

<b>ESCENARIO 1</b>				
Consumo de la Bdc (kWh)	Horas de func. de la Bdc (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
0	0	297.37	54.67	0
<b>ESCENARIO 2</b>				
Consumo de la Bdc (kWh)	Horas de func. de la Bdc (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
0	0	40.91	16	0
<b>ESCENARIO 3</b>				
Consumo de la Bdc (kWh)	Horas de func. de la Bdc (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
0	0	105.86	32	0
<b>ESCENARIO 4</b>				
Consumo de la Bdc (kWh)	Horas de func. de la Bdc (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
0	0	496.79	94.17	0

En la semana de diseño con este nivel de actividad no se requiere ni el uso de la bomba de calor ni del sistema de riego de la cubierta. Se observa que el escenario 2 de uso del estanque es el que menos agua consume, como cabría esperar, ya que es el modo de operación que menos horas de funcionamiento requiere de los considerados.

En cada uno de los escenarios se ha calculado el porcentaje de horas en un nivel concreto de sensación térmica (Tabla 5-4). Asimismo, asimilando cada nivel térmico al número de la escala térmica que le corresponde, se ha evaluado el valor ponderado del confort térmico considerando toda la escala térmica y únicamente los niveles de sensación cálida.

Tabla 5-4. Distribución del confort térmico para nivel de actividad bajo.

CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 1							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	0.00	2.50	19.17	46.25	23.75	8.33	0.242	-0.163
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 2							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	0.00	0.42	12.50	65.42	21.67	0.00	0.133	-0.083
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 3							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	0.00	0.42	15.21	61.46	22.92	0.00	0.160	-0.069
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 4							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	0.00	0.83	17.50	56.67	17.92	7.08	0.192	-0.129

En cuanto al confort térmico, el mejor índice global se corresponde con el escenario 1, pero por la compensación de las horas de sensación térmica fría. Considerando únicamente la calificación en el rango de calor se observa que el mejor escenario es el segundo, donde el porcentaje de horas en el rango de confort es superior. Adicionalmente, en esta casuística el porcentaje de horas cálidas y ligeramente cálidas es el más bajo.

### 5.3.2. Nivel de actividad alto

Considerando como nivel de actividad alto el equivalente a 1.75 *met* (Tabla 4-5), se han establecido como temperaturas de consigna las mostradas en la Tabla 5-5.

Tabla 5-5. Temperaturas de consigna nivel de actividad bajo.

Temperatura de consigna de la batería 1:	
100%	25 °C
70%	24 °C
40%	23 °C
20%	22 °C
Temperatura de consigna del riego de la cubierta:	
	24 °C

En los cuatro escenarios considerados, el valor de los indicadores de operación se muestra en la Tabla 5-6. Con estos niveles de actividad, sí se requiere el uso del sistema de atemperación de la cubierta debido a que los requisitos de confort son más restrictivos. El número de horas de funcionamiento es bastante similar en todas las casuísticas, como cabría esperar ya que se conecta al resto del sistema a través únicamente del depósito de la bomba de calor.

Tabla 5–6. Valores de los indicadores clave para nivel de actividad bajo.

ESCENARIO 1				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
91.14	28.30	579.44	80.00	71.00
ESCENARIO 2				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
208.08	39.00	44.75	16.00	72.67
ESCENARIO 3				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
170.00	36.70	118.54	32.00	73.33
ESCENARIO 4				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
153.09	32.00	596.05	94.17	72.00

En esta ocasión, el consumo de la bomba de calor es menor en el primer escenario, seguido del cuarto y el tercero. Sin embargo, el máximo consumo de agua se da en el último escenario, cuando el sistema de disipación evaporativa se emplea durante la noche. Al igual que en el caso anterior, el consumo de agua es menor en el segundo escenario y el máximo consumo de la bomba de calor.

Al igual que en el apartado anterior, se ha calculado el porcentaje de horas en un nivel concreto de sensación térmica en cada uno de los escenarios (Tabla 5-7).

Tabla 5–7. Distribución del confort térmico para nivel de actividad alto.

CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 1							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	1.67	9.17	55.00	34.17	0.00	0.00	0.783	0.783
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 2							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	1.67	22.92	60.83	14.58	0.00	0.00	1.117	1.117
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 3							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.0	1.67	19.38	64.58	14.38	0.00	0.00	1.083	1.083
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 4							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	1.67	20.00	52.08	26.25	0.00	0.00	0.971	0.971

En esta simulación no se obtienen horas de funcionamiento con sensación térmica en la zona de frío, a diferencia de los resultados obtenidos en el nivel de actividad bajo. El mayor porcentaje de horas de funcionamiento en el rango de confort se asocia al primer escenario, seguido del último. Consecuentemente, el porcentaje de horas cálidas y ligeramente cálidas es menor en el primer escenario. El segundo escenario es el que presenta más horas en la región cálida sin diferenciarse considerablemente del tercero en cuanto a las horas en el rango de confort.

### 5.3.3. Nivel de actividad alto y ahorro energético

En comparación con el apartado anterior, se han modificado los valores de consigna (Tabla 5-8), con el objetivo de reducir el consumo de los equipos y comparar el impacto en el confort térmico.

Tabla 5-8. Temperaturas de consigna nivel de actividad bajo.

Temperatura de consigna de la batería 1:	
100%	28 °C
70%	26 °C
40%	24 °C
20%	22 °C
Temperatura de consigna del riego de la cubierta:	
	28 °C

Tabla 5-9. Valores de los indicadores clave para nivel de actividad bajo.

ESCENARIO 1				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
37.90	10.70	541.79	80.00	47.00
ESCENARIO 2				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
118.23	22.30	44.15	16.00	48.67
ESCENARIO 3				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
90.45	19.00	116.99	32.00	48.00
ESCENARIO 4				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
79.98	15.70	573.72	94.17	48.00

La tendencia de los indicadores es similar a la de la casuística anterior, donde se ha mantenido constante el nivel de actividad. Sin embargo, se han reducido considerablemente los consumos de agua y energía al haber aumentado las temperaturas de consigna ligeramente. El escenario con menor consumo de agua es el segundo, aunque sigue siendo el que más energía consume.

Con respecto al confort térmico, las condiciones han empeorado en comparación con el apartado anterior como se esperaba. El mayor porcentaje de horas se ha desplazado al rango ligeramente cálido, seguido del cálido en la mayoría de los casos. Las condiciones de confort más favorables se presentan en el primer escenario.

Tabla 5–10. Distribución del confort térmico para nivel de actividad alto y ahorro energético.

CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 1							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	1.67	17.08	59.58	21.67	0.00	0.00	0.988	0.988
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 2							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	1.67	42.71	47.71	7.92	0.00	0.00	1.381	1.381
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 3							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	1.67	33.96	57.29	7.08	0.00	0.00	1.302	1.302
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 4							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	1.67	33.33	45.00	20.00	0.00	0.00	1.167	1.167

### 5.3.4. Comparación de las medidas de ahorro

A igualdad de nivel de actividad, al aumentar las temperaturas de consigna de los caudales de ventilación superiores y el riego de la cubierta se reduce el consumo tanto de la bomba de calor como del agua perdida en el estanque de disipación y el riego de la cubierta.

Estas medidas, al observar el impacto en la distribución del confort en el primer escenario, han aumentado principalmente el número de horas donde la sensación térmica es cálida, las cuales se han duplicado. El número de horas ligeramente cálidas también han aumentado en el mismo valor hasta aproximadamente el 60% del total. Este aumento, consecuentemente, ha disminuido el número de horas en el rango confortable (Figura 5-3).

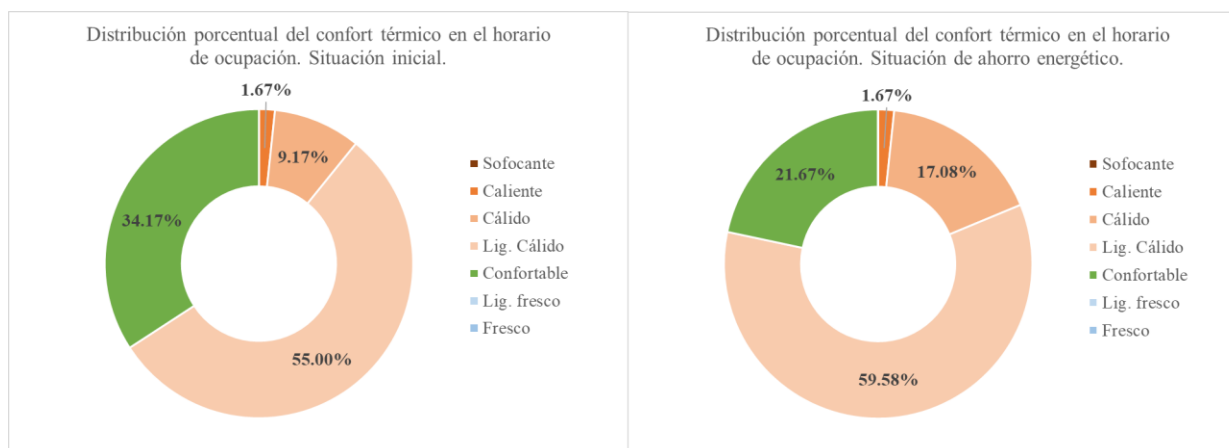


Figura 5-3. Comparación de la distribución porcentual del confort térmico en el horario de funcionamiento ante el aumento de la temperatura de consigna.

En el primer escenario, se produce una reducción muy significativa en el consumo de la bomba de calor, aproximadamente igual al 58% de reducción en la semana de diseño (Figura 5-4). Esta reducción ha sido motivada, principalmente, por el decremento en el número de horas de funcionamiento en un 62% con respecto al caso inicial (Figura 5-5).

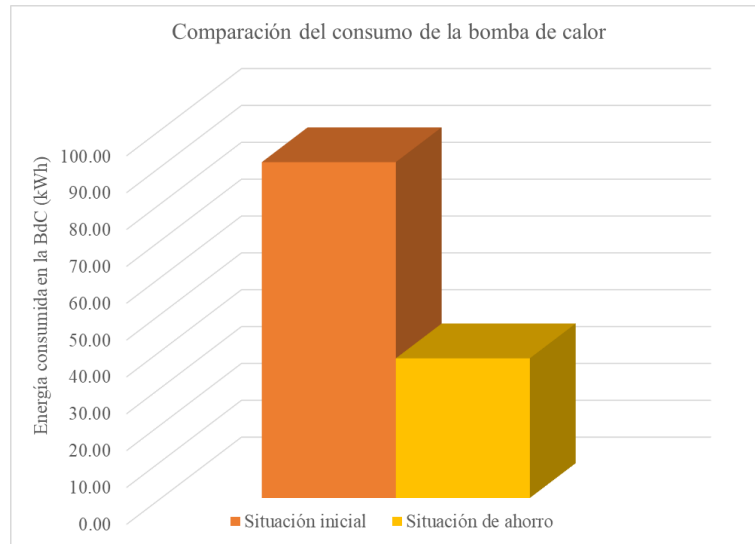


Figura 5-4. Comparación del consumo de la bomba de calor tras el aumento de la temperatura de consigna.

El volumen de agua perdida por su evaporación en el sistema del estanque, sin embargo, no ha sido tan significativo, paliado por el efecto de la bomba de calor. En cuanto al riego, haber aumentado en 4°C la consigna ha supuesto la reducción en un 34% del número de horas de funcionamiento del sistema (Figura 5-5).

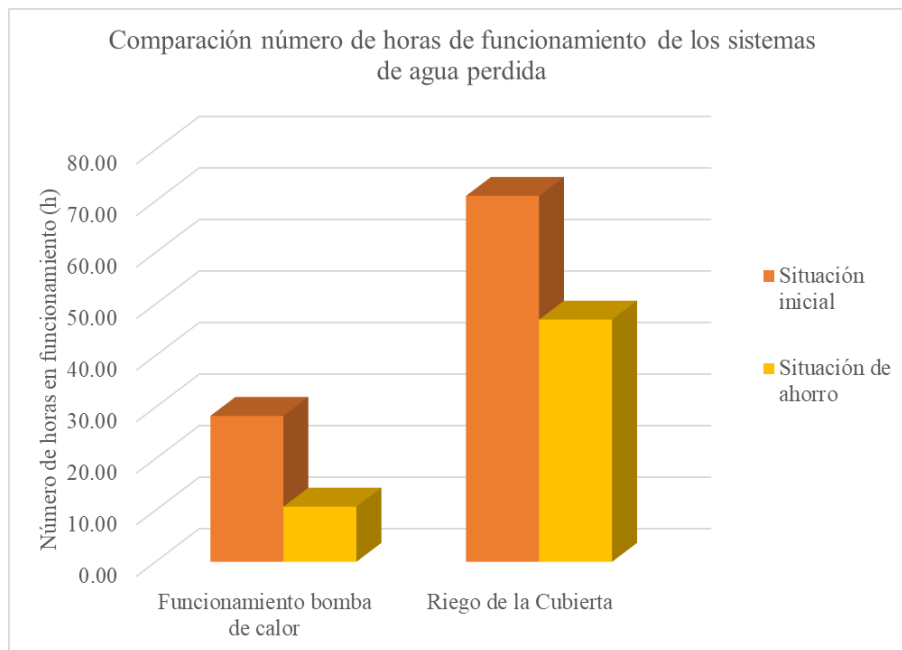


Figura 5-5. Comparación del número de horas de funcionamiento de los sistemas de agua perdida ante el aumento de la temperatura de consigna.



## 5.4. Verano de 2022

Conocidas las temperaturas de consigna para cada uno de los niveles, se ha simulado el periodo estival de 2022 para comprobar cuáles hubiesen sido los valores de los indicadores más importantes de la instalación. El periodo considerado parte del 20 de junio al 11 de agosto de 2022, un total de 53 días completos.

Las condiciones climáticas del verano 2022 son más severas que las de la semana de diseño, superando la temperatura del aire incluso los 40°C en varios intervalos de simulación. Esta variación debe ser considerada al comparar los resultados de ambos periodos.

### 5.4.1. Nivel de actividad bajo

Implementando la consigna para el nivel de actividad bajo (Tabla 5-2), los indicadores obtenidos para los 53 días simulados se recogen en la tabla 5-11.

La tendencia de los indicadores es idéntica a la seguida en la semana tipo. El menor consumo de agua se observa en el escenario 2, así como el mayor consumo de la bomba de calor. En contraposición, el primer escenario es el que menos energía consume en la bomba de calor y más agua consume en el estanque de disipación.

Tabla 5–11. Valores de los indicadores clave durante el verano 2022 para nivel de actividad bajo.

ESCENARIO 1				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
137.96	25.17	20160.14	442.33	20.83
ESCENARIO 2				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
641.33	73.33	1942.71	106.00	22.67
ESCENARIO 3				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
501.28	57.00	5086.14	212.00	22.50
ESCENARIO 4				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
551.02	61.83	18005.34	489.33	23.00

Al igual que en el apartado anterior se ha calculado el porcentaje de horas en un nivel concreto de sensación térmica en cada uno de los escenarios (Tabla 5-12). En cuanto al confort, el mejor escenario es el primero, el que, además, consume menos energía en la bomba de calor y agua de riego de la cubierta. El resto de las situaciones son muy similares y no afectan considerablemente a la distribución.

Tabla 5–12. Distribución del confort térmico durante el verano 2022 para nivel de actividad bajo.

CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 1							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.00	0.26	3.53	25.42	41.31	24.10	7.31	0.332	-0.055
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 2							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.06	1.73	7.50	29.01	36.89	19.84	6.89	0.495	0.158
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 3							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.03	0.93	6.67	28.49	37.85	20.99	6.96	0.447	0.098
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 4							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.03	0.93	7.40	27.56	37.28	21.51	7.21	0.453	0.094

#### 5.4.2. Nivel de actividad alto

Implementando la consigna para el nivel de actividad alto (Tabla 5-5), se observa que la tendencia coincide con los resultados de los indicadores (Tabla 5-13) y de la distribución del confort térmico (Tabla 5-14) de la semana de diseño (Tablas 5-6 y 5-7).

Tabla 5–13. Valores de los indicadores clave durante el verano 2022 para nivel de actividad alto.

ESCENARIO 1				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
1397.58	328.83	29649.23	526.33	483.50
ESCENARIO 2				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
3000.53	377.00	2043.81	106.00	484.00
ESCENARIO 3				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
2470.45	391.17	5438.25	212.00	482.50
ESCENARIO 4				
Consumo de la BdC (kWh)	Horas de func. de la BdC (h)	Agua evaporada en boquillas (m <sup>3</sup> )	Horas de func. Boquillas (h)	Horas de riego de la cubierta (h)
2308.12	407.67	19540.65	489.33	482.00

Tabla 5–14. Distribución del confort térmico durante el verano 2022 para nivel de actividad alto.

CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 1							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.26	0.35	16.63	59.94	23.01	1.73	0.00	0.953	0.936
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 2							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.26	0.87	24.23	56.92	18.53	1.12	0.00	1.090	1.079
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 3							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.26	0.67	21.76	60.19	18.01	1.03	0.00	1.068	1.057
CONFORT TÉRMICO ESCENARIO 4							NOTA PONDERADA	
Sofocante %	Caliente %	Cálido %	Lig. Cálido %	Confortable %	Lig. fresco %	Fresco %	Calor	Total
0.26	0.80	22.88	59.94	17.05	0.99	0.00	1.091	1.081



## 6. CONCLUSIONES

---

A partir del modelo desarrollado, se comprueba que las técnicas bioclimáticas implementadas en el anfiteatro del proyecto Cartuja Qanat son capaces de alcanzar condiciones de confort térmico incluso durante el periodo estival. Cabe destacar que, aunque las condiciones climáticas del verano simulado son más adversas que las condiciones de diseño por la evolución de la temperatura y las olas de calor, el dimensionamiento de las técnicas bioclimáticas ha sido suficiente como para superar este incremento.

Para el nivel de actividad propio del anfiteatro, el consumo de la bomba de calor auxiliar es nulo durante la semana de diseño. En la simulación estival sí se enciende este equipo, pero se debe tener en cuenta que gran parte de esta carga será combatida por los Qanats, aunque el porcentaje no se ha estimado debido a la complejidad del modelo consiguiente. Luego se confirma que el uso de la bomba de calor únicamente se requiere en condiciones climatológicas significativamente adversas y uso intensivo de las instalaciones.

En cuanto a la respuesta del sistema de evaporación disipativa a los cuatro modos de operación planteados, se pueden deducir las siguientes conclusiones:

- Encender el sistema de disipación por riego en el estanque al encender la UTA es el modo de operación que menos potencia de la bomba de calor requiere, ya que combate mayoritariamente la carga de este modo. En contraposición, el consumo de agua es de los más altos en este escenario.
- El volumen de agua consumida en el disipador evaporativo es mayor si se enciende durante la noche, seguido por el primer escenario de funcionamiento.
- La disminución del consumo energético de la bomba de calor al encender el sistema de evaporación durante la noche no compensa el caudal de agua evaporada en las boquillas.
- El menor consumo de agua se asocia a la activación del sistema dos horas antes del uso del anfiteatro, aunque supone un aumento de la energía requerida en la bomba de calor para reducir la temperatura de impulsión.
- Al activar el sistema de evaporación con una antelación de cuatro horas, el caudal de agua consumida suele duplicarse o superar este valor. Sin embargo, el ahorro en el consumo de la bomba de calor no es tan significativo, siendo el segundo modo que más consume.

Considerando este comportamiento y el efecto reductor en el consumo de los *qanats*, se aconseja encender el estanque disipativo con una antelación de dos horas. Esta sugerencia prioriza la disminución del consumo de recursos energéticos con respecto al confort térmico, el cual se ha comprobado que puede verse ligeramente alterado.

Si se desea aumentar el grado de confort térmico, se sugiere emplear el primer modo de funcionamiento, el cual activa las boquillas del estanque al encender la UTA. La variación del grado de confort no es muy significativa, ya que mediante las temperaturas de consigna se ha garantizado que la mayoría de las horas de funcionamiento estén comprendidas entre la sensación confortable y ligeramente cálida. Además, se ha evitado que el confort térmico supere el nivel de sensación térmica cálida.

Otra técnica de ahorro que puede implementarse es el aumento de las temperaturas de consigna. Se ha observado que el impacto depende del modo de operación del estanque. En función de si el consumo del escenario considerado es mayoritario con respecto al volumen de agua o de energía, el porcentaje de ahorro será superior en dicho recurso.

El porcentaje de ahorro al aumentar a penas dos grados la temperatura de la consigna ha alcanzado hasta el 58% de reducción en el consumo de la bomba de calor en la semana de diseño. El impacto en el grado de confort percibido por los ocupantes, sin embargo, a penas se ha visto modificado. El porcentaje de horas en confort térmico ha disminuido, pero no ha aumentado el número de horas sofocantes y cálidas, las cuales imposibilitarían la permanencia prolongada del espectador en el recinto.

Esta variación es prácticamente imperceptible para el espectador, por lo que resultaría de interés contemplar la variabilidad de las consignas en función del uso del anfiteatro. Además del nivel de actividad que ha sido cuantificado, uno de los factores más importantes al considerar el aumento de la consigna son las expectativas del usuario y el tiempo de estancia esperado. Si el anfiteatro se emplease como refugio climático en una ola de calor, diferiría considerablemente el margen de maniobra con respecto al desarrollo de una actuación de corta duración.

# REFERENCIAS

- [1] IPCC, «Summary for Policymakers. In: Climate Change 2021: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change», 2021. doi: 10.1017/9781009157896.001.
- [2] C. Koppe, S. Kovats, G. Jendritzky, y B. Menne, *Heat-waves: risks and responses*. Copenhagen: World Health Organization. Regional Office for Europe, 2004. [En línea]. Available: <https://apps.who.int/iris/handle/10665/107552>
- [3] B. Bednar-Friedl *et al.*, «Europe. In: Climate Change 2022: Impacts, Adaptation, and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change», 2022. Accedido: ago. 25, 2022. [En línea]. Available: [https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg2/downloads/report/IPCC\\_AR6\\_WGII\\_FullReport.pdf](https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg2/downloads/report/IPCC_AR6_WGII_FullReport.pdf)
- [4] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, «Plan Nacional de Adaptación al Cambio Climático», Madrid, 2020. Accedido: ago. 25, 2022. [En línea]. Available: [https://www.miteco.gob.es/es/cambio-climatico/temas/impactos-vulnerabilidad-y-adaptacion/pnacc-2021-2030\\_tcm30-512163.pdf](https://www.miteco.gob.es/es/cambio-climatico/temas/impactos-vulnerabilidad-y-adaptacion/pnacc-2021-2030_tcm30-512163.pdf)
- [5] U. von der Leyen, «Building the world we want to live in: A Union of vitality in a world of fragility», sep. 2020. Accedido: ago. 24, 2022. [En línea]. Available: [https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/ov/SPEECH\\_20\\_1655](https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/ov/SPEECH_20_1655)
- [6] A. Tobías *et al.*, «Geographical Variations of the Minimum Mortality Temperature at a Global Scale», *Environmental Epidemiology*, vol. 5, n.º 5, p. E169, 2021, doi: 10.1097/EE9.000000000000169.
- [7] joeri Rogelj *et al.*, «Paris Agreement climate proposals need a boost to keep warming well below 2 °C», 2016, doi: 10.1038/nature18307.
- [8] E. L. F. Schipper *et al.*, «Climate Resilient Development Pathways. In: Climate Change 2022: Impacts, Adaptation, and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change », 2022. Accedido: ago. 25, 2022. [En línea]. Available: [https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg2/downloads/report/IPCC\\_AR6\\_WGII\\_FullReport.pdf](https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg2/downloads/report/IPCC_AR6_WGII_FullReport.pdf)
- [9] W. H. Organization, «Compendium of WHO and other UN guidance on health and environment», World Health Organization, Geneva, 2022. [En línea]. Available: <https://apps.who.int/iris/handle/10665/352844>
- [10] Agencia Estatal de Meteorología, «Olas de calor en España desde 1975», oct. 2021. Accedido: ago. 25, 2022. [En línea]. Available: [https://www.aemet.es/documentos/es/conocerlas/recursos\\_en\\_linea/publicaciones\\_y\\_estudios/estudios/Olas\\_calor/Olas\\_Calor\\_ActualizacionOctubre2021.pdf](https://www.aemet.es/documentos/es/conocerlas/recursos_en_linea/publicaciones_y_estudios/estudios/Olas_calor/Olas_Calor_ActualizacionOctubre2021.pdf)
- [11] Ministerio de Sanidad, «Plan Nacional de Actuaciones Preventivas de los Efectos del Exceso de Temperaturas sobre la Salud», abr. 2022. Accedido: ago. 25, 2022. [En línea]. Available: [https://www.sanidad.gob.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/planAltasTemp/2022/docs/Plan\\_Calor\\_2022.pdf](https://www.sanidad.gob.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/planAltasTemp/2022/docs/Plan_Calor_2022.pdf)
- [12] G. A. Meehl y C. Tebaldi, «More intense, more frequent, and longer lasting heat waves in the 21st century», *Science (1979)*, vol. 305, n.º 5686, pp. 994-997, 2004, doi: 10.1126/science.1098704.
- [13] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, «NP Balance climático julio», ago. 2022. Accedido: ago. 25, 2022. [En línea]. Available: [https://www.miteco.gob.es/es/prensa/220808np\\_balance\\_climatico\\_julio\\_tcm30-543826.pdf](https://www.miteco.gob.es/es/prensa/220808np_balance_climatico_julio_tcm30-543826.pdf)
- [14] W. H. Organization. R. O. for Europe, «Urban planning, design and management approaches to building resilience – an evidence review: first report on protecting environments and health by building

- urban resilience», World Health Organization. Regional Office for Europe, Copenhagen, 2022. [En línea]. Available: <https://apps.who.int/iris/handle/10665/355761>
- [15] M. L. Imhoff, P. Zhang, R. E. Wolfe, y L. Bounoua, «Remote sensing of the urban heat island effect across biomes in the continental USA», *Remote Sens Environ*, vol. 114, n.º 3, pp. 504-513, mar. 2010, doi: 10.1016/J.RSE.2009.10.008.
- [16] W. O. Library, K. W. Oleson, G. B. Bonan, J. Feddema, y T. Jackson, «An examination of urban heat island characteristics in a global climate model», *INTERNATIONAL JOURNAL OF CLIMATOLOGY Int. J. Climatol*, vol. 31, pp. 1848-1865, 2011, doi: 10.1002/joc.2201.
- [17] H. Taha, «Urban climates and heat islands: albedo, evapotranspiration, and anthropogenic heat», *Energy Build*, vol. 25, n.º 2, pp. 99-103, ene. 1997, doi: 10.1016/S0378-7788(96)00999-1.
- [18] S. Coccolo, J. Kämpf, J. L. Scartezzini, y D. Pearlmutter, «Outdoor human comfort and thermal stress: A comprehensive review on models and standards», *Urban Clim*, vol. 18, pp. 33-57, dic. 2016, doi: 10.1016/J.UCLIM.2016.08.004.
- [19] K. Huang, X. Li, X. Liu, y K. C. Seto, «Projecting global urban land expansion and heat island intensification through 2050», *Environmental Research Letters*, vol. 14, n.º 11, 2019, doi: 10.1088/1748-9326/ab4b71.
- [20] I. Chinchilla Moreno, *La ciudad de los cuidados: salud, economía y medioambiente*. 2020. Accedido: jul. 03, 2022. [En línea]. Available: [https://www.worldcat.org/title/ciudad-de-los-cuidados-salud-economia-y-medioambiente/oclc/1287825897?referer=di&ht=edition#.YsFb\\_I1Nu7o.mendeley](https://www.worldcat.org/title/ciudad-de-los-cuidados-salud-economia-y-medioambiente/oclc/1287825897?referer=di&ht=edition#.YsFb_I1Nu7o.mendeley)
- [21] C. di Napoli *et al.*, «Tracking the impacts of climate change on human health via indicators: lessons from the Lancet Countdown», *BMC Public Health*, vol. 22, n.º 1, 2022, doi: 10.1186/s12889-022-13055-6.
- [22] W. Leal Filho, M. Balasubramanian, W. Purcell, y S. Paz, «Handling the health impacts of extreme climate events», *Environ Sci Eur*, vol. 34, n.º 1, 2022, doi: 10.1186/s12302-022-00621-3.
- [23] A. Ortiz, «Urbanistas y ciudadanos, contra la reforma sin árboles de la Puerta del Sol», *elDiario.es*, jun. 18, 2022. [https://www.eldiario.es/madrid/urbanistas-ciudadanos-reforma-arboles-puerta-sol\\_1\\_9087804.html](https://www.eldiario.es/madrid/urbanistas-ciudadanos-reforma-arboles-puerta-sol_1_9087804.html) (accedido ago. 19, 2022).
- [24] *Antoni Gaudí*. El Cid Editor, 2005.
- [25] Arquitectura Sostenible, «Construcciones orgánicas pioneras: el parque Güell», feb. 21, 2022. <https://arquitectura-sostenible.es/construcciones-organicas-pioneras-parque-guell/> (accedido ago. 20, 2022).
- [26] A. Gaudí *et al.*, «ACE 37 ARQUITECTURA, CON 100 AÑOS DE ANTELACIÓN», jun. 2018, doi: 10.5821/ace.13.37.5348.
- [27] Ajuntament de Barcelona, «Red de refugios climáticos». <https://www.barcelona.cat/barcelona-pel-clima/es/barcelona-responde/acciones-concretas/red-de-refugios-climaticos> (accedido ago. 29, 2022).
- [28] V. Torres Benayas, «Qué es un refugio climático y dónde encontrarlos en España», *El País*, ago. 2022, Accedido: ago. 29, 2022. [En línea]. Available: <https://elpais.com/clima-y-medio-ambiente/2022-08-05/que-es-un-refugio-climatico-y-donde-encontrarlos-en-espana.html>
- [29] Ajuntament de Barcelona, «El Park Güell».
- [30] European Commission, «Commission Communication on the New European Bauhaus», Brussels, sep. 2021. Accedido: ago. 24, 2022. [En línea]. Available: [https://new-european-bauhaus.europa.eu/system/files/2021-09/COM%282021%29\\_573\\_EN\\_ACT.pdf](https://new-european-bauhaus.europa.eu/system/files/2021-09/COM%282021%29_573_EN_ACT.pdf)
- [31] Arquitectura Sostenible, «Nueva Bauhaus Europea y sostenibilidad: así será el nuevo Centro Común de Investigación de la Comisión Europea en Sevilla», abr. 28, 2022. <https://arquitectura-sostenible.es/nueva-bauhaus-europea-y-sostenibilidad-asi-sera-el-nuevo-centro-comun-de>



- investigacion-de-la-comision-europea-en-sevilla/ (accedido ago. 24, 2022).
- [32] European Commission, «Presentación de la futura sede del Centro Común de Investigación en Sevilla», abr. 07, 2022. Accedido: ago. 24, 2022. [En línea]. Available: <https://webcast.ec.europa.eu/presentacin-de-la-futura-sede-del-centro-comn-de-investigacin-en-sevilla-announcement-of-the-future-jrc-site-in-seville-or>
- [33] Endesa S.A., «Endesa diseña una Isla de la Cartuja 100% renovable en 2025», jul. 12, 2019. <https://www.endesa.com/es/prensa/sala-de-prensa/noticias/transicion-energetica/digitalizacion/endesa-disena-una-isla-de-la-cartuja-cien-por-cien-renovable-en-2025> (accedido ago. 20, 2022).
- [34] G. Köhne, «La primera directora de calor de Europa», *DW Español*, ago. 05, 2022. <https://p.dw.com/p/4FBPp> (accedido ago. 22, 2022).
- [35] A. Dewan, «These cities are better at enduring extreme heat. Here's what they're doing different», *CNN*, ago. 04, 2022. <https://edition.cnn.com/2022/08/04/world/cool-cities-heat-wave-climate-cmd-intl/index.html> (accedido ago. 22, 2022).
- [36] E. Myrivili, «A 3-part plan to take on extreme heat waves», jul. 2022. Accedido: ago. 18, 2022. [En línea]. Available: [https://www.ted.com/talks/eleni\\_myrivili\\_a\\_3\\_part\\_plan\\_to\\_take\\_on\\_extreme\\_heat\\_waves](https://www.ted.com/talks/eleni_myrivili_a_3_part_plan_to_take_on_extreme_heat_waves)
- [37] R. Velázquez, S. Álvarez, y J. Guerra, «Control Climático de los Espacios Abiertos en EXPO'92», *DYNA*, 67 (2), pp. 49-60, mar. 1992.
- [38] «Alcance proyecto Cartuja Qanat». <https://cartujaqanat.com/#alcance> (accedido jul. 02, 2022).
- [39] Naciones Unidas, «Objetivos y metas de desarrollo sostenible». <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/sustainable-development-goals/> (accedido jul. 14, 2022).
- [40] D. Castro Medina, M. del Carmen Guerrero Delgado, T. Rocío Palomo Amores, R. González Falcón, J. Sánchez Ramos, y S. Álvarez Domínguez, «Integration of an innovative dual day-night technique for air conditioning of public spaces», *CLIMA 2022 conference*, may 2022, doi: 10.34641/clima.2022.104.
- [41] S. Joshi, S. Saxena, T. Godbole, y Shreya, «Developing Smart Cities: An Integrated Framework», *Procedia Comput Sci*, vol. 93, pp. 902-909, ene. 2016, doi: 10.1016/J.PROCS.2016.07.258.
- [42] M. J. Moran y S. N. Howard, *Fundamentos de termodinámica técnica*, Segunda edición. Barcelona: Reverté, 2018.
- [43] R. López Rodríguez y F. Gálvez Martínez, *Física. Curso teórico práctico de fundamentos físicos de la ingeniería*. Madrid: TEBAR, 1998.
- [44] TROX España S.A, «Unidades de tratamiento de aire Serie TBS-EC». Zaragoza. Accedido: may 18, 2022. [En línea]. Available: [https://www.trox.es/downloads/b6d653d2ed703357/tbs-ec.pdf?type=product\\_info](https://www.trox.es/downloads/b6d653d2ed703357/tbs-ec.pdf?type=product_info)
- [45] Y. A. Çengel, *Heat and mass transfer: Fundamentals & applications*, Sixth edition. New York: McGraw-Hill Education, 2020.
- [46] M. J. Moran, *Introduction to thermal systems engineering: thermodynamics, fluid mechanics, and heat transfer*. New York: Wiley, 2003.
- [47] R. K. Shah, *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken (New Jersey): John Wiley & Sons, 2003.
- [48] R. Smith, *Chemical process: design and integration*, 2nd ed. Chichester: John Wiley, 2016.
- [49] Carlos Javier Esteban García, «Desarrollo de un procedimiento de evaluación y diseño de estanques en cubiertas. Aplicación a la refrigeración natural de edificios», Universidad de Sevilla, Sevilla, 1997.
- [50] D. Castro Medina, «Evaluación de técnicas bioclimáticas de acondicionamiento y gestión del control en el anfiteatro de la isla de la Cartuja (Sevilla)», 2020, Accedido: may 20, 2022. [En línea]. Available: <https://idus.us.es/handle/11441/108956#.Yod0bID4t8w.mendeley>

- [51] F. Laguna Peñuelas, «Determinación de cargas en climatización. Tomo I», Universidad Politécnica de Madrid (UPM), Madrid, 1973. Accedido: ago. 17, 2022. [En línea]. Available: <https://oa.upm.es/778/1/04197302.pdf>
- [52] B. E. Poling, *The Properties of gases and liquids*, 5th ed. New York [etc: McGraw-Hill, 2001.
- [53] Sistema de Información Agroclimática para el Regadío (SIAR), «Cálculo de ET0: Método de Penman-Monteith». Accedido: ago. 24, 2022. [En línea]. Available: [https://www.mapa.gob.es/es/desarrollo-rural/temas/gestion-sostenible-regadios/C%C3%A1lculo%20ET0dic12\\_tcm30-82979.pdf](https://www.mapa.gob.es/es/desarrollo-rural/temas/gestion-sostenible-regadios/C%C3%A1lculo%20ET0dic12_tcm30-82979.pdf)
- [54] Mc. Guerrero Delgado, J. Sánchez Ramos, S. Álvarez Domínguez, F. Toral Ulloa, y J. A. Tenorio Ríos, «Evaporative Mist Cooling as Heat Dissipation Technique: Experimental Assessment and Modelling», *Applied Sciences*, vol. 10, n.º 17, p. 6026, ago. 2020, doi: 10.3390/app10176026.
- [55] AENOR, «Ergonomía del ambiente térmico. Determinación e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local. UNE-EN ISO 7730:2005.», Madrid, oct. 2006.
- [56] P. Zbikowski Silveira, «Confort térmico en espacios abiertos modelado y leyes: Trabajo Fin de Máster», Sevilla, 2022.
- [57] P. Cohen, O. Potchter, y A. Matzarakis, «Human thermal perception of Coastal Mediterranean outdoor urban environments», *Applied Geography*, vol. 37, n.º 1, pp. 1-10, feb. 2013, doi: 10.1016/J.APGEOG.2012.11.001.
- [58] *ANSI/ASHRAE 55-1992: Thermal environmental conditions for human occupancy*. Atlanta, Georgia: ASHRAE, 1992.

# Anexo I. VALIDACIÓN DEL MODELO

## (1) Oscilación libre

En la hoja referida al anfiteatro se anulan todos los ventiladores, bombas y sistemas que componen el anfiteatro. Este modo de funcionamiento en el que todos los equipos bioclimáticos están apagados se corresponde con la oscilación libre del sistema. Se comprueba que la temperatura del anfiteatro coincide con la temperatura de salida de la UTA y batería 1, como cabría esperar al no actuar sobre la misma. Considerando la dependencia de la temperatura del anfiteatro con respecto a las temperaturas del aire exterior y de impulsión, no produce ninguna sorpresa que también esta temperatura sea idéntica a las otras dos.

Se comprueba que la temperatura de la cubierta es similar a la temperatura exterior, sobre todo en las horas centrales del día. Cuando el sol se pone, disminuye su temperatura con respecto a la del anfiteatro, notándose el efecto de la temperatura de cielo.

En cuanto el estanque, se observa cómo evoluciona con ondulaciones similares a la temperatura del estanque y de la temperatura de bulbo húmedo. La temperatura tiende a aumentar.

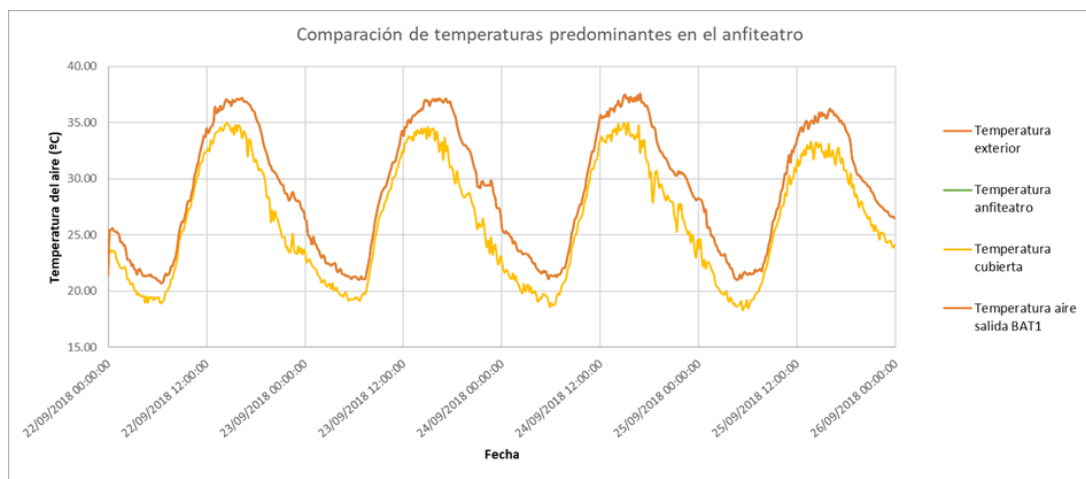


Figura I-1. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 1.

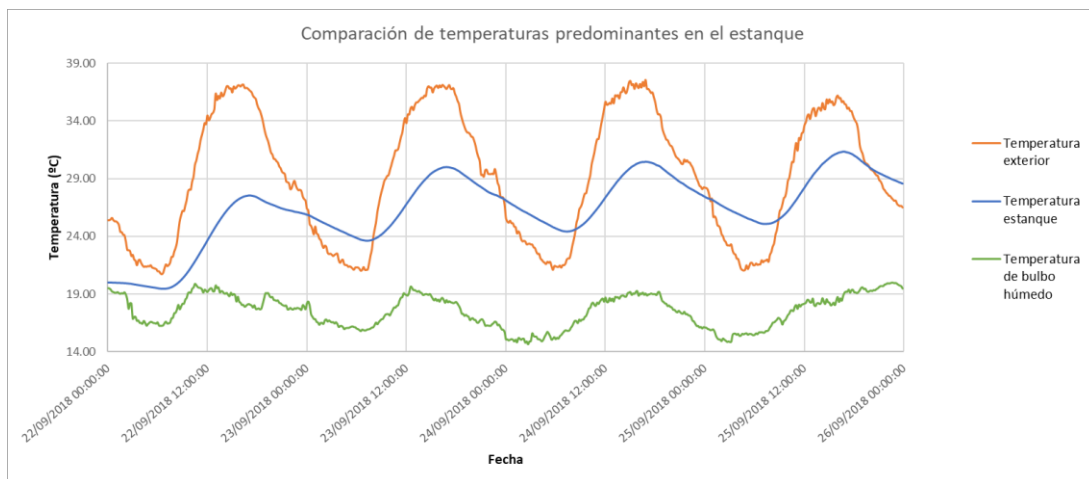


Figura I-2. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 1.

**(2) Oscilación libre sin sol (eliminar funcionamiento de las baterías, etc.)**

Comparando los resultados con respecto al caso anterior, se observa como la temperatura de la cubierta disminuye, tal y como se esperaba. La variación no es muy considerable debido a la baja emisividad de la cubierta, pero aún así, sigue siendo notable.

La evolución de la temperatura del agua del estanque sufre una gran disminución de la temperatura, asimilándose mucho más a la temperatura de bulbo húmedo. Se observa que la temperatura disminuye al haberse anulado el principal flujo de ganancias del agua.

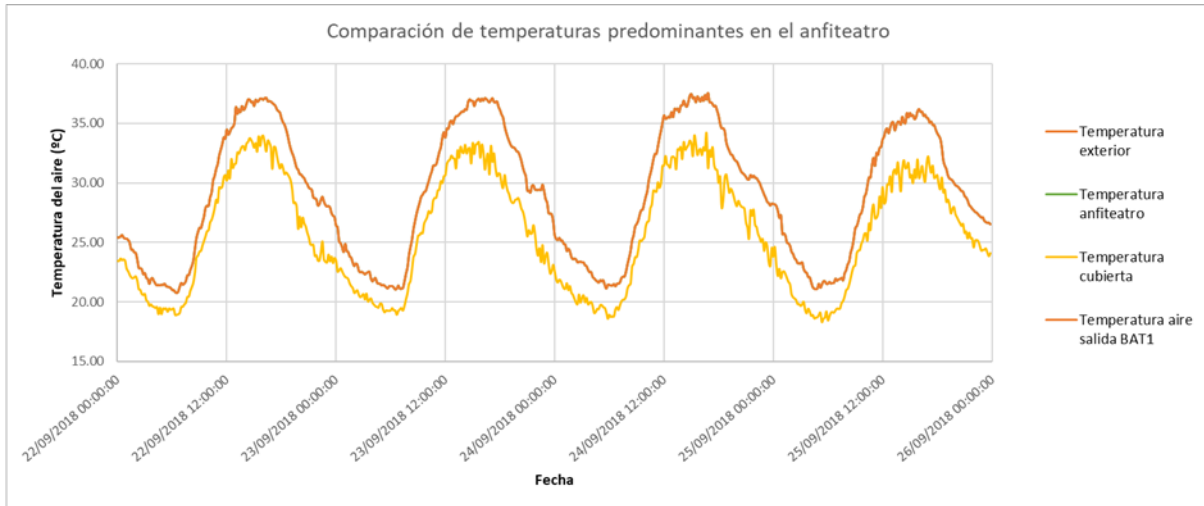


Figura I-3. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 2.

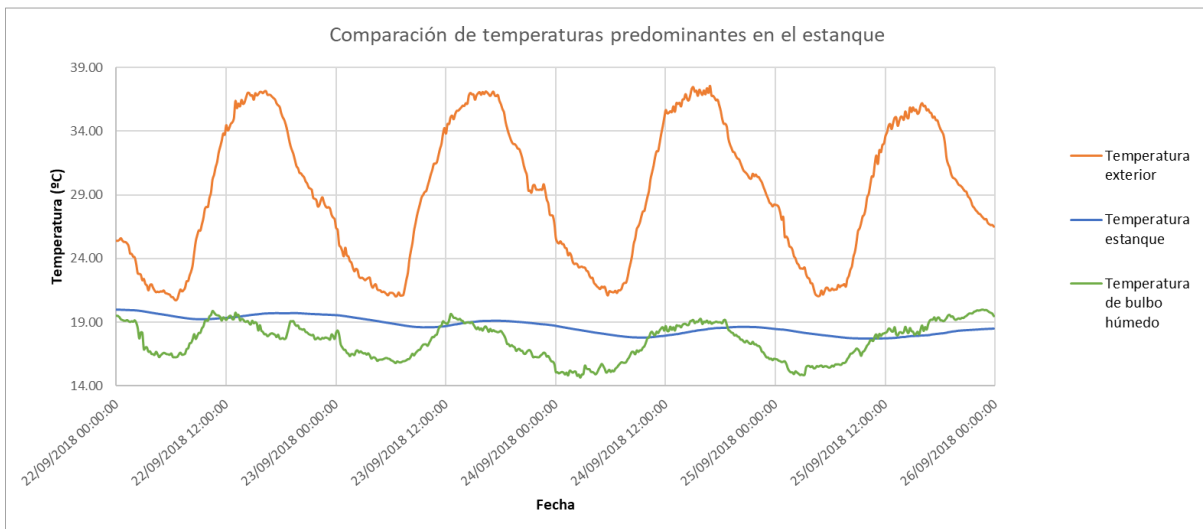


Figura I-4. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 2.

**(3) Oscilación libre sin sol y sin viento (eliminar funcionamiento de las baterías, etc.)**

La temperatura del anfiteatro no se ve alterada al no haber diferencia entre la temperatura exterior y la impulsada por la UTA.

La temperatura de la cubierta sí disminuye considerablemente con respecto a los casos anteriores porque el mecanismo de convección suponía una ganancia para el sistema que ahora ha sido disminuida. Nótese que, debido a la definición del coeficiente de película, al anularse la velocidad del viento este valor no se anula y, consecuentemente, tampoco el flujo convectivo. La temperatura de la cubierta en estos casos es igual al compendio de los efectos de la convección de la temperatura del aire exterior y del intercambio radiante de la temperatura del cielo.

En cuanto a la temperatura del estanque, sigue la misma tendencia decreciente y disminuyen las ondulaciones debido a la disminución del flujo convectivo. Se puede apreciar el desajuste entre los máximos y mínimos relativos entre la temperatura del aire exterior y la temperatura del estanque por este motivo, sobre todo comparando con las ondas anteriores.

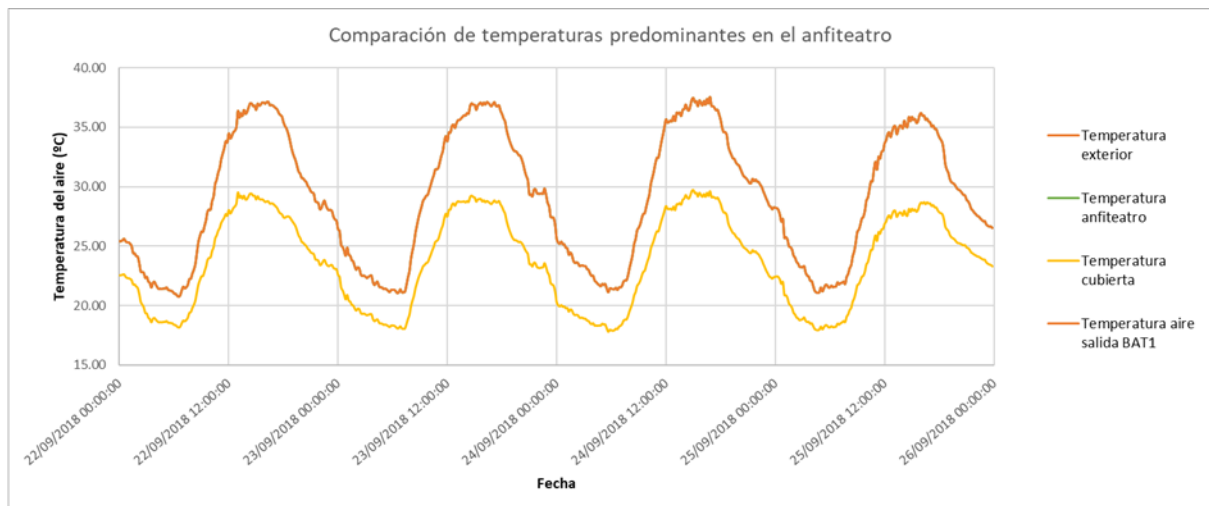


Figura I-5. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 3.

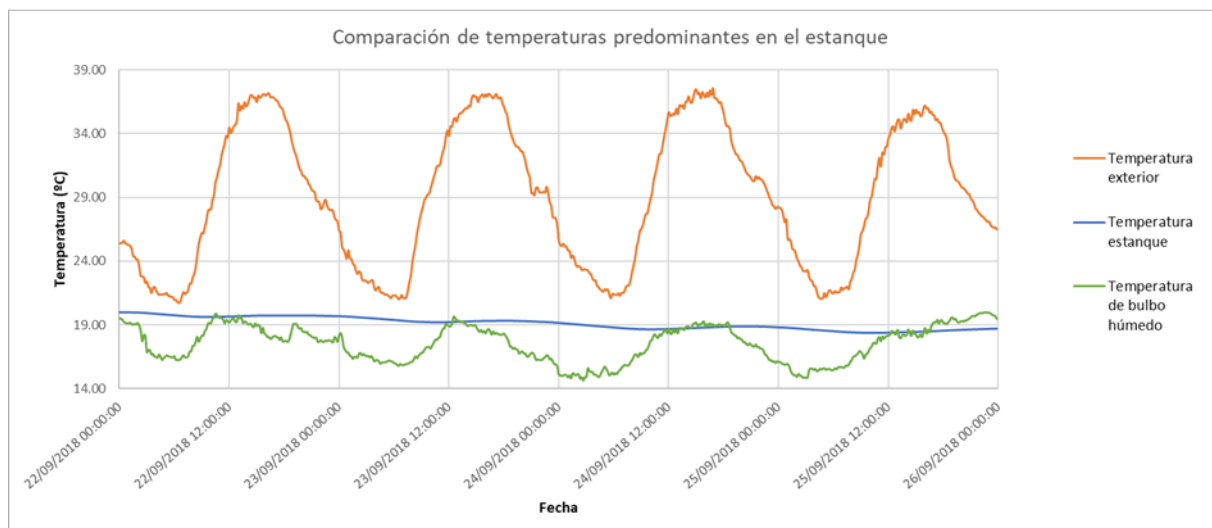


Figura I-6. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 3.

#### (4) Todas las temperaturas iguales a 20 °C e invariables. Ningún equipo encendido

Se observa claramente el efecto de la radiación tanto en la cubierta como en el estanque. Mientras que en la cubierta el perfil de temperatura sigue prácticamente el mismo perfil que la radiación, en el estanque se observa que, pese a que se calienta, parte del calentamiento se ve atenuado durante la noche cuando se sobrepasa la

temperatura de 20°C por el efecto del intercambio radiante con el cielo y la convección. Ninguno de estos mecanismos y el de evaporación natural es suficiente frente a la ganancia solar.

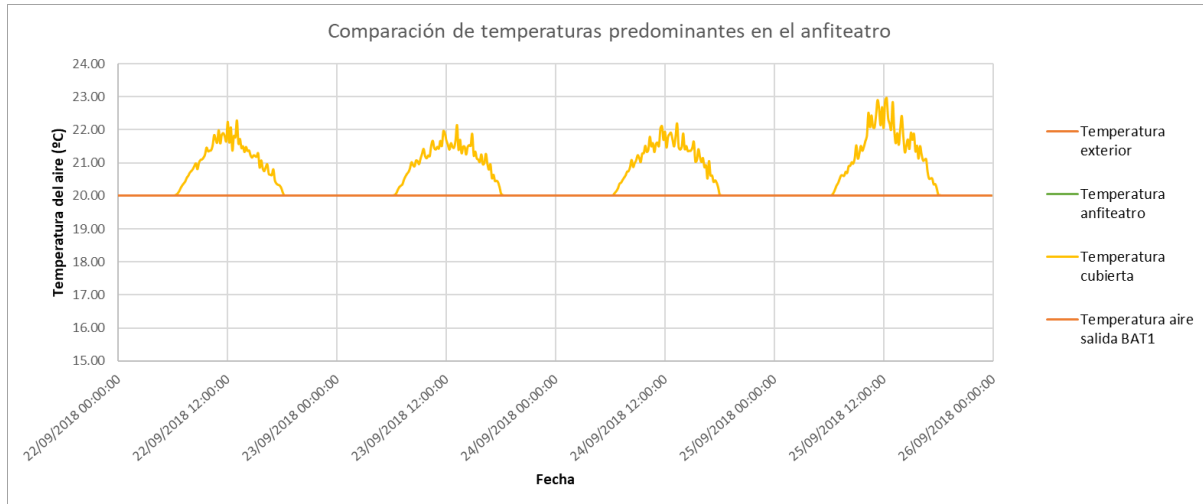


Figura I-7. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 4.

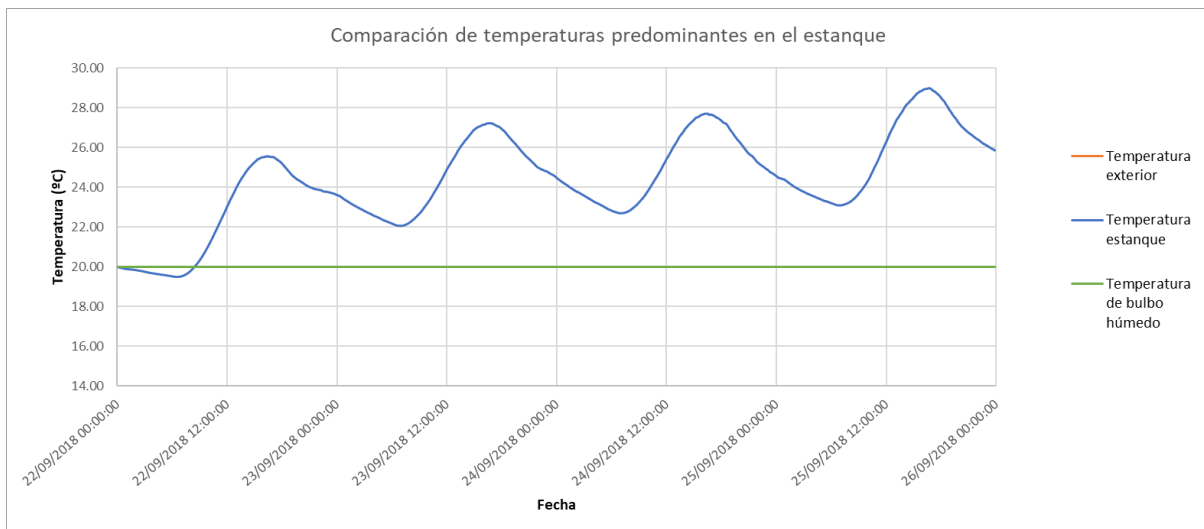


Figura I-8. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 4.

#### (5) Eliminar efecto del sol y boquillas de estanque y riego de cubierta cerradas. UTA en funcionamiento.

El flujo de calor neto incidente sobre el estanque disminuye considerablemente en magnitud. Se observa en la evolución de la temperatura del estanque que el valor aumenta, oscilando en torno al valor de 24-24.5 °C. La temperatura se aproxima más a la curva de la temperatura del aire exterior, debido a que este mecanismo cobra mayor importancia que en el caso base. Las oscilaciones pueden deberse, principalmente, por el proceso de evaporación del estanque, la temperatura del aire exterior y el efecto de la batería 1. Los tres fenómenos ocurren simultáneamente.

En cuanto a la temperatura de la cubierta, se observa (con el riego apagado) que la temperatura sigue prácticamente la misma tendencia que la temperatura exterior. Durante el día, la temperatura de la cubierta está comprendida entre la temperatura del anfiteatro y la temperatura del aire exterior. Nótese que, durante la noche,

la temperatura de la cubierta puede ser incluso inferior a la temperatura del anfiteatro y del aire exterior debido al efecto de la temperatura del cielo, ya que este mecanismo cobra importancia durante este momento del día y la temperatura es considerablemente inferior.

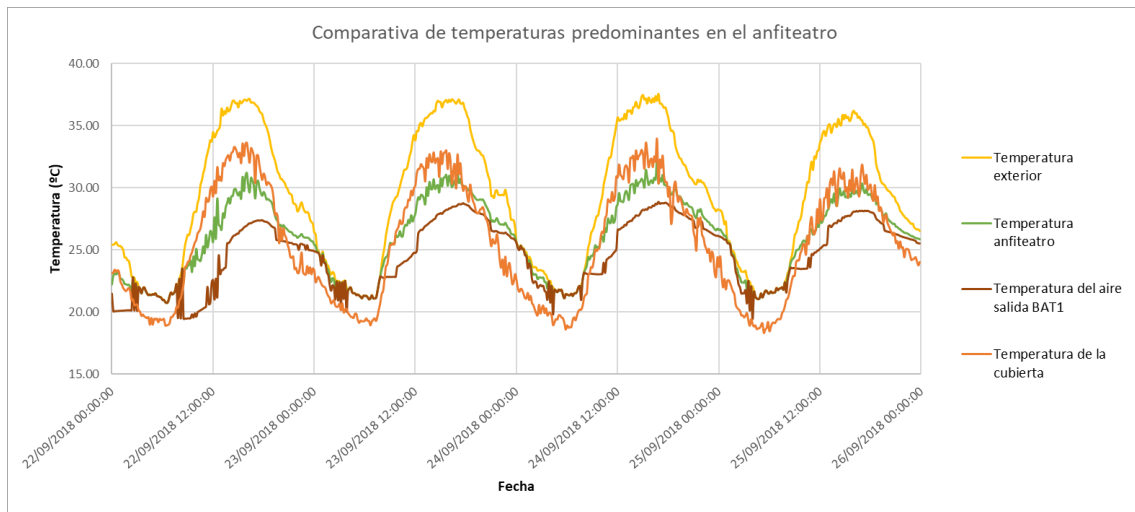


Figura I-9. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 5.

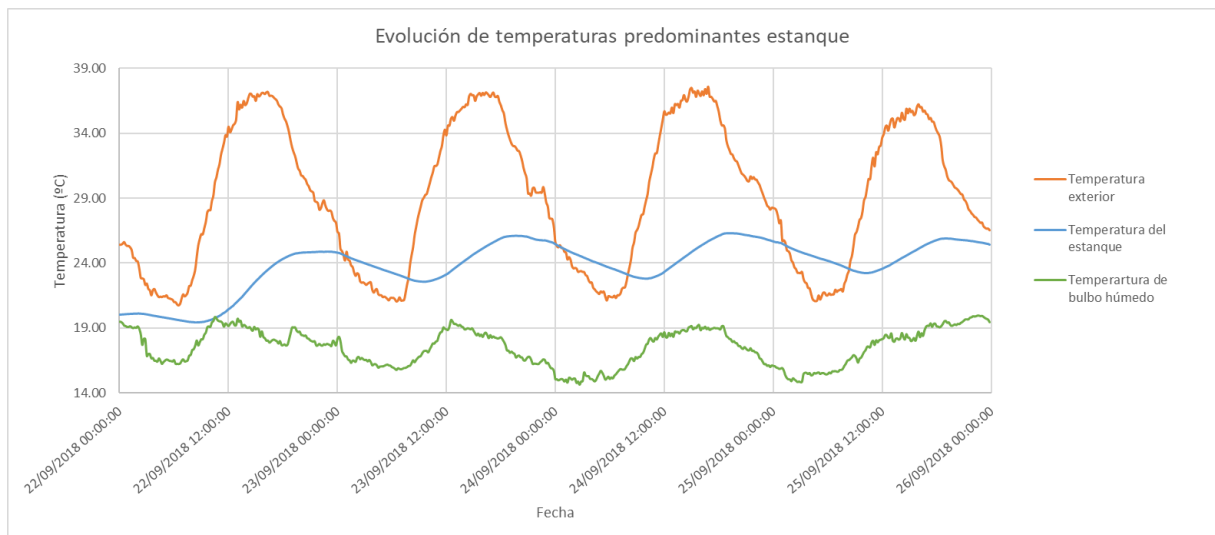


Figura I-10. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 5.

(6) Cancelar todo menos la diferencia entre la temperatura del agua, del aire y la del cielo

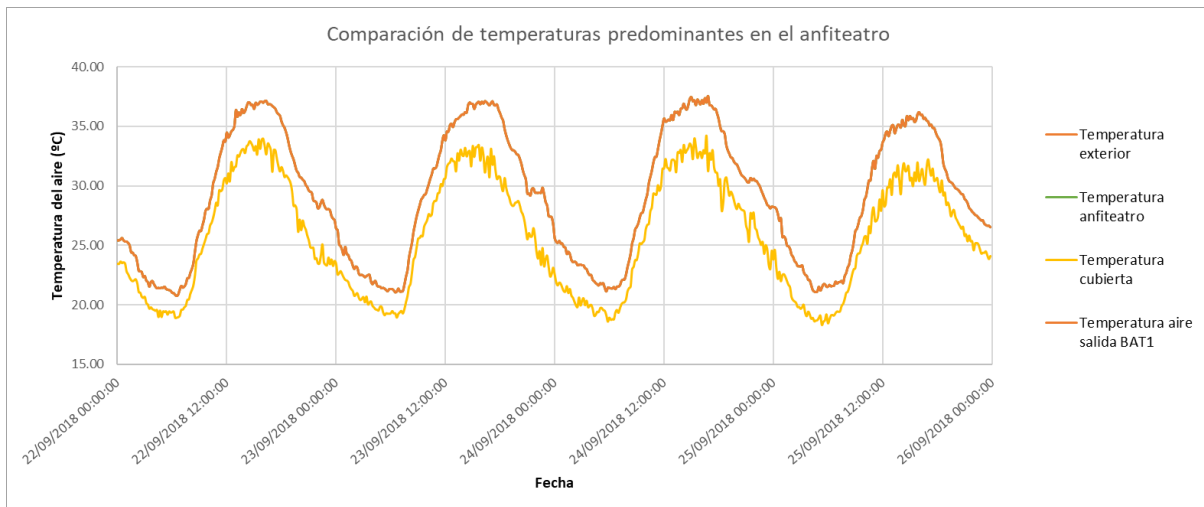


Figura I-11. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 6.

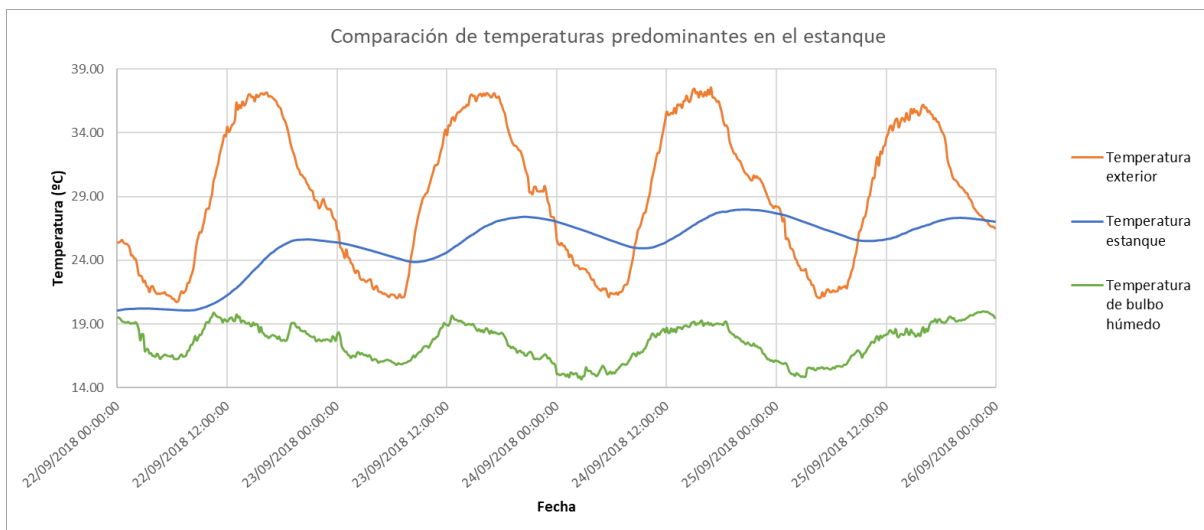


Figura I-12. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 6.



**(7) Misma temperatura del aire e inicial (20 °C). Sin humedad absoluta (HR=0%). Irradiancia variable.**

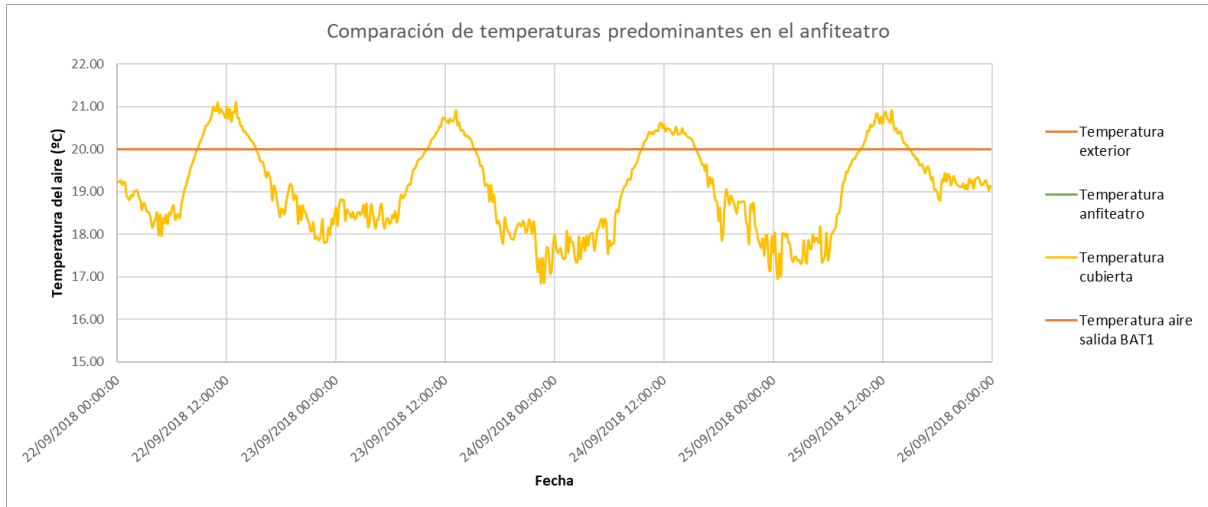


Figura I-13. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 7.

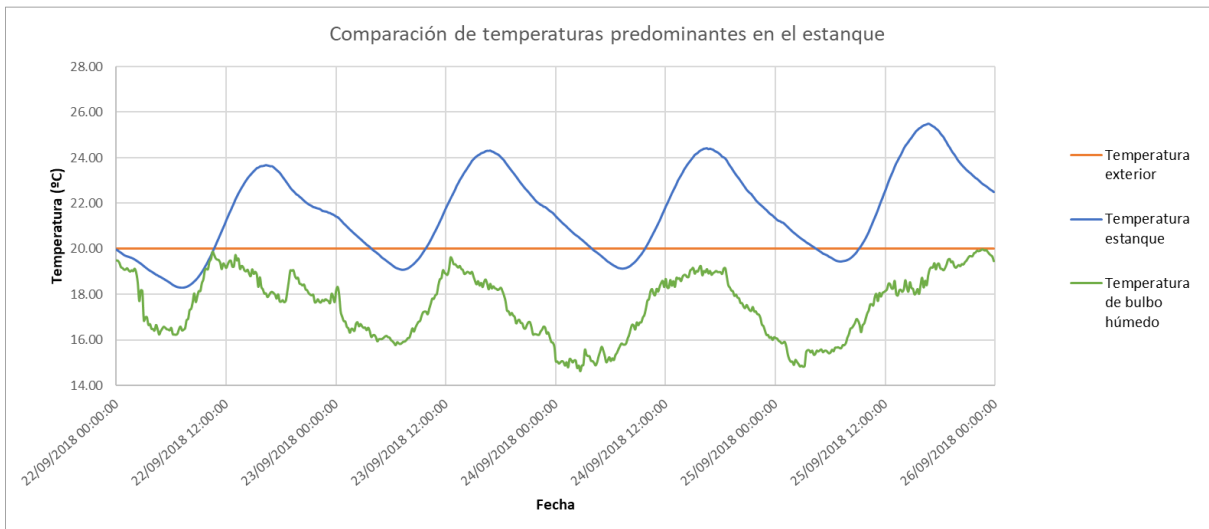


Figura I-14. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 7.

**(8) Misma temperatura del aire e inicial (20 °C). Sin humedad absoluta (HR=0%). Irradiancia constante.**

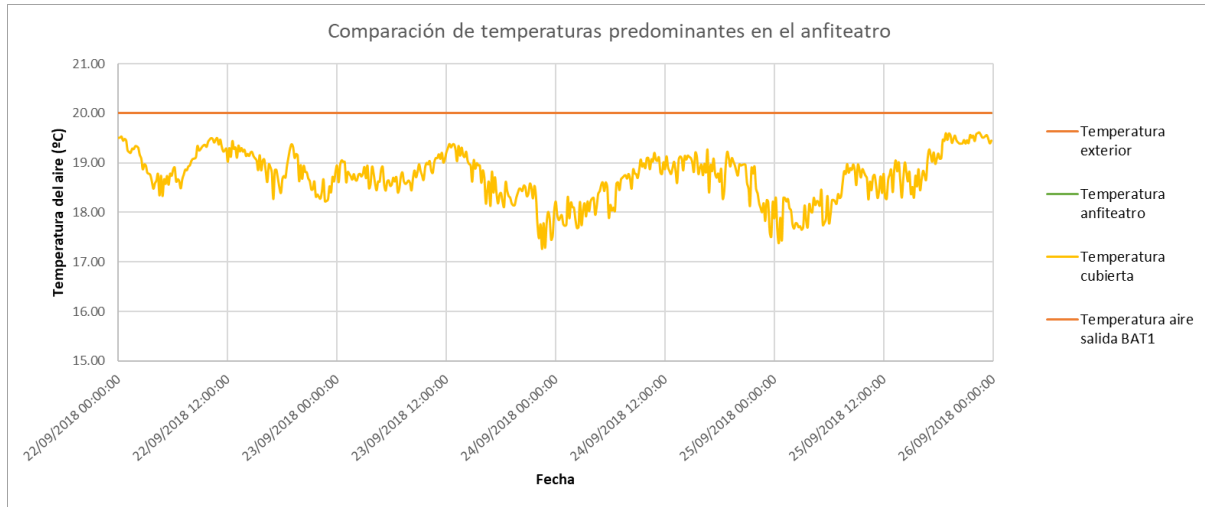


Figura I-15. Comparación de temperaturas predominantes en el anfiteatro. Prueba 8.

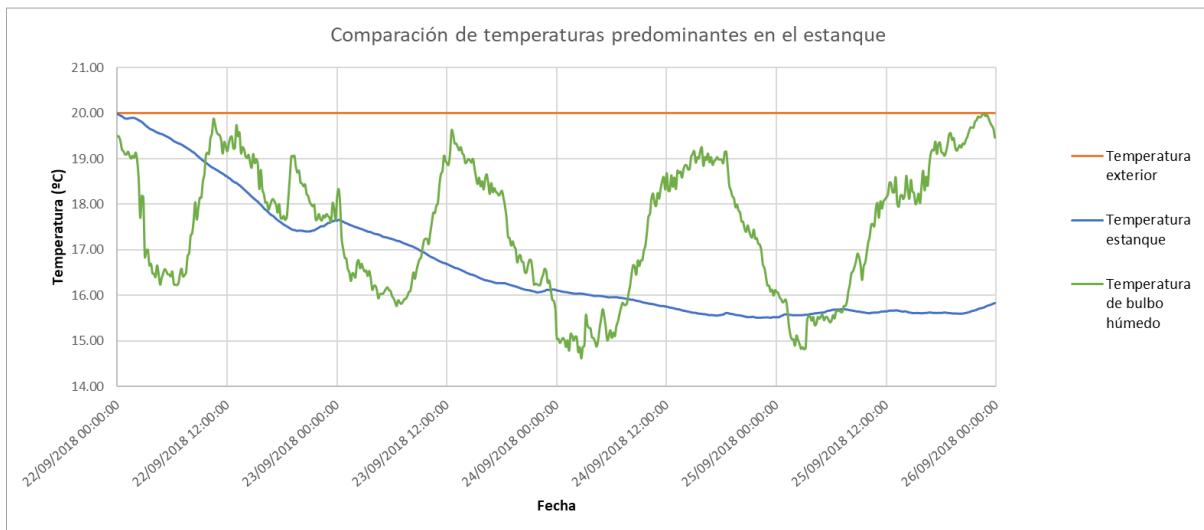


Figura I-16. Comparación de temperaturas predominantes en el estanque. Prueba 8.

**(9) Ídem anterior, pero aire saturado (HR=100%).**

Según el valor de irradiancia constante, el efecto de la temperatura de cielo hace que disminuya considerablemente la temperatura del depósito (valores por debajo de 50 W/m<sup>2</sup>), que la temperatura sea prácticamente constante (Valores similares a 50 W/m<sup>2</sup>) o que no sean significativos (Superiores a 50 W/m<sup>2</sup>). El efecto es análogo en el caso de la cubierta.

