

Trabajo Fin de Máster

Máster en Ingeniería Industrial

Evaluación de técnicas bioclimáticas de acondicionamiento y gestión del control en el anfiteatro de la isla de la Cartuja (Sevilla)

Autor: Daniel Castro Medina

Tutor: Servando Álvarez Domínguez

Co-tutora: María del Carmen Guerrero Delgado

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

Sevilla, 2020



Trabajo Fin de Máster
Máster en Ingeniería Industrial

Evaluación de técnicas bioclimáticas de acondicionamiento y gestión del control en el anfiteatro de la isla de la Cartuja (Sevilla)

Autor:

Daniel Castro Medina

Director:

Servando Álvarez Domínguez

Catedrático de Universidad

Codirectora:

MCarmen Guerrero Delgado

Investigadora

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

Sevilla, 2020

A mi familia

A mis maestros

El objetivo general del proyecto es la climatización de espacios abiertos utilizando distintas tecnologías de enfriamiento del aire y sistemas radiantes a partir de agua enfriada mediante técnicas naturales. Para ello, es necesario estudiar cómo funciona cada tecnología de forma independiente culminando el proyecto en la integración de todas ellas asociadas a cada espacio llevado a estudio. Esta integración de las tecnologías tiene como objetivo garantizar un confort térmico en los espacios acondicionados en la época estival de climas cálidos, cuyo consumo eléctrico de los distintos elementos involucrados debe ser compensada mediante la producción eléctrica a partir de paneles fotovoltaicos.

A través de la modelización realizada para cada una de las tecnologías involucradas en la climatización de los espacios acondicionados, se ha podido determinar la influencia y el impacto de cada una de ellas en el acondicionamiento de dichos espacios y corroborar la integración de todas las que se presentan para alcanzar el objetivo. Mediante las simulaciones realizadas bajo las condiciones climáticas de un día tipo se garantiza el confort térmico de los asistentes en ambos espacios a estudio durante un periodo de cinco días consecutivos con una tasa de funcionamiento del 100% por lo que esto, certifica el potencial de enfriamiento de agua que se obtiene a partir de las técnicas naturales de disipación utilizadas. Por último, se concluye que un control inteligente de todos los elementos involucrados en el sistema reduce el consumo eléctrico necesario y se optimiza el acondicionamiento de los espacios.

El presente trabajo se inicia con un capítulo introductorio, en el que se evidencia la necesidad de soluciones innovadoras de refrigeración y/o calefacción para mitigar el efecto del cambio climático debido a la alta demanda energética por parte de los edificios aumentando el uso de las energías renovables en detrimento de los combustibles fósiles. A continuación, en el capítulo dos, se presentan los objetivos generales de dicho trabajo fin de máster y la metodología desarrollada. En él se recoge aspectos generales del proyecto y de los datos climáticos utilizados para la simulación. En los capítulos tres y cuatro, se describe cada espacio acondicionado dentro del proyecto CartujaQanat como los modelos termodinámicos que rigen el funcionamiento de cada una de las tecnologías utilizadas en cada uno de ellos. Para terminar, el capítulo cinco contiene datos y conclusiones a cerca de las numerosas simulaciones realizadas que corroboran el uso de las distintas tecnologías y de un control inteligente como solución óptima.

Resumen	vii
Índice	ix
índice de Tablas	xi
Índice de Figuras	xiii
1 Introducción	1
1.1 <i>Problema y situación actual</i>	1
1.2 <i>Recursos energéticos naturales</i>	2
1.2.1 <i>Producción de frío</i>	2
1.3 <i>Proyecto Cartuja Qanat</i>	3
1.4 <i>Tecnologías innovadoras que desarrollar e integrar en el marco del proyecto Cartuja Qanat</i>	5
1.4.1 <i>Enfriamiento evaporativo y radiante de grandes masas de agua</i>	5
1.4.2 <i>Estanque de disipación</i>	6
1.4.3 <i>Enfriamiento del aire mediante conductos enterrados y sumergidos</i>	7
1.4.4 <i>Cobertura innovadora</i>	8
1.4.5 <i>Confinamiento y tratamiento del espacio adyacente bajo la cobertura</i>	8
2 METODOLOGÍA	10
2.1 <i>Objetivos</i>	10
2.2 <i>Esquema de la metodología</i>	11
2.3 <i>Objetivos y condiciones de diseño</i>	12
2.4 <i>Datos climáticos</i>	13
3 Anfiteatro	15
3.1 <i>Descripción del espacio</i>	15
3.2 <i>Modos de funcionamiento</i>	17
3.3 <i>Acondicionamiento y confinamiento del espacio</i>	18
3.4 <i>Modelo de simulación</i>	20
3.4.1 <i>Estanque</i>	20
3.4.2 <i>Depósito</i>	24
3.4.3 <i>Unidad de tratamiento de aire</i>	24
3.4.4 <i>Modelo postenfriamiento evaporativo</i>	28
3.4.5 <i>Cubierta dual</i>	31
3.4.6 <i>Cubierta radiante o “Ceiling”</i>	33
4 Zoco	36
4.1 <i>Acondicionamiento y confinamiento</i>	37
4.2 <i>Modelo de simulación</i>	38
4.2.1 <i>Qanats</i>	38
4.2.2 <i>Conductos enterrados</i>	39
4.2.3 <i>Conductos sumergidos</i>	40
4.2.4 <i>Barreras evaporativas</i>	41
4.2.5 <i>Cubierta radiante</i>	41
4.2.6 <i>Enfriamiento de disipación nocturna evaporativo sobre el acueducto</i>	42
4.2.7 <i>Lámina descendente sobre panel fotovoltaico</i>	43

4.2.8	Bomba de calor y unidades terminales	44
4.3	<i>Análisis de consumo</i>	45
4.3.1	Cálculo de pérdidas en conductos	45
5	Resultados	48
5.1	<i>Balance de energía estanque</i>	48
5.2	<i>Simulación anfiteatro sólo batería estanque</i>	49
5.3	<i>Justificación volumen del depósito</i>	54
5.4	<i>Piloto: Esquemas, elementos y modos de operación</i>	60
5.4.1	Modo noche agua	62
5.4.2	Modo noche aire	64
5.4.3	Modo arranque día – Bomba de calor	65
5.4.4	Modo día – Cubierta radiante	67
5.4.5	Disipación estanque anfiteatro	69
5.4.6	UTA anfiteatro	70
5.4.7	Modo operación conductos enterrados	72
5.4.8	Modo de operación conductos sumergidos	73
5.4.9	Enfriamiento terminal	75
5.5	<i>Justificación del caudal a introducir en la instalación</i>	77
5.6	<i>Simulación bomba de calor</i>	81
5.7	<i>Estimación del consume de la instalación</i>	85
5.7.1	Cálculo de pérdidas en conductos	85
5.7.2	Cálculo de pérdidas en tuberías	89
5.7.3	Consumo total de la instalación	91
6	Conclusiones	94
	Referencias	97

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Datos climáticos	13
Tabla 2. Características climáticas día tipo	14
Tabla 3. Flujos de calor en el estanque	21
Tabla 4. Parámetros batería fabricante TROX	27
Tabla 5. ACH equivalentes zoco	38
Tabla 6. Temperatura puntual del estanque durante el periodo de simulación	53
Tabla 7. Volúmenes de depósito a estudio	54
Tabla 8. Tiempo por encima de la temperatura de acondicionamiento impuesta	58
Tabla 9. Lista de sensores modo noche agua	62
Tabla 10. Lista de sensores modo noche	64
Tabla 11. Lista de sensores modo arranque día - bomba de calor	65
Tabla 12. Lista de sensores cubierta radiante	67
Tabla 13. Lista de sensores disipación estanque anfiteatro	69
Tabla 14. Lista de sensores esquema UTA anfiteatro	70
Tabla 15. Lista de sensores conductos enterrados	72
Tabla 16. Lista de sensores conductos enterrados	73
Tabla 17. Lista de sensores enfriamiento unidades terminales	75
Tabla 18. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 14°C como mínimo	77
Tabla 19. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 16°C como mínimo	78
Tabla 20. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 17°C como mínimo	78
Tabla 21. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 18°C como mínimo	78
Tabla 22. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 19°C como mínimo	78
Tabla 23. Ahorro energético con el control de caudal variable en conductos enterrados.	80
Tabla 24. Conductos enterrados.	85
Tabla 25. Propiedades del aire.	85
Tabla 26. Pérdidas de carga en conductos enterrados para diferentes caudales.	85
Tabla 27. Pérdidas de carga totales en conductos enterrados para diferentes caudales.	85
Tabla 28. Pérdidas de carga en los conductos sumergidos.	87
Tabla 29. Pérdidas de carga totales en los conductos sumergidos.	87
Tabla 30. Pérdidas en la UTA.	88
Tabla 31. Pérdidas en la distribución de aire en el anfiteatro.	88

Tabla 32. Pérdidas totales en la distribución de aire en el anfiteatro.	89
Tabla 33. Pérdidas en tuberías.	90
Tabla 34. Puntos de funcionamiento.	91

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Acueducto romano[10].	2
Figura 2. Avenida Thomas Alva Edison	4
Figura 3. Plano general Avenida Thomas Alva Edison facilitado por IDOM	4
Figura 4. Proceso de enfriamiento evaporativo [33].	5
Figura 5. Sistema de enfriamiento evaporativo – radiante.	6
Figura 6. Conductos enterrados.	8
Figura 7. Tipo cobertura de baja absorción Expo 92	8
Figura 8. La importancia de la vegetación.	9
Figura 9. Surtidores	9
Figura 10. Esquema metodología	11
Figura 11. Esquema instalaciones Cartuja Qanat	13
Figura 12. Imagen frontal interior anfiteatro actualidad	15
Figura 13. Imagen exterior anfiteatro actualidad	16
Figura 14. Imagen interior lateral anfiteatro actualidad	16
Figura 15. Esquema modos de funcionamiento anfiteatro	17
Figura 16. Modelos CFD grados de confinamiento	18
Figura 17. Estanque en la actualidad	20
Figura 18. Anfiteatro junto a estanque. Recreación Revit	21
Figura 19. Disposición del depósito en la Avenida. Recreación Revit	24
Figura 20. Dibujo sobre la unidad de tratamiento de aire	25
Figura 21. Acceso a la sala UTA. Recreación Revit	25
Figura 22. Sala UTA. Recreación Revit	26
Figura 23. Instalación hidráulica estanque-depósito. Recreación Revit	26
Figura 24. Ficha técnica batería TROX	27
Figura 25. Grado de confinamiento III. Caudal de aire en función de la velocidad del viento	30
Figura 26. Grado de confinamiento IV. Caudal de aire en función de la velocidad del viento	30
Figura 27. Cubierta dual	31
Figura 28. Panel de polipropileno[45]	33
Figura 29. Imagen del diseño final del zoco facilitada por IDOM.	36
Figura 30. Esquema modos de funcionamiento zoco	37
Figura 31. Flujo de aire a través del zoco. Alta velocidad	37

Figura 32. Dibujo Qanat	39
Figura 33. Ejemplo de cubierta radiante[48]	42
Figura 34. Lámina de agua descendente sobre panel fotovoltaico	43
Figura 35. Balance de energía estanque	48
Figura 36. Evolución de la temperatura del recinto para distintos caudales. Grado de confinamiento III	50
Figura 37. Evolución de la temperatura del recinto para distintos caudales. Grado de confinamiento IV	51
Figura 38. Evolución de la temperatura del agua del estanque	51
Figura 39. Balance de energía estanque en función del caudal de aire impulsado	52
Figura 40. Agua evaporada en el estanque	53
Figura 41. Temperatura del agua del depósito a las 16:00h en función del volumen del depósito	55
Figura 42. Evolución de la temperatura del agua del depósito para tres volúmenes dado	55
Figura 43. Evolución de la temperatura del depósito de 180 m ³	56
Figura 44. Evolución de la temperatura del depósito de 55 m ³	57
Figura 45. Temperatura del recinto en función del volumen del depósito	58
Figura 46. Evolución temperatura del recinto	59
Figura 47. Evolución de la temperatura del depósito de 30 m ³	60
Figura 48. Esquema hidráulico general	61
Figura 49. Esquema aeráulico general	61
Figura 50. Esquema modo noche agua	62
Figura 51. Esquema modo noche aire	64
Figura 52. Esquema modo arranque día - bomba de calor	65
Figura 53. Esquema modo día - cubierta radiante	67
Figura 54. Esquema disipación estanque anfiteatro	69
Figura 55. Esquema UTA anfiteatro	70
Figura 56. Esquema modo operación conductos enterrados	72
Figura 57. Esquema modo de operación conductos sumergidos superiores	73
Figura 58. Esquema modo de operación conductos sumergidos inferiores	73
Figura 59. Esquema enfriamiento unidades terminales	75
Figura 60. Representación gráfica de la temperatura de agua de impulsión de la bomba de calor necesaria para garantizar el acondicionamiento.	79
Figura 61. Caudal de impulsión de los conductos enterrados variable.	79
Figura 62. Cronograma instalación.	81
Figura 63. Temperatura de agua de impulsión de la bomba de calor necesaria para la batería vs las unidades terminales.	81
Figura 64. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida.	82
Figura 65. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida inutilizando el uso de las barreras evaporativas.	83
Figura 66. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida reduciendo el uso de las barreras evaporativas a 0.6 la eficiencia.	83
Figura 67. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida reduciendo el uso de las barreras evaporativas a 0.5 la eficiencia.	84

Figura 68. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida inutilizando los conductos sumergidos.	84
Figura 69. Curva característica ventilador conductos enterrados.	86
Figura 70. Curva característica conductos sumergidos.	87
Figura 71. Curva característica ventilador UTA.	89
Figura 72. Representación gráfica del consumo de la instalación.	92

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Problema y situación actual

El alto consumo de energía del sector de la construcción, el cambio climático y la pobreza energética son los principales problemas encontrados en el entorno construido en Europa [1].

Las ciudades se han convertido en una de las piedras angulares en la lucha contra el cambio climático debido a su creciente demanda de electricidad. Aunque en el pasado esto se cubría principalmente con el uso de combustibles fósiles en grandes centrales eléctricas centralizadas, el uso de energías renovables se está generalizando debido a su probada contribución para mitigar el calentamiento global y al hecho de que proporcionan fuentes de energía local, limpia y abundante. Los edificios son una parte fundamental de nuestra vida diaria, cuyos días transcurren en buena medida en su interior, ya estemos en casa, en el trabajo o en los locales de ocio. Los inmuebles de todo tipo (viviendas, lugares de trabajo, escuelas, hospitales, bibliotecas u otros edificios públicos) son, no obstante, los mayores consumidores de energía de la UE y se encuentran entre los principales emisores de dióxido de carbono. En su conjunto, los edificios son responsables del 40% del consumo energético de la UE y del 36% de las emisiones de gases de efecto invernadero, generadas principalmente durante su construcción, utilización, renovación y demolición [2]. El sector de la edificación se encuentra en fase de expansión, lo que hará aumentar el consumo de energía. Por ello, la reducción del consumo de energía y el uso de energía procedente de fuentes renovables en el sector de la edificación constituyen una parte importante de las medidas necesarias para reducir la dependencia energética de la Unión y las emisiones de gases de efecto invernadero.

A pesar del aumento del consumo de electricidad en las ciudades, hay una parte de la población que es particularmente vulnerable. La pobreza energética se refiere a la situación en la que un hogar no puede mantener un nivel adecuado de confort térmico interior como consecuencia de una combinación de tres causas: bajos ingresos, altos precios de la energía o baja eficiencia energética de la vivienda. El problema de la pobreza energética se ha agravado en los últimos años, particularmente en España, debido a la crisis económica y al aumento de los precios de la energía [3].

Por último, frente al objetivo de combatir el cambio climático se presenta además el fenómeno de Isla de Calor Urbana (UHI), el cual es un problema mundial cada vez más importante [4]. Como causa de dicho efecto, durante los días cálidos y olas de calor la superficie urbana tiende a calentarse, lo que ocasiona un aumento de la temperatura del aire. Además, el problema de sobrecalentamiento al que se enfrentan los núcleos urbanos aumenta debido al cambio climático, el cual ha provocado un rápido incremento de los días calurosos y el clima extremo, aumentando extremadamente la demanda de refrigeración en los edificios [1], [5]. El aumento de la demanda de refrigeración conduce a un incremento del consumo de energía, lo que genera el aumento de las emisiones de gases de efecto invernadero. Estudios recientes han demostrado que, debido al aumento de temperatura esperada en el futuro, el consumo de energía mundial de refrigeración del sector residencial aumentará hasta un 34% en 2050 y un 61 % en 2100 [6], siendo incluso superior este último porcentaje en otros estudios centrados en la zona mediterránea [7]. En dicha línea, la utilización de técnicas naturales (NCT) en el acondicionamiento de edificios está llamando la atención debido al creciente interés en el ahorro de energía y la protección del medio ambiente.

Para superar estos retos, Europa necesita una nueva estrategia de crecimiento que transforme la Unión en una economía moderna, eficiente en el uso de los recursos y competitiva. El “Pacto Verde Europeo” es la hoja de ruta para dotar a la Unión Europea de una economía sostenible. Alcanzar este objetivo exigirá que

transformemos los retos climáticos y medioambientales en oportunidades en todos los ámbitos políticos y que logremos una transición justa e integradora para todos. Por lo tanto, la mejora de la eficiencia energética de los edificios así como la integración de energías renovables en el mismo será determinante para el ambicioso objetivo de conseguir la neutralidad en emisiones de carbono establecido para 2050 en el “Pacto Verde Europeo” [8].

1.2 Recursos energéticos naturales

La abundante cantidad de agua con la que contamos en el planeta tierra ha propiciado su uso en una de las aplicaciones que más atrae la atención de la población hoy en día, la refrigeración. El empleo de este recurso en sistemas de refrigeración no es algo actual, sino que ya en la época de los romanos se daba para la refrigeración de infraestructuras[9]. Este pueblo empleaba, por ejemplo, los acueductos como el que se puede ver en la Figura 1, a través de los cuales se transportaba el agua, para regar las paredes de las casas más pudientes de Roma y conservarlas a temperaturas moderadas durante el verano.



Figura 1. Acueducto romano[10].

No obstante, el aumento de las necesidades de enfriamiento con las que contamos hoy en día es uno de los grandes motivos que han llevado al desarrollo del presente proyecto. Cabe destacar, que el proyecto se centra en la refrigeración de grandes espacios abiertos o poco confinados.

1.2.1 Producción de frío

La producción de frío para la climatización de edificios de forma eficiente es posible mediante diferentes tecnologías. En dicha línea, el trabajo fin de máster centra el objetivo en el uso de técnicas naturales de acondicionamiento para el acondicionamiento de espacios urbanos.

Los edificios y espacios urbanos intercambian energía de manera natural con el entorno que les rodea. Los elementos ambientales que intervienen en este mecanismo natural son el cielo, el aire, el agua y el terreno, que actúan como sumideros. El diseño energéticamente consciente está ligado al aprovechamiento de los recursos naturales del sitio donde se sitúa el edificio o área urbana a acondicionar: la energía solar, el viento, la temperatura ambiente, la humedad, el agua, la vegetación, etc. Las estrategias naturales para la refrigeración, consisten en técnicas pasivas de acondicionamiento para mantener el confort térmico sin consumo de energía [11].

Las reducciones de la temperatura interior llevada a cabo con técnicas pasivas de acondicionamiento se diferencian en el uso del agua o aire como fluido de disipación. El uso del aire se lleva a cabo en técnicas naturales de ventilación, preenfriamiento del aire del sistema de ventilación usando el terreno o el cielo como sumidero natural [12], [13] y en el uso de dicho aire preenfriado para la disipación de calor del espacio con sistemas térmicamente activados (TABS) [12], [14].

El alto calor específico del agua en comparación con el del aire hace que este fluido sea de especial interés en el uso de este como fluido caloportador. Este es capaz de transportar gran cantidad de calor con un caudal

razonablemente bajo. Por lo que dada las mejores prestaciones del agua como fluido de transferencia de calor centramos el estudio en el agua como fluido de disipación. El uso del agua como fluido de disipación se lleva a cabo en sistemas donde la disipación de calor se realiza a través de elementos convencionales como fancoils y sistemas radiantes o en elementos innovadores como los sistemas térmicamente activados (TABS) [14]. En el uso de elementos de sistemas activados térmicamente resulta de especial relevancia el uso de materiales de cambio de fase (PCM) como una alternativa interesante al aumento de la inercia térmica del elemento de almacenamiento térmico [15]–[18].

Los sistemas mencionados anteriormente requieren agua fría para su funcionamiento. Dicha agua fría puede ser obtenida de diferentes formas: usando el terreno como sumidero natural [12], usando sistemas de enfriamiento evaporativo [19]–[22] y mediante la técnica de enfriamiento por radiación través de un panel radiante (“nocturnal radiative cooling”) [23]–[28]. El terreno como medio disipador ha sido usado ampliamente debido a su alta eficiencia y respeto al medio ambiente. Es bien sabido que la temperatura del suelo a una profundidad de aproximadamente 2.5 a 3 m permanece prácticamente constante y baja durante todo el año [29]. Sin embargo, dicha temperatura no es tan baja como la de los otros sumideros (temperatura de bulbo húmedo y temperatura de cielo). Además el terreno como medio disipador de calor puede presentar problemas de disponibilidad cuando se produzca la saturación térmica del mismo [30]. El enfriamiento evaporativo ha ganado popularidad en la última década debido a su simplicidad, bajo costo y uso de recursos naturales [11]. Su alta eficiencia de enfriamiento le convierte en una alternativa atractiva a los sistemas convencionales en climas cálidos y secos. Sin embargo, la pérdida de agua evaporada es un inconveniente dado el problema de crecimiento constante generalizado del consumo de agua en el mundo [31]. Además, la limitación del enfriamiento cuando se alcanza la saturación del aire puede provocar problemas de disponibilidad de dicho sumidero natural. El cielo, como disipador de calor, presenta mejores propiedades que los sumideros comentados anteriormente. Como recurso es ilimitado, siempre el cielo estará lo suficientemente frío para el uso de este como disipador de calor.

1.3 Proyecto Cartuja Qanat

El proyecto Cartuja Qanat es un proyecto de transformación urbana innovador a través de cual se fomentará el uso de la calle como dinamizador social, mejorándola e involucrando en esa transformación a todo el ecosistema de la ciudad (agentes públicos, privados y ciudadanos). Este nuevo modelo de gobernanza urbanística servirá de facilitador para la introducción de dichos modelos en su expansión por la ciudad para ir cambiando el aspecto y funcionalidad del concepto de calle y su evolución futura en los próximos 15 años. En él, se desarrollarán un conjunto de actuaciones y elementos que, integrados, actúan como dinamizadores sociales. Todo ello para mejorar la accesibilidad universal y conseguir que las intervenciones superficiales sobre la urbanización existente logren reconfigurar el urbanismo ejecutado. Se trata, por tanto, de una experiencia innovadora de diseño urbano que mejorará el confort ambiental, promoverá el intercambio social y promueve modelos sostenibles de crecimiento urbanístico. La iniciativa se enmarca en la estrategia de Sevilla en la lucha contra el cambio climático, que tiene dos líneas principales de actuación: desarrollar estrategias para adaptarse al cambio climático a nivel local, y reconocer el carácter vital de la arteria de las calles y barrios[32].

El proyecto Cartuja Qanat se desarrolla en la avenida Thomas Alva Edison. Dicha avenida se sitúa en la ciudad de Sevilla, concretamente en la isla de la Cartuja, donde tuvo lugar la exposición universal de 1992. Todas las edificaciones y espacios públicos de la isla de la Cartuja fueron creadas para la exposición Universal. Tras la finalización del evento, algunos pabellones fueron desmontados por los participantes en la exposición, pero la gran mayoría permanecen hoy en día. En la actualidad, la isla de la Cartuja abarca parte de la infraestructura de la universidad de Sevilla, así como numerosas empresas o instituciones con carácter científico – innovador.

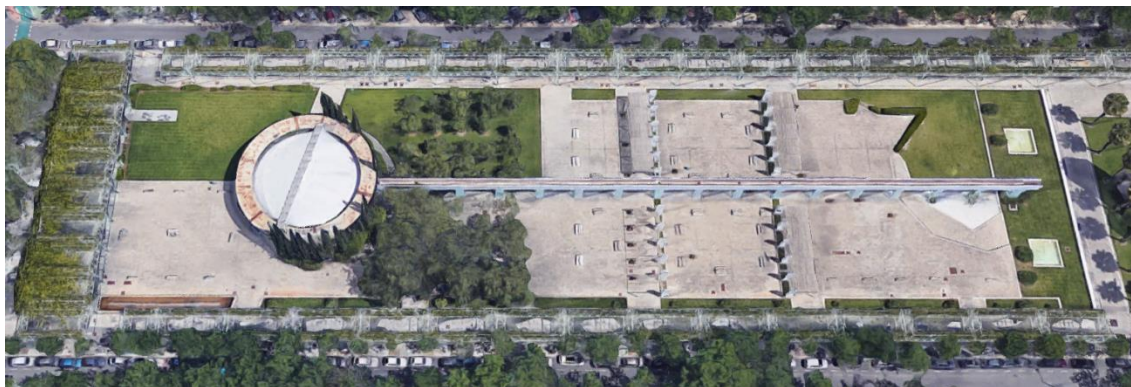


Figura 2. Avenida Thomas Alva Edison

A lo largo de los años el parque científico y tecnológico Cartuja ha ido creciendo, aprovechándose así la mayor parte de las edificaciones que se encuentra en la isla. Aun así, el objetivo principal sigue siendo alcanzar un mayor porcentaje de ocupación, por lo que el margen de crecimiento de dicho parque sigue siendo enorme. La Expo, no sólo dejó un entramado arquitectónico para el afincamiento empresarial, sino numerosos espacios públicos rodeados de densa vegetación que acompañado de técnicas de enfriamiento naturales innovadoras y pioneras en el mundo, combatían las temperaturas extremas que se registran en la ciudad de Sevilla durante la época estival. El costoso mantenimiento de los espacios públicos y la falta de fondos provocó que estos fueran abandonados, por lo que la vegetación y el mobiliario urbano se ha ido deteriorando a lo largo de los años, quedando totalmente en desuso por los habitantes de la ciudad de Sevilla.

El proyecto Cartuja Qanat tiene como objetivo la rehabilitación y acondicionamiento térmico del anfiteatro ya existente, herencia de la Expo, y la creación de un nuevo espacio llamado Zoco. Ambos espacios presentan un área de acondicionamiento en el que se garantiza el confort térmico de los asistentes. En principio funcionan por separados con técnicas similares de enfriamiento, pero distinta operativa y volúmenes de acumulación. En la imagen siguiente se muestra el plano de la avenida facilitado por IDOM, en la cual se resalta los espacios involucrados en el presente proyecto. En él, se destaca la rehabilitación del acueducto, el uso del estanque como volumen de acumulación, el anfiteatro y la construcción del zoco en su ubicación real.

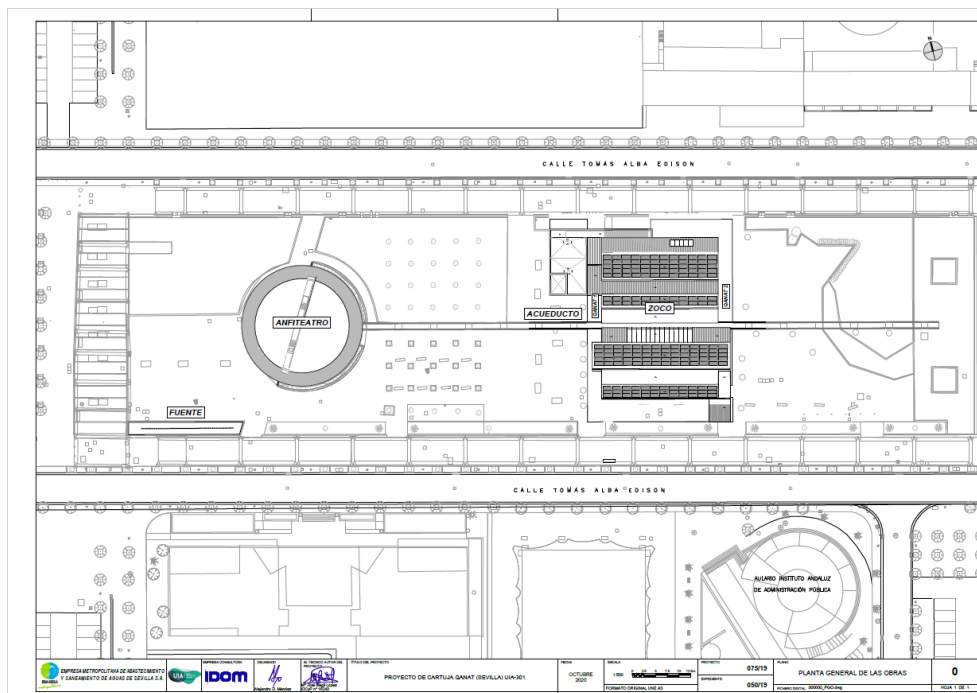


Figura 3. Plano general Avenida Thomas Alva Edison facilitado por IDOM

1.4 Tecnologías innovadoras que desarrollar e integrar en el marco del proyecto Cartuja Qanat

1.4.1 Enfriamiento evaporativo y radiante de grandes masas de agua

El enfriamiento evaporativo es una técnica que emplea el agua como refrigerante, debido a la demostrada eficacia de este medio a la hora de transmitir a la atmósfera el calor excedente, como explica M. Lamúa [33].

Durante la refrigeración de un determinado fluido, los sistemas que funcionan mediante enfriamiento evaporativo liberan el calor al ambiente a través del mecanismo de evaporación del agua, de donde proviene su nombre. El esquema de este proceso puede verse gráficamente en la siguiente imagen.

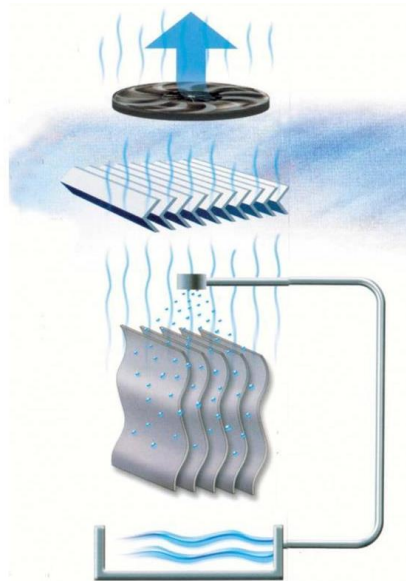


Figura 4. Proceso de enfriamiento evaporativo [33].

Diversos estudios han sido analizados en los cuales se trata, de alguna manera u otra, el enfriamiento evaporativo con diferentes objetivos.

W. He y col. [34], propone una mejora sobre el modelo estándar de enfriamiento evaporativo que consiste en la instalación de un sistema que pretrate el aire a la entrada del proceso, buscando reducir la humedad del mismo. Este sistema consiste en una deshumidificación de carrete motorizado, la cual se comprueba consigue un mayor efecto del enfriamiento evaporativo del sistema. Las conclusiones sacadas por W. He y col. dejan abierta la puerta a una mayor penetración de este tipo de sistemas de refrigeración en el ámbito residencial.

U. Berardi y col.[22], analizaron el efecto de añadir un sistema de enfriamiento evaporativo-radiante, tal y como el que se instalará sobre los paneles fotovoltaicos del zoco, junto con un intercambiador agua-aire, en aquellos edificios en los que se dispone de techos verdes (“green roofs”). El objetivo de la adición de estos dos sistemas a los techos verdes se encuentra en la búsqueda de mejoras que resuelvan la dependencia que tienen estos últimos con el clima y las cargas internas del edificio.



Figura 5. Sistema de enfriamiento evaporativo – radiante.

Dentro del novedoso sistema propuesto por U. Berardi y col., el sistema de enfriamiento evaporativo-radiante tiene como misión reducir la temperatura del agua presente en el estanque en el que se produce el intercambio de calor agua-aire. Los resultados obtenidos del experimento, llevado a cabo en el sur de California, muestran los prometedores beneficios obtenidos tanto del sistema de enfriamiento, como del intercambiador aire-agua.

Otro de los estudios analizados, directamente relacionado con el anterior, es el realizado por D. Kang y R. Strand [35]. Estos autores estudian la influencia de las condiciones del aire de suministro sobre un sistema de enfriamiento por evaporación pasiva de una corriente descendente. Para ello, se simuló el sistema de enfriamiento en dos climas distintos, uno cálido y seco, y el otro cálido y moderado (con mayor cantidad de humedad). Los resultados obtenidos de este análisis fueron el correcto comportamiento del sistema en ambos climas, de lo cual se dedujo que resultaba realmente eficiente su uso en cualquier tipo de ambiente.

Por último, A. Heidari y col. [36], tenían un claro objetivo, reducir la gran cantidad de agua que emplean los sistemas de enfriamiento evaporativo. Buscando así solución a uno de los grandes problemas a los que debía hacer frente este tipo de sistemas, el gran consumo de agua.

En el citado artículo explican cómo, mediante la combinación de un sistema de enfriamiento evaporativo y una rueda de desecación, usaron la humedad del aire de escape como agua para el sistema de enfriamiento. Este mecanismo fue utilizado para la coproducción de agua y de refrigeración y se llevó a cabo la simulación del sistema en una población de Irán (clima cálido a la vez que húmedo), resultando una valoración positiva del uso de esta innovadora técnica.

La física que constituye el enfriamiento evaporativo, definida en las líneas anteriores, es empleada de una forma innovadora en el proyecto presente. En el caso que se trata en este proyecto, se pretende utilizar esta técnica con el objetivo de enfriar el agua, por lo tanto, no interesa en sí la evaporación de esta, si no el enfriamiento que las gotas de agua puedan experimentar evaporándose la menor cantidad posible.

1.4.2 Estanque de disipación

Uno de los componentes clave del sistema de enfriamiento evaporativo es el estanque de disipación.

Sobre este elemento existen múltiples estudios y simulaciones experimentales, dedicadas a verificar o mejorar diversos aspectos relacionados con la estructura de este o con su disposición o eficiencia. Entre otros, se encuentran los que se comentan en este apartado.

J. M. Almodovar y P. La Roche [37], simularon dos configuraciones de estanques de disipación de techo diferentes, dispuestas ambas junto con un intercambiador de calor aire-agua.

La primera configuración consistía en un estanque de agua profunda, de 0.35 m, cubierto con un aislamiento flotante de poliestireno de 0.03 m de espesor y un sistema de rociado ubicado a 0.5 m por encima de él que

funciona durante la noche. La segunda, se trataba de un estanque cubierto con una placa de aluminio separada por un espacio de aire de 0.1 m sobre un estanque, en este caso, de 0.1 m de profundidad.

Se simuló ambas disposiciones en las mismas condiciones y se compararon, además, con un techo aislado. Como resultado se obtuvo que el rendimiento de enfriamiento mejora en el caso de que se disponga el estanque de techo. Además, este rendimiento mejoraba con el funcionamiento continuo del sistema, y no únicamente durante la noche.

D. Pearlmutter y P. Berliner [38] trabajaron también sobre los estanques de techo. Estos autores optaron por una nueva configuración del estanque. Se trata de un sistema de estanque de techo “psicrométrico” para enfriamiento pasivo en regiones áridas, el cual se caracteriza por emplear una estructura de sombra elevada que permite el flujo libre de aire y maximiza la evaporación. Tras la simulación del sistema comentado, comprobaron su enorme potencial.

R. Tang y Y. Etzion [39] continuaron con la investigación sobre los estanques de disipación dispuestos en el techo. En este caso, el estanque de disipación contaba con la novedad de disponer de bolsas de yute flotando sobre el agua. El rendimiento de enfriamiento en cuanto a temperatura del aire exterior y flujo de calor a través del techo hacia el estanque se comprobó ser mucho mayor que el rendimiento obtenido disponiendo únicamente de bolsas de yute humedecidas en el techo. La mejora al disponer del estanque se debe a la estratificación térmica que tiene lugar en el interior de este recipiente.

Por último, A. Spanaki y col. [40], analizaron el efecto de enfriamiento pasivo conseguido con un estanque ventilado protegido a través de una capa reflectante. Los estudios de este estanque se llevaron a cabo en Grecia.

1.4.3 Enfriamiento del aire mediante conductos enterrados y sumergidos

Esta tecnología tiene varios puntos clave:

- Conductos enterrados bajo los Qanats.
- Tratamiento del suelo para reducir la temperatura de la superficie mediante masas de agua como la contenida en los Qanats y materiales de alta conductividad. Esto garantiza que se convierta en un sumidero de calor o en el peor de los casos se reduce el sobrecalentamiento debido a la temperatura exterior y la radiación.
- Conductos sumergidos a lo largo de los Qanats obteniéndose una transferencia de calor entre el aire introducido y el agua de los Qanats.

Es importante destacar que la profundidad es una variable clave en el diseño de esta solución, sin embargo, la solución es adaptable a baja profundidad si se garantiza un tratamiento de la superficie exterior. Una de las principales ventajas del enfriamiento del aire por medio de conductos enterrados es que permite controlar la humedad del aire impulsado en los casos en los que se quiera garantizar un control de la humedad de cara a favorecer el confort.

Se puede garantizar que en ciclos de operación diaria es posible descargar el calor acumulado en el terreno durante la noche gracias al sistema regenerativo del que se dispone a la entrada de estos. Esto garantiza la capacidad de enfriamiento del sistema durante las horas de operación requeridas.

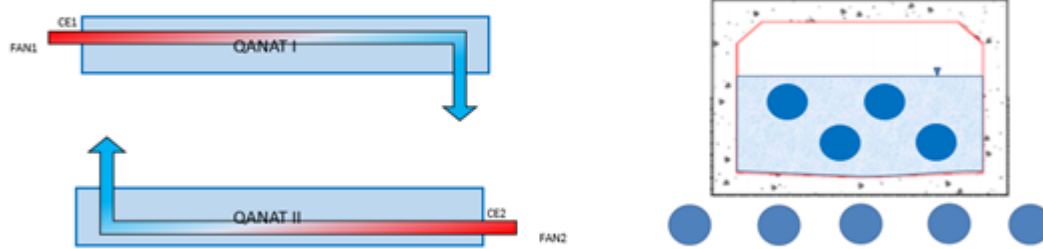


Figura 6. Conductos enterrados.

1.4.4 Cobertura innovadora

Esta cobertura solar innovadora consiste en la elección de materiales de baja absorción y alta reflexión, con un sistema de boquillas ornamentales que posibilitan su mojado. Este sistema con agua operará de manera automática cuando los sensores detecten la necesidad de enfriar la cubierta para garantizar las condiciones de confort impuestas en el anfiteatro. La limpieza se lleva a cabo gracias al continuo mojado de la cubierta textil por lo que se garantizan las propiedades de baja absorción y alta reflexión.



Figura 7. Tipo cobertura de baja absorción Expo 92

1.4.5 Confinamiento y tratamiento del espacio adyacente bajo la cobertura

Tratar el espacio público consiste en un paquete de soluciones que tienen como objetivo generar un grado de confinamiento óptimo, garantizando el movimiento de aire y una temperatura radiante adecuada para todas las superficies adyacentes al espacio tratado.

Es por ello por lo que bajo esta solución aparecen vinculados:

- Creación de espacios bajo el suelo como es el caso del zoco propuesto. En la propuesta se van a estudiar geometrías en forma de zoco (cuadradas o circulares) y áreas de paso rectangulares. El objetivo es confinar el espacio de trabajo bajo el terreno, tratando las superficies generadas en este nuevo espacio.

- Vegetación. La vegetación es clave en los espacios adyacentes ya que absorbe la radiación solar y genera superficies frías (misma vegetación o espacios adyacentes).



Figura 8. La importancia de la vegetación.

- Estanques y surtidores. Los estanques y surtidores presentan multitud de ventajas. Entre ellas los surtidores inducen el movimiento del aire y pueden ser adaptables (diferentes tamaños de gota pulverización o micronización, en función de si lo que se quiere es crear una barrera de agua fría o enfriar el aire colindante por evaporación).



Figura 9. Surtidores

2 METODOLOGÍA

2.1 Objetivos

Los objetivos del presente proyecto se resumen en los siguientes puntos:

- **Modelización de la avenida Thomas Alva Edison:** Este objetivo contempla la recreación 3D mediante el software REVIT. Para la realización del modelo se tomaron las medidas pertinentes y se llevó a cabo con el objetivo de visualizar las posibles instalaciones hidráulicas y la disposición de las distintas tecnologías que aparecen en el proyecto Cartuja Qanat.
- **Modelado físico de las distintas tecnologías propuestas y volúmenes de acumulación:** El objetivo es definir y estudiar las ecuaciones que rigen el comportamiento de cada una de las tecnologías de disipación, como de las que permiten el acondicionamiento de los espacios y los volúmenes de acumulación encargados de almacenar el fluido caloportador.
- **Simulación de la instalación:** Bajo unas condiciones de control impuestas, se pretende simular la evolución temporal de las distintas tecnologías propuestas como de ambos espacios. En este apartado se lleva a cabo innumerables simulaciones con las distintas configuraciones posibles. De esto se espera determinar y verificar que las tecnologías propuestas satisfacen las condiciones de diseño impuestas.
- **Esquemas y modos de operación:** Realización de los esquemas asociado a todos los modos de operación definidos, acompañados de la sensorización y actuación necesaria para el correcto control inteligente de la instalación.
- **Análisis de consumo:** Estimación de las pérdidas de carga de todos las bombas y ventiladores involucradas en dicha instalación mediante datos reales facilitados por los fabricantes. Este análisis contempla los posibles efectos de un control efectivo que optimice el sistema y una simulación del día tipo para estimar la fotovoltaica necesaria que abastezca la instalación por completo.

2.2 Esquema de la metodología

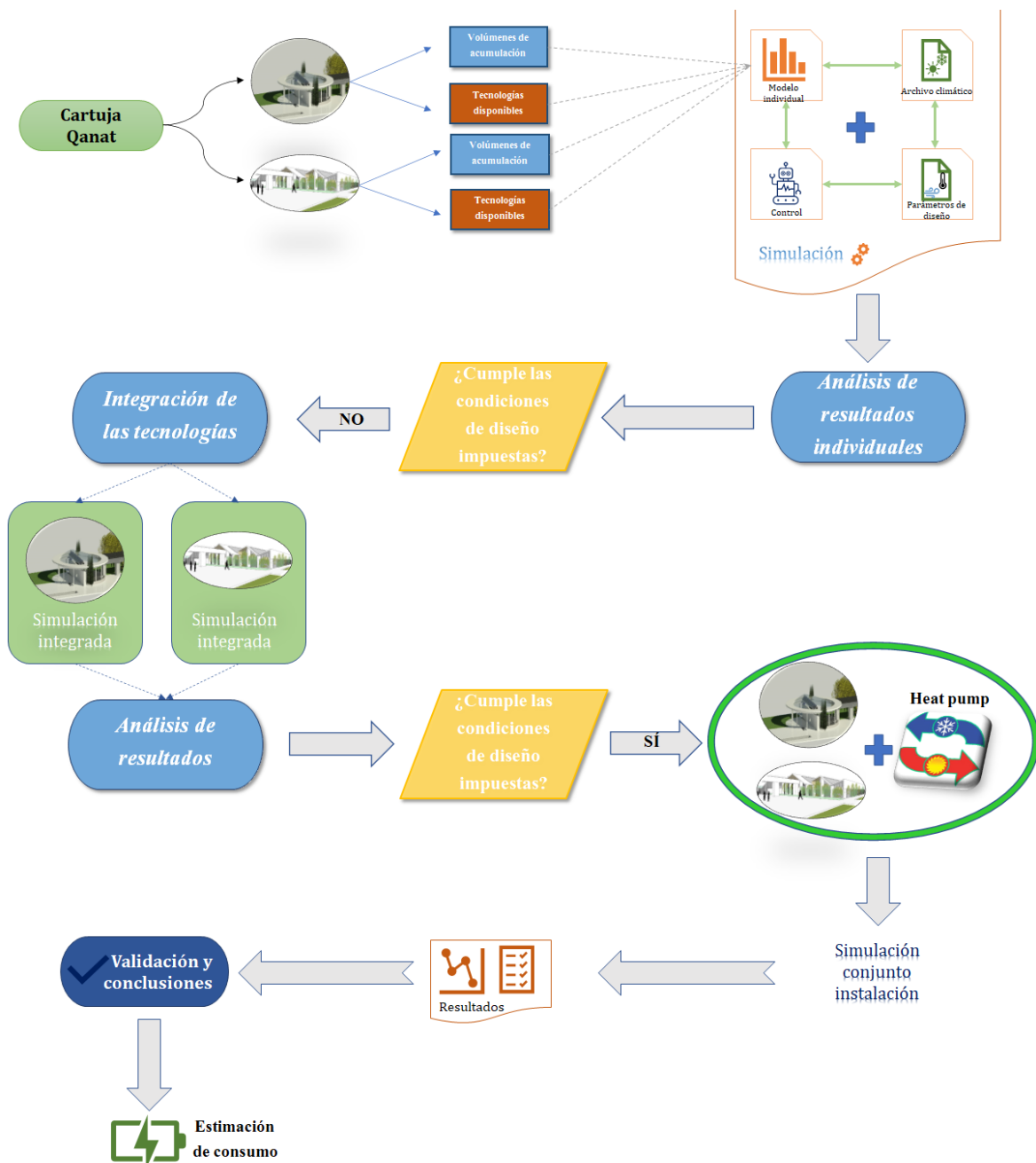


Figura 10. Esquema metodología

El presente trabajo de fin de máster se centra en el proyecto europeo "CartujaQanat. Recovering the street life in a climate changing world. UIA03-301", el cual contempla la rehabilitación de un espacio ya existente, el anfiteatro, y de la creación de uno nuevo, el zoco, con el objetivo principal de llevar a cabo la climatización de ambos espacios abiertos utilizando técnicas innovadoras y naturales.

Cada uno de los espacios a acondicionar presentan una serie de tecnologías de enfriamiento de agua, enfriamiento del aire y acondicionamiento de la estancia junto a los volúmenes de acumulación correspondientes. Cada una de las tecnologías utilizadas y volúmenes de acumulación presentan un modelo fisicomatemático que permite simular el comportamiento de cada una de ellas de forma individual. Todas estas tecnologías con sus correspondientes modelos son desarrolladas en el capítulo 3 y 4 de este trabajo de manera individual.

La aplicación de estos modelos se contempla en el capítulo 5 en el cual se recogen los resultados obtenidos. Para llevar a cabo las numerosas simulaciones realizadas se dispone de un archivo climático real, el cuál recoge las condiciones climáticas de un día de la época estival en la ciudad de Sevilla. A cada modelo realizado se le asocia un control, el cuál va ligado a los parámetros de diseño, los cuales se presentan en este mismo capítulo, y a unas estimaciones de los posibles periodos de funcionamiento de cada una de las estancias y tecnologías en función de sus características. Tras la realización de las primeras simulaciones, en las que se simula cada tecnología por separado, se analizan estos resultados. De estas simulaciones, se determina la evolución temporal de cada una de las tecnologías de disipación natural y de acondicionamiento del espacio, como el grado de acondicionamiento que se alcanza.

Del análisis individual se concluye la necesidad de contemplar la integración de las distintas tecnologías de enfriamiento y disipación para obtener un modelo conjunto que garantice el uso de ambos espacios, bajo condiciones climáticas severas, durante un periodo de tiempo de cinco días consecutivos con una tasa de funcionamiento del 100%. Es por ello, que se realizan nuevas simulaciones con la integración del anfiteatro y el zoco con las tecnologías relacionadas a cada uno de los espacios.

El análisis de estas nuevas simulaciones determina que es posible, mediante la utilización de las tecnologías propuestas, garantizar las condiciones de diseño impuestas y el confort térmico. Seguidamente, se realiza una simulación conjunta de la instalación en la que se encuentra la bomba de calor como tecnología que integra su uso en ambos espacios. Cabe señalar, que la bomba de calor aparece con la intención de garantizar el acondicionamiento de los espacios cuando esto no sea posible con la utilización del resto de tecnologías de acondicionamiento.

Tras la integración completa de la instalación, se validan los resultados y se extraen las conclusiones pertinentes. Para terminar, se estudia la influencia de los cambios de caudales en función de la necesidad, lo que produce un ahorro sustancial eléctrico de los equipos, y se determina el consumo previsto en un día cuya tasa funcionamiento sea del 100% que permita estimar las necesidades fotovoltaicas para garantizar el consumo de los equipos.

2.3 Objetivos y condiciones de diseño

El objetivo de la recuperación del espacio nace de la idea de crear un nuevo modelo de sostenibilidad urbana y así aprovechar los espacios que un día fueron utilizados para el usufructo de los ciudadanos. Esta idea parte de una base totalmente innovadora, en la que predomina la climatización de espacios abiertos mediante técnicas avanzadas naturales con el objetivo de garantizar un confort térmico a los nuevos asistentes y de ser una instalación autosuficiente.

Para garantizar unas condiciones de confort térmico es necesario partir de unos parámetros de diseño que se quieren alcanzar que aseguren que esto es así. Para ello, se ha acudido a la “Guía básica para el acondicionamiento climático de espacios abiertos” publicado por el grupo de termotecnia de la universidad de Sevilla en el marco de la Expo 92. En ella, se puntualiza que para obtener unos niveles de confort aceptables en dichos espacios es necesario garantizar una sudoración inferior a los 90 g/h. Cabe señalar, que, en un espacio de estas características en la época estival en la ciudad de Sevilla, se alcanzan niveles cercanos a los 300g/h de sudoración si el recinto no está climatizado. En el confort térmico interfieren numerosos parámetros por lo que es necesario acondicionar el espacio para el caso más desfavorable posible, el cual, siguiendo dicha guía y con el objetivo de obtener un alto grado de confort que evite una elevada sudoración y ausencia de calor, se deciden los siguientes parámetros de diseño:

$$T_{recinto} \leq 27^{\circ}C$$

$$T_{cobertura} \leq 27^{\circ}C$$

$$HR \leq 65\%$$

Estos valores, se pretenden alcanzar utilizando diferentes tecnologías por lo que es necesario partir de una

solución básica en busca de una mejorable hasta llegar al objetivo. Para alcanzar una temperatura de recinto no superior a 27°C se decide introducir en el espacio confinado un caudal de aire frío cuya mezcla con el aire exterior no resulte superior a 27°C. Por otro lado, la temperatura de la cobertura se pretende mantener utilizando agua. En cuanto a la humedad, este parámetro será determinante si se decide utilizar un sistema evaporativo.

En este capítulo se pretende definir y modelizar cada una de las tecnologías de acondicionamiento natural y de enfriamiento de agua para cada uno de los protagonistas del proyecto.

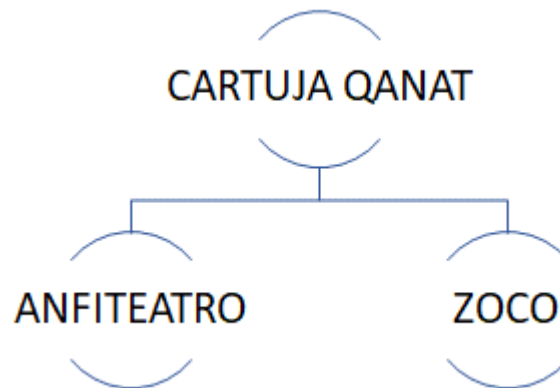


Figura 11. Esquema instalaciones Cartuja Qanat

2.4 Datos climáticos

El archivo climático del que se dispone para llevar a cabo las distintas simulaciones trata de un día completo del mes de septiembre, en el que se recogen los siguientes datos en intervalos de 10 minutos:

Tabla 1. Datos climáticos

DATOS CLIMÁTICOS

T_{ext}	°C
T_{cielo}	°C
$I_{directa}$	$\frac{W}{m^2}$
I_{difusa}	$\frac{W}{m^2}$
T_{bh}	°C
$w_{exterior}$	$\frac{kg\ agua}{kg\ aire\ seco}$
HR	%
v_{viento}	$\frac{m}{s}$
Ángulo cenital	°
Altura solar	°

A continuación, se muestran los datos medios, máximos y mínimos de los parámetros climáticos más influyentes:

Tabla 2. Características climáticas día tipo

	T_{ext}	T_{cielo}	T_{bh}	HR	v_{viento}
Mínimo	20.72	9.67	18.16	13.00	0
Media	28.92	13.40	20.70	38.83	1.64
Máximo	37.16	16.41	23.13	67.38	4.29

Cada uno de los parámetros que se muestran en la tabla anterior son determinantes para cada una de las tecnologías de enfriamiento utilizadas. En el caso de la cubierta dual, la potencia de enfriamiento depende tanto de la temperatura del cielo como la de bulbo húmedo. Para garantizar el confort térmico en los espacios acondicionados como son el zoco y el anfiteatro, es necesario controlar la humedad relativa si se utilizan sistema de postenfriamiento evaporativo. Este tipo de enfriamiento depende la temperatura de bulbo húmedo. La velocidad del viento juega un papel determinante en el caudal de aire exterior que entra en los espacios acondicionados, por lo que a mayor velocidad de viento mayor dificultad para acondicionar los espacios ya que el air change per hour aumenta y las necesidades para tener el espacio acondicionado a la temperatura de consigna aumentan. Por último, la temperatura del aire exterior es el mayor hándicap ya que con temperaturas máximas de 37°C que se alcanza entorno a las 16:00 h, el aporte de energía es considerable para alcanzar una mezcla de aire en el interior de los espacios que no sea superior a 27°C.

3 ANFITEATRO

3.1 Descripción del espacio

El anfiteatro, situado en la avenida Thomas Alva Edison, fue construido a principios de la década de los 90 en el marco de desarrollo urbanístico e innovador de la exposición universal del año 1992 en la ciudad de Sevilla. Este espacio fue utilizado durante la Expo como lugar cultural en el que cada día, durante toda la exposición, se llevaban a cabo múltiples eventos como pueden ser obras teatrales o conciertos. Dicho habitáculo se encontraba rodeado por vegetación y diversas fuentes de agua lo que permitía generar un microclima en la propia avenida mediante la aplicación de técnicas de climatización natural, obteniéndose una disminución de la temperatura en el ambiente y una mejora en el confort de los asistentes. Una vez finalizada la exposición universal, este anfiteatro como otros tantos espacios construidos para la Expo, quedaron inutilizados, por lo que tras el paso de los años y la falta de presupuesto para su conservación se han visto deteriorados.



Figura 12. Imagen frontal interior anfiteatro actualidad

En la imagen 1 se puede ver el estado actual del anfiteatro, el cual se encuentra vandalizado, pero mantiene su estructura aparentemente intacta. En el centro de la imagen se observa un escenario en el cual se llevaban a cabo las actuaciones para el público rodeado de una grada en forma de foro romano semicircular. Desde el punto de vista de la climatización, se aprecia la vegetación aún presente hoy en día que rodea lateralmente al espacio, la cual trabaja como barreras naturales impidiendo así un flujo continuo de aire exterior hacia el interior del espacio confinado. Cabe mencionar que dicha instalación disponía de una distribución de aire enfriado mediante una unidad de tratamiento de aire, la cual se observa en la parte superior de la imagen, en la que se aprecia un conducto que recorre el anfiteatro de lado a lado impulsando aire de forma frontal a los ocupantes.

En la siguiente imagen se muestra el anfiteatro desde la parte trasera del mismo, en la cual se observa como los conductos de aire provienen de una sala que se encuentra situada justo detrás del escenario, la cual contendría la unidad de tratamiento de aire, y son elevados hacia la parte más alta del frontal de este para su distribución. También se puede apreciar la cubierta del anfiteatro, que está formada por un aro de gran tamaño en el que se apoya la cercha principal, desde la cual, la cubierta de lona fue instalada hasta el aro de menor tamaño de forma que se obtiene algo similar a una cubierta a dos aguas. Dicho aro de menor tamaño es transitable por lo que permitía realizar labores de mantenimiento. Por un lado, la lona presenta numerosos desperfectos debido a las inclemencias meteorológicas a lo largo de los años y a la falta de mantenimiento. Por otro lado, la estructura presenta signos de deterioro por corrosión.



Figura 13. Imagen exterior anfiteatro actualidad

Es de especial interés analizar el entorno del espacio, en el cual se aprecian numerosos cipreses (ilustración 3) para evitar así la radiación solar directa y disminuir el flujo de aire que se introduce en el espacio confinado, garantizando unas mejores condiciones de confort dentro del anfiteatro. Actualmente presenta un volumen de vegetación insuficiente para dicha funcionalidad, aunque actualmente, se continua con el cuidado de dicha fauna con el objetivo de conserva las zonas verdes.



Figura 14. Imagen interior lateral anfiteatro actualidad

En el siguiente esquema se desglosa los distintos modos de funcionamiento, volúmenes de acumulación y tecnologías de enfriamiento del anfiteatro.

- elevadas, próximas a las críticas del día tipo, y cuya tasa de funcionamiento de la instalación sea menor al 100%.
4. Ambas baterías en funcionamiento con agua proveniente del estanque y de la bomba de calor. La configuración presente es válida para cualquier día en función de la potencia de enfriamiento que sea capaz de suministrar la bomba de calor seleccionada. Por contrapartida, el uso de la bomba de calor implica un alto consumo eléctrico y renuncia al objetivo principal del proyecto que es la utilización de técnicas naturales para el enfriamiento del agua que será utilizado para disipar el aire a introducir en el espacio confinado.
 5. Ambas baterías en funcionamiento más la utilización del postenfriamiento evaporativo. Esta configuración resulta óptima para 5 días de funcionamiento consecutivo del día tipo con temperaturas críticas y tasa de funcionamiento del 100%. El postenfriamiento evaporativo marca la diferencia entre cumplir las condiciones de diseño impuestas o estar fuera de rango de la temperatura de consigna del recinto por un periodo de tiempo determinado comprendido entre las horas de mayor temperatura exterior.

3.3 Acondicionamiento y confinamiento del espacio

El anfiteatro presenta un volumen de acondicionamiento de aproximadamente 930 m^3 que corresponde con el volumen del anfiteatro desde el nivel del suelo hasta su profundidad máxima. El resto de las gradas que quedan por encima del nivel del suelo no están acondicionadas por lo que no se garantiza el confort térmico. A continuación, se presentan los dos grados de confinamiento utilizados y los resultados obtenidos por simulación CFD:

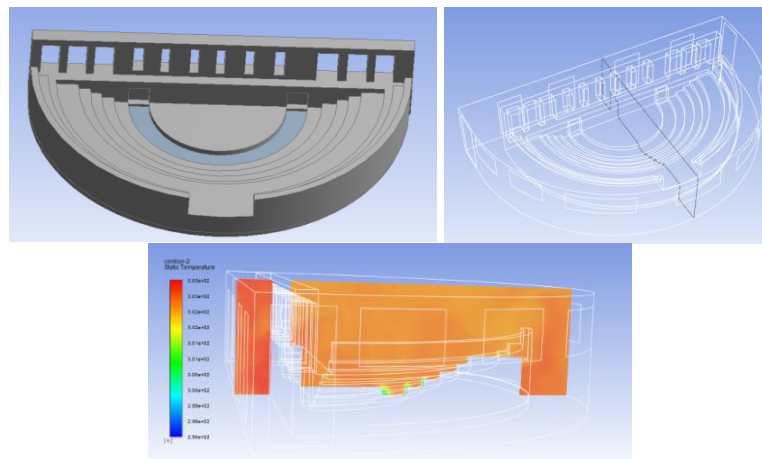


Figura 16. Modelos CFD grados de confinamiento

	CONFINAMIENTO III	CONFINAMIENTO IV. SÓLO ENTRADA LATERAL
VELOCIDAD DEL VIENTO	ACH	ACH
2	4.48	2.72
4	5.12	3.20
6	5.73	3.58

Para cada velocidad de viento estudiada se obtiene un ACH equivalente en función del grado de confinamiento que se aplique.

3.4 Modelo de simulación

Con el objetivo de conocer el comportamiento de la instalación, se implementa un modelo matemático que permita conocer la evolución del sistema en periodos de 10 minutos. Para ello, previamente fueron recogido los datos climáticos asociados a un día completo de septiembre, es decir, de la época estival en la ciudad de Sevilla. Con estos datos, se pretende calcular la oferta (generación de agua fría) y demanda (necesidad de energía para satisfacer las condiciones de diseño) para cada uno de los modelos implementados y así alcanzar la solución que satisfaga dichas condiciones de diseño en la instalación a estudio.

3.4.1 Estanque

El estanque se encuentra en las inmediaciones del anfiteatro y se utilizará como volumen de acumulación el cual se conecta a una de las baterías disponibles en la unidad de tratamiento de aire para enfriar el aire a introducir en el espacio acondicionado. Para enfriar el agua se utiliza un sistema de boquillas colocadas a una cierta altura sobre el estanque las cuales micronizan el agua del propio estanque obteniéndose un enfriamiento del agua por evaporación de parte de la gota. En la imagen que se presenta a continuación, se observa el estado actual de dicho estanque el cual se encuentra totalmente funcional, siendo hoy en día una fuente.

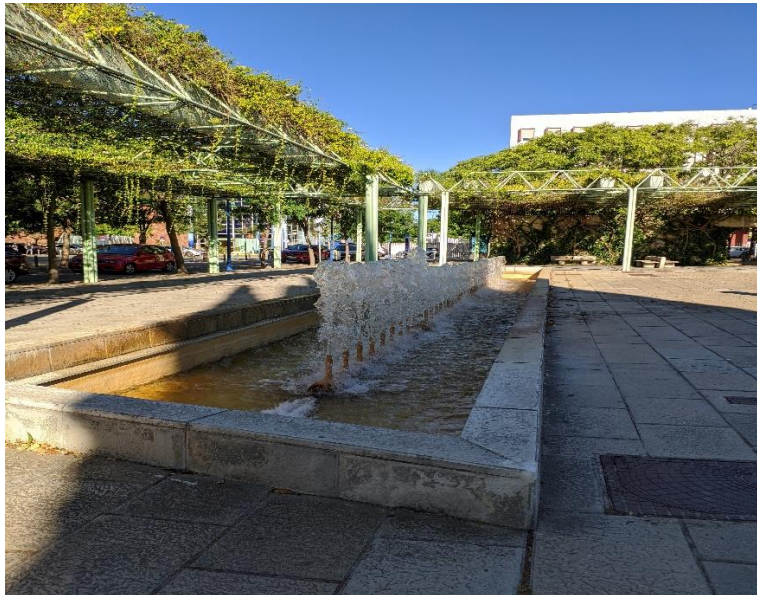


Figura 17. Estanque en la actualidad

El estanque presenta unas dimensiones de 24 metros de largo por 3 de ancho y aproximadamente 1 metro de altura. El objetivo es tener el estanque lleno aproximadamente hasta la mitad de la altura disponible por lo que se obtiene un volumen de acumulación de $36 m^3$ de agua. Para mover el agua del estanque a la batería es necesario un equipo de bombeo prácticamente de recirculación debido a que la unidad de tratamiento de aire se encuentra bajo el nivel del suelo, consiguiéndose así que por simple gravedad se genere flujo. Para bombear y pulverizar el agua del estanque si es necesario un equipo de presión ya que el objetivo es que estas funcionen en presiones cercanas a los 3 bares.

A continuación, se muestra una recreación del estanque junto al anfiteatro en la que se observa la proximidad de este.



Figura 18. Anfiteatro junto a estanque. Recreación Revit

3.4.1.1 Modelo estanque

A continuación, se muestra la ecuación que caracteriza la variación de energía de la lámina de agua del estanque por unidad de tiempo extraída del proyecto fin de carrera de C.J. Esteban[41]:

$$\Delta U = q_{RC} + q_{RL} + q_e + q_c + q_s + q_a + q_p$$

Donde:

ΔU = Variación de energía de la lámina de agua por unidad de tiempo. (W)

El resto de los términos de la ecuación se muestran a continuación:

Tabla 3. Flujos de calor en el estanque

Ganancias (+) ¹	Pérdidas (-)
q_{RC} = Radiación de corta absorbida. (W)	q_{RL} = Flujo neto de radiación de larga en la superficie. (W)
q_c = Flujo de calor por convección en la superficie. (W)	q_e = Flujo de calor asociado a la evaporación de agua en la superficie. (W)
q_a = Flujo de calor asociado al agua de aporte a la batería. (W)	q_s = Flujo de calor asociado al funcionamiento de los jets. (W)
q_p = Intercambio de calor por conducción a través de las paredes y el fondo. (W) (Durante el día)	q_p = Intercambio de calor por conducción a través de las paredes y el fondo. (W) (Durante la noche)

Para calcular cada uno de los calores que se presentan, es necesario conocer las fórmulas que rigen a cada uno de ellos, los cuales se muestran a continuación:

- **Flujo de calor por convección en la superficie**

$$q_c = h_c \cdot (T_{ext} - T_{agua\ estanque}) \cdot A_{lámina\ de\ agua}$$

Donde:

¹ Los flujos mostrados están caracterizados como ganancias pérdidas en régimen verano.

- h_c es el coeficiente de película el cual se define a partir de un valor constante más una variable dependiente de la velocidad del viento:

$$h_c = 2.8 + 3 \cdot v_{viento} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

- T_{ext} y $T_{agua\ estanque}$ corresponden a la temperatura exterior del aire y a la temperatura del agua del estanque respectivamente, ambas en [°C]
- $A_{lámina\ de\ agua} = 72\ m^2$ y representa la superficie de agua en el estanque.

- **Intercambio de calor por conducción a través de las paredes y el fondo**

$$q_p = q_{cd\ paredes} + q_{cd\ suelo}$$

Donde:

- $q_{cd\ paredes}$ y $q_{cd\ suelo}$ son determinados mediante simulaciones CFD y multiplicados por el área correspondiente.

- **Flujo neto de radiación de larga en la superficie**

$$q_{RL} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot \left((T_{agua\ estanque} + 273)^4 - (T_{cielo} + 273)^4 \right) \cdot A_{lámina\ de\ agua}$$

Donde:

- $\sigma = 5.68 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$ representa la constante de Stefan-Boltzmann.
- $\varepsilon = 0.95$ y representa la emisividad del agua.
- T_{cielo} y $T_{agua\ estanque}$ corresponden a la temperatura del cielo y a la temperatura del agua del estanque respectivamente, ambas en [°C].
- $A_{lámina\ de\ agua} = 72\ m^2$ y representa la superficie de agua en el estanque.

- **Flujo de calor asociado a la evaporación de agua en la superficie**

$$q_e = \frac{Km}{R \cdot (T_{ext} + 273)} \cdot h_{fase} \cdot 1000 (P_{Vapor\ T_w} - HR \cdot P_{Vapor\ T_a}) \cdot A_{lámina\ de\ agua}$$

Donde:

- $Km = 9.38 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m}{s} \right]$
- $R = 461.89 \left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]$ = constante de los gases ideales para el agua.
- $h_{fase} = 2257 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$ = entalpía de cambio de fase.
- HR representa la humedad relativa en tanto por 1.
- $A_{lámina\ de\ agua} = 72\ m^2$ = superficie de agua en el estanque.
- $P_{Vapor\ T_w}$ = la presión de vapor a la temperatura del agua del estanque, que se determina mediante la siguiente expresión:

$$P_{Vapor\ T_w} = e^{(18.043 - \frac{3885}{T_{agua\ estanque} + 230})} \cdot 0.13 \cdot 1000 [Pa]$$

- $P_{Vapor T_a}$ = la presión de vapor a la temperatura del aire exterior y viene definida por la misma expresión anterior:

$$P_{Vapor T_a} = e^{(18.043 - \frac{3885}{T_{exterior} + 230})} \cdot 0.133322 \cdot 1000 [Pa]$$

- **Flujo de calor asociado al funcionamiento de los jets[42]**

$$q_s = \dot{m}_{agua} \cdot C_p \cdot ((T_{agua\ estanque} - T_{bh})) \cdot eff$$

Donde:

- \dot{m}_{agua} = flujo másico de agua impulsado por los jets [$\frac{Kg}{s}$]
- $C_p = 4180 [\frac{J}{Kg \cdot K}]$ = calor específico del agua a presión constante
- T_{bh} y $T_{agua\ estanque}$ = a la temperatura de bulbo húmedo y a la temperatura del agua del estanque respectivamente, ambas en [°C].
- eff = eficiencia de los jets

Para que los jets dispuestos sobre el estanque comiencen a funcionar, es necesario definir una condición de control para que la disipación de calor mediante evaporación de la gota de agua sea efectiva ya que el enfriamiento evaporativo depende de la temperatura de bulbo húmedo. Dicha condición se expone a continuación:

$$T_{agua\ estanque} > T_{bh} + \Delta T$$

El diferencial de temperatura (ΔT) o histéresis se utiliza para evitar el funcionamiento de los jets cuando el agua se encuentra a una temperatura cercana a la de bulbo húmedo, tomando el valor de 2°C para garantizar una mínima diferencia y así obtener un enfriamiento adecuado. Esto es debido a que el iniciar el funcionamiento de los jets lleva consigo un consumo eléctrico asociado por lo que, si la temperatura de agua del estanque y la de bulbo húmedo son próximas, no compensa el enfriamiento obtenido con el gasto energético generado.

Ya obtenido todos los calores que influyen en la variación de la energía interna de la lámina de agua, se calcula la temperatura del agua del estanque mediante la siguiente expresión:

$$T_{agua\ estanque} = T_{agua\ estanque(t-1)} + \frac{\Delta U \cdot Periodo}{C_{p\ agua} \cdot \rho_{agua}}$$

Donde:

- *Periodo*: En todas las simulaciones el periodo de muestreo es de 600 segundos.
- $C_{p\ agua} = 4180 [\frac{J}{Kg \cdot K}]$
- $\rho_{agua} = 998 [\frac{Kg}{m^3}]$

Al estar la simulación en intervalos de 10 minutos, es necesario multiplicar la variación de energía interna [W] por el periodo correspondiente de 600 segundos. Tanto el calor específico a presión constante como la densidad del agua se mantienen constante indistintamente.

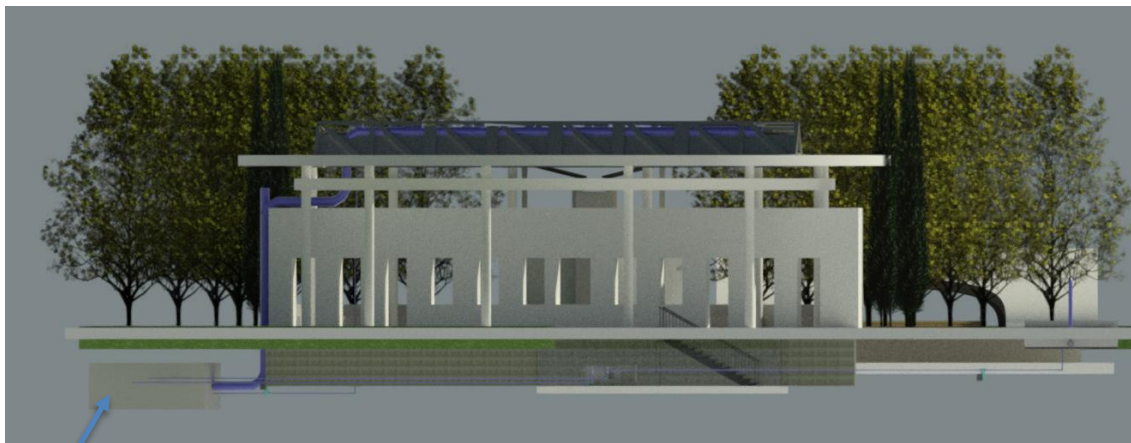
Al haber evaporación tanto natural como por la micronización de las boquillas, es necesario estimar la cantidad de agua que se evapora para conocer el volumen de agua a reponer de la red al estanque.

$$m_{agua\ evaporada} = \frac{q_e \cdot Periodo}{h_{fase}} + \frac{q_s \cdot Periodo}{h_{fase}}$$

Donde el primer término corresponde al agua evaporada de forma natural y el segundo a la evaporada por el enfriamiento evaporativo mediante jets.

3.4.2 Depósito

La idea de utilizar un depósito nace de la necesidad de un volumen de acumulación que se utilice para la cubierta radiante, la cubierta dual y la segunda batería instalada en la unidad de tratamiento de aire. Dicho depósito se estima de un volumen próximo a los $30 m^3$, el cual no toma un valor al azar, sino que se realiza un estudio para determinar el volumen necesario y óptimo que satisfaga las necesidades que se solicitan. Este estudio sobre el volumen apropiado para el depósito se presenta en el capítulo 3 donde se recogen las distintas simulaciones y cálculos realizados para obtener las diferentes estimaciones. El depósito se sitúa al otro lado del anfiteatro, bajo el nivel del suelo en forma de depósito o aljibe. El agua del depósito es enfriada mediante la utilización de la cubierta dual, en la que se obtiene enfriamiento evaporativo y radiante (oferta). Las ganancias vendrán dadas por la batería colocada en la unidad de tratamiento de aire y la cubierta radiante (demandantes). A continuación, se muestra la disposición del depósito en la avenida Thomas Alva Edison:



Depósito

Figura 19. Disposición del depósito en la Avenida. Recreación Revit

3.4.3 Unidad de tratamiento de aire

La UTA es un equipo de climatización cuya configuración es en función de las necesidades. Para dicho proyecto incluye un fan el cual se encarga de mover el caudal de aire necesario que se desea introducir en el espacio acondicionado, un filtro de aire, dos intercambiadores de calor y por último un sistema evaporativo. La primera batería está conectada al agua del estanque y la segunda presenta dos configuraciones, o al depósito o a la bomba de calor que finalmente es la que se aplica en la ejecución del proyecto real. En la siguiente imagen se detalla un dibujo de la UTA con todos los elementos ya mencionados. Cabe destacar, que el uso del sistema evaporativo se limita a la utilización de la segunda batería conectada al depósito ya que dicho sistema presenta como desventaja el incremento de la humedad relativa dentro del espacio acondicionado provocando una disminución del confort térmico.

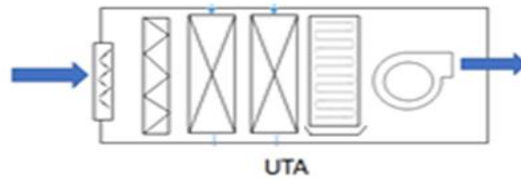


Figura 20. Dibujo sobre la unidad de tratamiento de aire

Esta unidad de tratamiento de aire se coloca en un espacio disponible detrás del escenario. En la siguiente sucesión de imágenes se muestra el acceso a la sala, la unidad terminal y la instalación hidráulica.

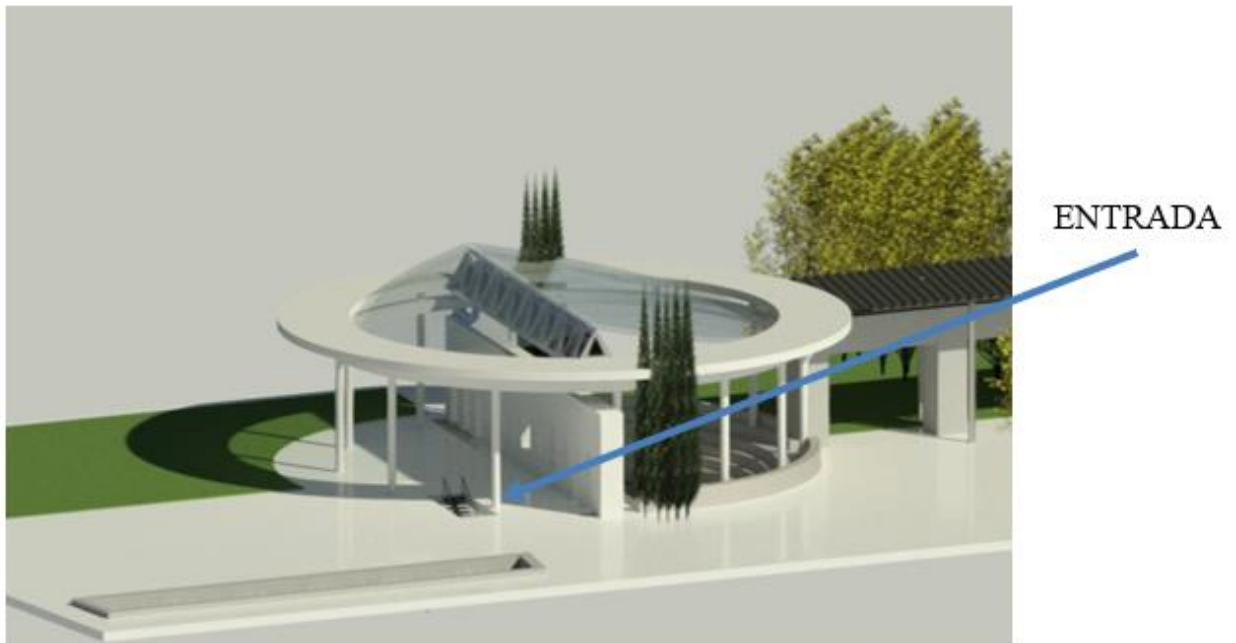


Figura 21. Acceso a la sala UTA. Recreación Revit

En esta imagen se detalla la sala donde se encuentra la unidad de tratamiento de aire y las conexiones hidráulicas.

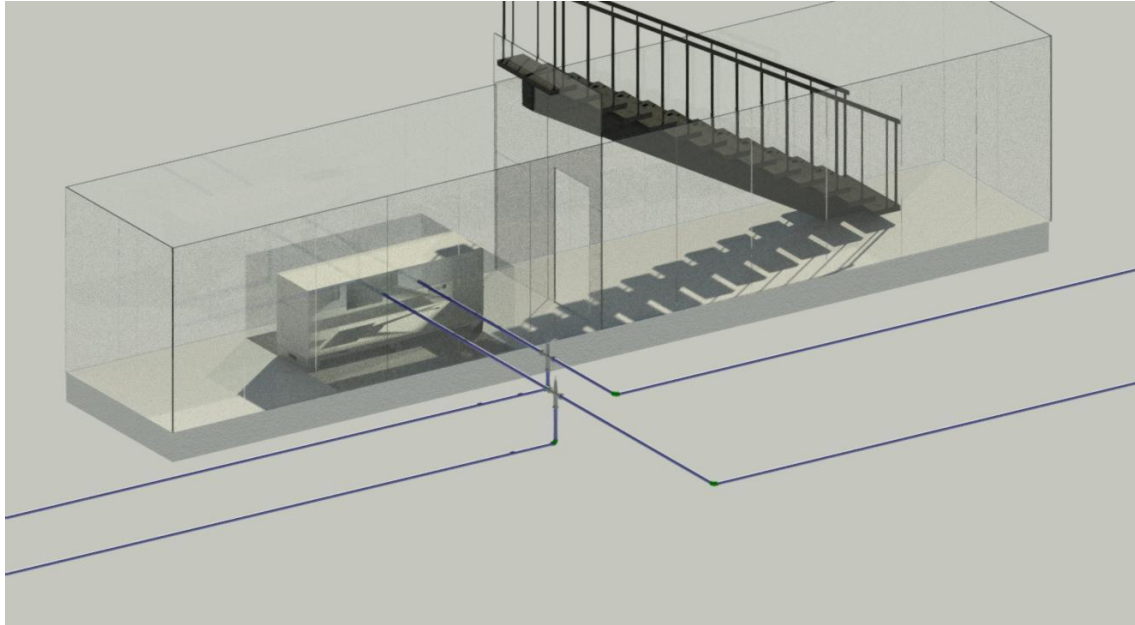


Figura 22. Sala UTA. Recreación Revit

Por último, un plano general de la unidad con las correspondientes tuberías tanto del depósito (a la izquierda de la imagen) como del estanque (a la derecha).

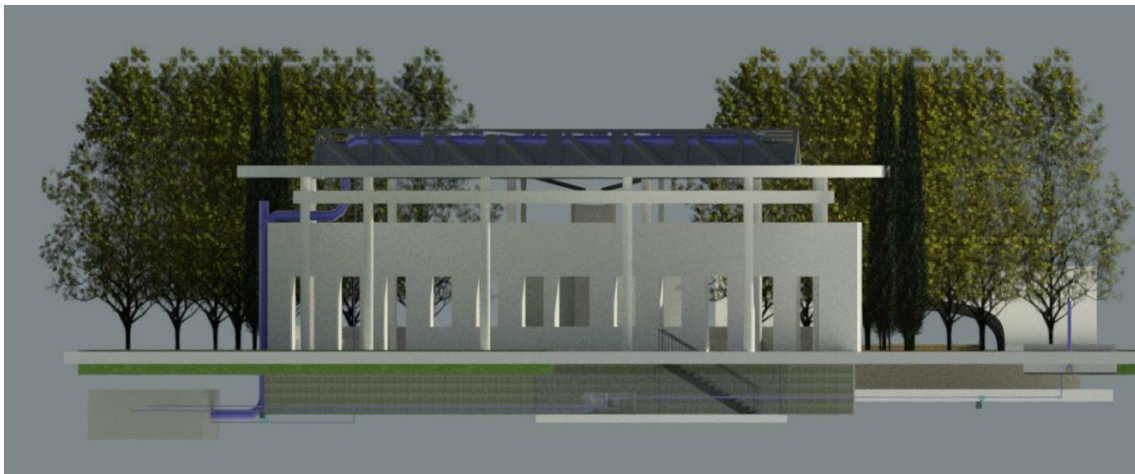


Figura 23. Instalación hidráulica estanque-depósito. Recreación Revit

3.4.3.1 Modelo batería

Con el objetivo de calcular la transferencia de calor que tiene lugar en las baterías, se realiza un modelo simplificado del intercambiador a partir de los datos obtenidos de una batería de la firma TROX[43], en la cuál la información necesaria para ellos es extraída de la siguiente tabla.

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	26/50	7/12	2.514	14,60	12,8/94	25	4,30	1 1/2"
	3.000			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	26/50	7/12	4.493	26,09	11,7/97	82	13,82	1 1/2"
	4.500			4.878	28,32	12,0/96	99	16,06	
	5.000			5.240	30,42	12,3/96	118	18,31	
	2.500	29/60	7/12	5.086	29,53	10,5/99	37	17,34	
	3.000			5.887	34,18	11,1/99	50	22,67	
	3.500			6.635	38,52	11,7/99	65	28,23	
	4.000	29/60	7/12	7.335	42,58	12,2/98	80	33,92	
	4.500			7.992	46,40	12,6/98	97	39,71	
	5.000			8.612	50,00	13,0/98	116	45,54	

Figura 24. Ficha técnica batería TROX

Cabe mencionar que, el rango de caudales considerados para ser introducidos como aire enfriado dentro del espacio acondicionado era de entorno $8000 \text{ m}^3/\text{h}$ con un máximo de $10000 \text{ m}^3/\text{h}$. Es por ello, que, a la vista de los datos proporcionados por el fabricante, los caudales de los cuales se tienen información suficiente como para obtener una relación caudal, UA, eficiencia son mucho menores. Debido a la imposibilidad de obtener la ficha técnica de una batería más próxima a las necesidades mostradas, se decidió realizar el modelo mediante la utilización de los datos mostrados en la imagen superior.

En primer lugar, se toman los valores asociados al caudal de $5000 \text{ m}^3/\text{h}$ ambos de la batería ofertada de 6 filas.

Tabla 4. Parámetros batería fabricante TROX

<i>Q</i> aire	<i>T</i> ae	<i>H</i> Rae	<i>T</i> we	<i>T</i> ws	<i>Q</i> agua	Potencia	<i>T</i> as	<i>H</i> Ras
(m³/h)	[°C]	[%]	[°C]	[°C]	[l/h]	[kW]	[°C]	[%]
5000	26	50	7	12	5240	30.42	12.3	96
5000	29	60	7	12	8612	50	13	98

Seleccionado los datos de estudio, se calcula la eficiencia, el NTU y el coeficiente global de transferencia (U) por el área (A) necesarios para estimar la transferencia de calor que tiene lugar en la batería mediante las siguientes ecuaciones[44]:

$$\varepsilon = \frac{T_{ae} - T_{as}}{T_{ae} - T_{we}}$$

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$$

$$UA = NTU \cdot \rho_{aire} \cdot c_p \cdot \frac{Q_{aire}}{3600} \left[\frac{W}{K} \right]$$

Una vez obtenido los resultados correspondientes, se decide aplicar los valores que se muestran a continuación de forma constante para el modelo de batería adoptado y las simulaciones pertinentes. Esto es debido a que la

variación de la eficiencia y el coeficiente global de transferencia depende de diversos factores como son el caudal del agua, el caudal de aire y las temperaturas de entrada de ambos por lo que no se dispone de datos suficientes que posibilite una relación en función del caudal de aire introducido y el caudal de agua, obligando en todo momento la necesidad de fijar uno de los valores. Es por ello, que se decide fijar el caudal de agua y tomar los valores obtenidos del caso correspondiente:

$$UA_{Intercambiador} = 2 \text{ kW/K}$$

$$\varepsilon = 0.72$$

$$Q_{agua} = 8612 \text{ l/h}$$

Gracias a estos datos, es posible simular el calor transferido al agua tanto del estanque como del depósito, así como calcular la temperatura de impulsión del aire hacia el interior del anfiteatro.

- **Flujo de calor asociado al agua de aporte a la batería**

$$q_a = C_{min} \cdot \varepsilon \cdot (T_{ext} - T_{agua \text{ estanque}})$$

Donde:

- C_{min} se corresponde con el producto de menor valor entre el flujo másico (aire o agua) por su calor específico a presión constante correspondiente. $[\frac{W}{K}]$
- ε = eficiencia de la batería.

Para estimar la temperatura a la salida de la batería y la de retorno del agua al estanque se utilizan las siguientes expresiones:

$$T_{salida \text{ aire}} = T_{ext} - \frac{q_a}{c_{p \text{ aire}} \cdot \dot{m}_{aire}}$$

Donde:

- $c_{p \text{ aire}} = 1007 \text{ } [\frac{J}{Kg \cdot K}]$ se considera constante independientemente de la temperatura.
- $\dot{m}_{aire} \text{ } [\frac{Kg}{s}]$ el caudal de aire introducido es una variable a estudio por lo que se estima un rango comprendido entre los $6000 \text{ m}^3/h$ y los $12000 \text{ m}^3/h$.

$$T_{retorno \text{ agua}} = T_{agua \text{ estanque}} + \frac{q_a}{c_{p \text{ agua}} \cdot \dot{m}_{agua}}$$

Donde:

- $c_{p \text{ agua}} = 4180 \text{ } [\frac{J}{Kg \cdot K}]$ se considera constante independientemente de la temperatura.
- $\dot{m}_{agua} = 2.4 \text{ } [\frac{Kg}{s}]$ permanece constante.

3.4.4 Modelo postenfriamiento evaporativo

El sistema de postenfriamiento se encuentra situado dentro de la unidad de tratamiento de aire después de que el caudal de aire a introducir en el espacio acondicionado haya pasado por las baterías perteneciente al estanque y al depósito. Para conocer el impacto del sistema de postenfriamiento tanto en temperatura como humedad, es necesario definir un modelo que permita conocer ambas variables, como también el consumo de agua que implica utilizar este sistema de enfriamiento del aire.

En primer lugar, se define la temperatura de impulsión definitiva hacia el interior del anfiteatro, en el caso de que el sistema de postenfriamiento esté funcionando. Sino estuviera funcionando, la temperatura de impulsión hacia el espacio confinado es la correspondiente a la temperatura del aire a la salida de la batería conectada al depósito.

$$T_{imp} = T_{salida\ aire} - \varepsilon \cdot (T_{salida\ aire} - T_{bh})$$

Donde:

- $\varepsilon = 0.9$ eficiencia del sistema evaporativo. Para los estudios realizados se considera constante, pero esta podría regularse sino fuera necesaria tal eficiencia, llevando consigo un ahorro de agua.

Para determinar la masa de agua evaporada por el sistema de postenfriamiento es necesario conocer la potencia transferida por ello se utiliza la expresión siguiente:

$$q_{evaporativo} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p\ aire} \cdot (T_{salida\ aire} - T_{imp}) [W]$$

La masa de agua evaporada se obtiene de la siguiente forma:

$$m_{agua\ evaporada} = \frac{q_{evaporativo} \cdot Periodo}{h_{fase}}$$

La humedad de impulsión es necesaria para poder obtener la del recinto, y así controlar los niveles de humedad relativa dentro de los espacios confinados.

$$w_{imp} = w_{ext} + \frac{m_{agua\ evaporada}}{m_{aire\ seco}}$$

Donde:

- w_{ext} toma un valor constante de 0.012 [$\frac{kg\ agua}{kg\ aire\ seco}$] debido a errores en la toma de datos respecto a este parámetro se supuso este valor, siempre teniendo en cuenta de que se trata de un valor desfavorable.
- $m_{aire\ seco} [kg]$ se calcula de la siguiente forma:

$$m_{aire\ seco} = w_{ext} + \frac{m_{aire}}{(1 + w_{ext})}$$

$$m_{aire} = \dot{m}_{aire} \cdot Periodo$$

Una vez obtenido los valores de impulsión tanto de la humedad como de la temperatura, se procede a calcular la temperatura que surge de ambas mezclas de aire dentro del recinto. Dicha mezcla consta tanto del aire impulsado como del aire exterior que ingresa dentro del espacio acondicionado el cual es calculado por CFD. Dado que se trabaja con dos niveles de confinamiento, se obtienen distintos valores de ACH para distintas velocidades de viento. Con dichos datos obtenidos para ambos niveles de confinamiento, se realiza una estimación lineal la cual permite conocer el caudal de aire procedente del exterior que entra en el espacio acondicionado en función de la velocidad del viento, cuyo parámetro es conocido en todo momento ya que se dispone de él en el archivo climático. A continuación, se muestran ambas expresiones en función del grado de confinamiento:

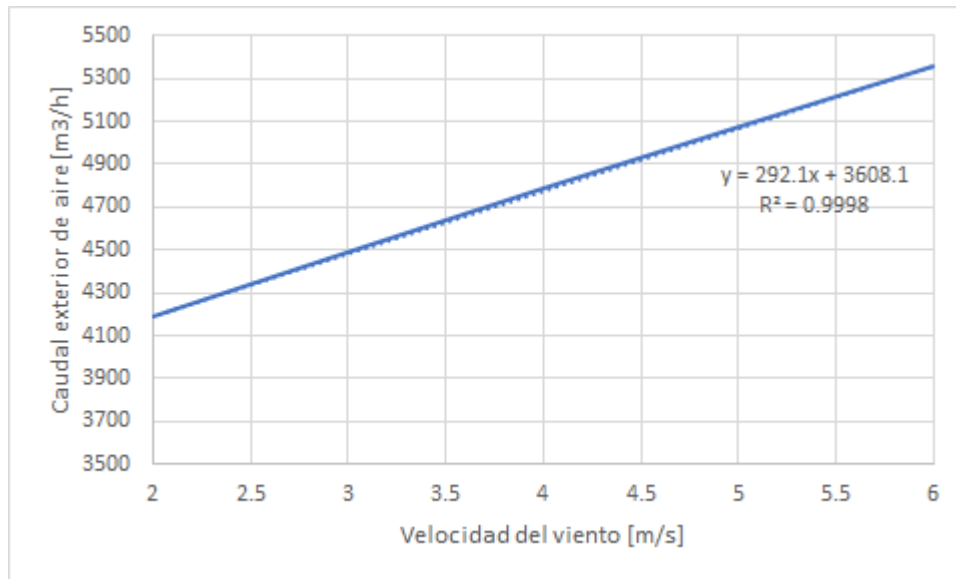


Figura 25. Grado de confinamiento III. Caudal de aire en función de la velocidad del viento

$$Q_{ext} = 292.1 \cdot v_{viento} + 3608.1$$

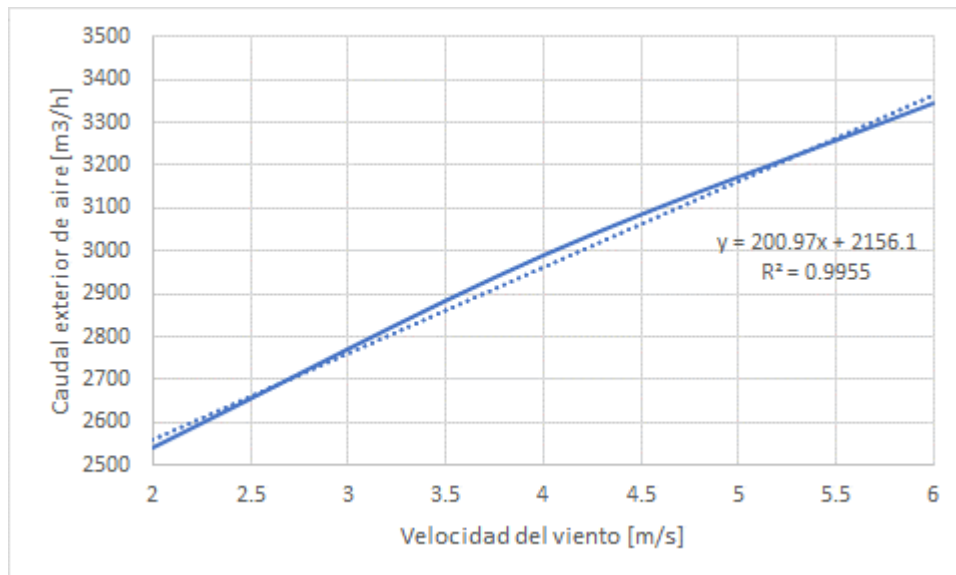


Figura 26. Grado de confinamiento IV. Caudal de aire en función de la velocidad del viento

$$Q_{ext} = 200.97 \cdot v_{viento} + 2156.1$$

Llegado este momento, ya es posible conocer que temperatura y humedad se tiene cada 10 minutos dentro del espacio acondicionado en el anfiteatro.

$$T_{recinto} = \frac{T_{ext} \cdot Q_{ext} + T_{imp} \cdot Q_{aire imp}}{Q_{ext} + Q_{aire imp}}$$

$$w_{recinto} = \frac{w_{ext} \cdot Q_{ext} + w_{imp} \cdot Q_{aire imp}}{Q_{ext} + Q_{aire imp}}$$

Para obtener la humedad relativa a partir de la temperatura y humedad del recinto, es necesario utilizar EES.

3.4.5 Cubierta dual

La cubierta dual es una solución innovadora cuyo objetivo es el enfriamiento de agua mediante efecto evaporativo radiante. Para ello se instalan un conjunto de boquillas en la cercha del anfiteatro la cual se encargan de pulverizar el agua ocasionando la evaporación de parte de la gota de agua obteniéndose así un enfriamiento del agua. Esta agua descende por los módulos de la cubierta del anfiteatro, denominada esta tecnología como falling film, o lo que es lo mismo, la creación de una película de agua descendente. El falling film genera un enfriamiento evaporativo radiante del agua proveniente del depósito gracias a la temperatura del cielo. El efecto del falling film presenta un enfriamiento evaporativo-radiante.

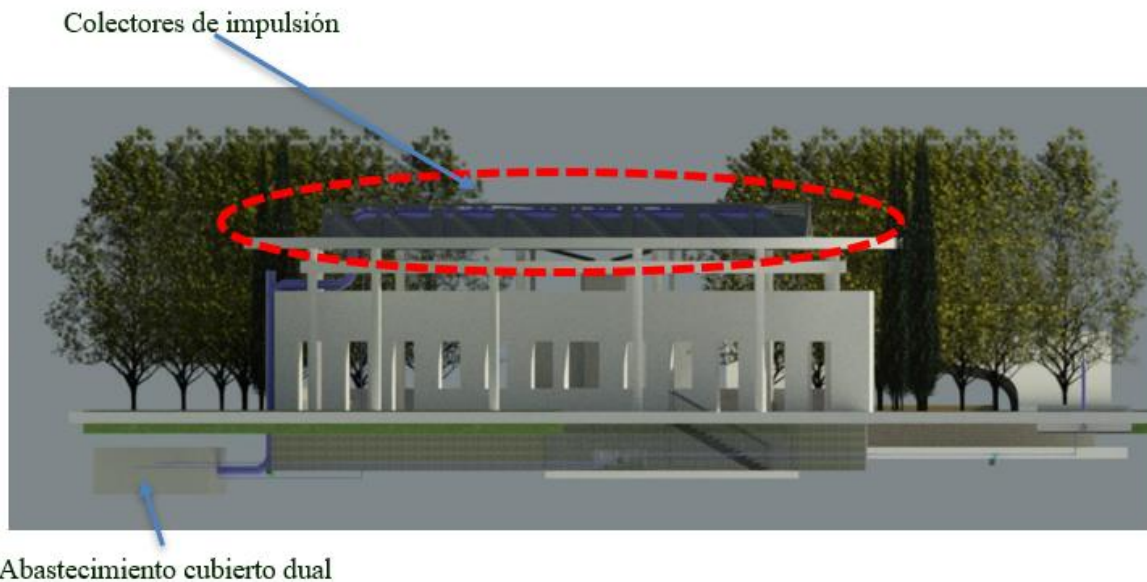


Figura 27. Cubierta dual

Modelo cubierta dual

El modelo matemático que detalla el funcionamiento tanto de los jets como de la potencia disipada por la lámina de agua descendente se detalla a continuación:

Al igual que los jets presentados en el estanque, estos muestran una eficiencia[42]:

$$eff_{jets} = 1 - e^{\frac{-a \cdot w_{ab} \cdot T_{agua\ depósito} \cdot \sqrt{altura} \cdot Q \cdot FC}{r \cdot T_{ext}}}$$

Donde:

- $a = 0.034$ coeficiente experimental
- $w_{ab} = 10$
- $altura = 0.5 [m]$ corresponde con la altura de colocación de los jets respecto al canalón.
- $Q = 1.3 \left[\frac{l}{min} \right]$ caudal asociado a cada jet.
- $FC = 0.9$ factor corrector
- $r = 0.3 [mm]$ radio de impulsión del jet.

El caudal total movido por los jets viene determinado por el número de boquillas, el cual se estimó en 40 unidades, debido a las limitaciones de espacio y distancia entre boquillas.

$$Q_{jets} = \frac{Q \cdot n^{o}boquillas}{60} \left[\frac{l}{s} \right]$$

La potencia total disipada por evaporación viene determinada por la siguiente expresión:

$$P_{jets} = eff_{jets} \cdot Q_{jets} \cdot c_p (T_{depósito} - T_{bh}) [W]$$

Al igual que en casos anteriores, el agua evaporada se obtiene:

$$m_{agua\ evap\ jets} = \frac{P_{jets} \cdot Periodo}{h_{fase}} [kg]$$

Esta agua evaporada se recupera en el depósito suministrando agua de la red. A continuación, se obtiene la temperatura del agua después del efecto evaporativo, ya que esta condiciona la ecuación que rige la potencia disipada por el innovador sistema falling film.

$$T_{salida\ evap} = T_{depósito} - eff_{jets} \cdot (T_{depósito} - T_{bh})$$

En función de la condición que se presenta, la potencia disipada por el sistema se ve alterada, ya que, si la condición presente se cumple, el efecto evaporativo es mayor.

$$Si\ T_{salida\ evap} > T_{bh} + 1$$

Entonces:

$$P_{radiante} = 33.11 \cdot (T_{depósito} - T_{bh}) + 5 \cdot (T_{depósito} - T_{cielo}) \cdot A_{disipación} \cdot CF [W]$$

Donde:

- CF es un factor corrector que viene determinado por las siguientes variables:

$$CF = 1 - 1.273 \cdot e^{-0.1647 \cdot Q^{0.5312}}$$

Cuyo caudal se expresa como $[\frac{l}{h \cdot m^2}]$

En los casos en los que la condición se cumple, la cantidad de agua evaporada es mayor, debida a la mayor influencia del efecto evaporativo:

$$m_{agua\ evap\ rad} = P_{radiante} \cdot \frac{33.11 \cdot Periodo}{(33.11 + 5) \cdot h_{fase} \cdot 1000}$$

En caso contrario:

$$Si\ T_{salida\ evap} < T_{bh} + 1$$

$$P_{radiante} = 3.44 \cdot (T_{depósito} - T_{bh}) + 5(T_{depósito} - T_{cielo}) \cdot A_{disipación} \cdot CF$$

$$m_{agua\ evap\ rad} = P_{radiante} \cdot \frac{3.44 \cdot Periodo}{(3.44 + 5) \cdot h_{fase} \cdot 1000}$$

La potencia de enfriamiento total de la cubierta viene expresada por el sistema de jets y el falling film como se muestra a continuación:

$$Q_{enfriamiento} = P_{radiante} + P_{jets}$$

3.4.6 Cubierta radiante o “Ceiling”

El ceiling es una cubierta de polipropileno situada sobre los asistentes al anfiteatro y bajo los módulos de lamas que cubren la cubierta del espacio. Las planchas de polipropileno presentan una serie de canales por los que circula el agua, alcanzándose de esta manera una regulación de la temperatura de la cobertura lo que garantiza un mejor confort térmico en el espacio acondicionado reduciendo la sudoración de los allí presente. Para mantener la cobertura a una temperatura comprendida entre 26°C y 27°C se utilizará agua del depósito, la cual por regla general se encontrará a una temperatura inferior por lo que será necesario realizar una mezcla para garantizar la temperatura de la cobertura prácticamente constante y reducir las ganancias de calor en el agua del depósito. A continuación, se muestra una imagen sobre los paneles de propileno que conforman la cubierta llamada “ceiling”.

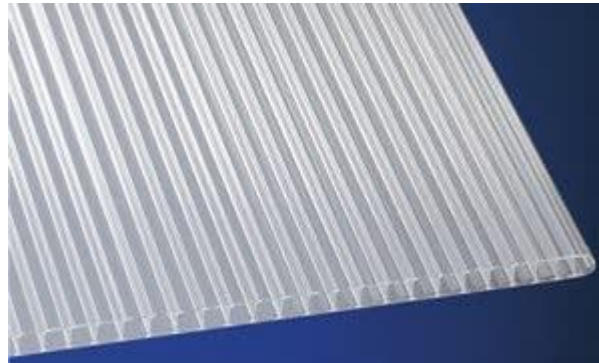


Figura 28. Panel de polipropileno[45]

3.4.6.1 Modelo cubierta radiante

Para conocer la potencia absorbida por el agua del depósito es necesario formular un modelo matemático. Dicho modelo presenta la conjunción entre la convección y radiación del sistema por lo que es necesario calcular una serie de temperaturas de equilibrio tanto de la parte superior del ceiling como de la inferior.

La primera temperatura de equilibrio conforma la parte superior del ceiling la cual va cubierta por módulos de lamas. Está expuesta a la temperatura exterior (convección) y a la temperatura de cielo (radiación):

$$T_{eq1} = \frac{h_{cv} \cdot T_{ext} + h_{rad} \cdot T_{cielo}}{h_{cv} + h_{rad}}$$

Donde:

- $h_{cv} = 10 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ coeficiente de transferencia de calor convectivo
- $h_{rad} = 5 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ coeficiente de transferencia de calor radiante

La temperatura sol-aire vendrá dada por:

$$T_{sol-aire} = \frac{T_{eq1} \cdot \text{absortividad} \cdot I_{total}}{h_{cv} + h_{rad}}$$

Donde:

- La *absortividad* corresponde a las lamas
- I_{total} es la irradiación total, la suma de la directa más la difusa.

La temperatura de equilibrio dos viene dada por la parte inferior del ceiling en la que se presenta convección con la temperatura exterior y radiación con el espacio acondicionado, cuya temperatura es la del recinto:

$$T_{eq2} = \frac{h_{cv} \cdot T_{ext} + h_{rad} \cdot T_{recinto}}{h_{cv} + h_{rad}}$$

La temperatura denominada infinito es una combinación de ambas temperaturas de equilibrio obtenidas multiplicadas por sus respectivas transmitancias térmicas:

$$T_{infinito} = \frac{U_1 \cdot T_{eq1} + U_2 \cdot T_{eq2}}{U_1 + U_2}$$

Donde:

- U_1 viene definida por las siguientes resistencias térmicas:

$$U_1 = \frac{1}{R_{laminas} + R_{cámara\ de\ aire} + R_{policarbonato} + R_{agua} + R_{cv-rad}}$$

- A continuación, se formula cada resistencia térmica que interfiere en la transmitancia de la temperatura de equilibrio 1 calculadas con THERM[46]:

$$R_{laminas} = \frac{\text{espesor de las laminas}}{K_{capa}} \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

$$R_{cámara\ de\ aire} = \frac{\text{espesor de la cámara de aire}}{K_{aire}} \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

$$R_{policarbonato} = \frac{1}{U_{policarbonato}} \cdot \frac{8}{7} \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

$$R_{agua} = \frac{1}{h_{cv\ agua}} \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

$$R_{cv-rad} = \frac{1}{h_{cv} + h_{rad}} \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

- U_2 se define tal que:

$$U_2 = \frac{1}{R_{agua} + R_{cv-rad}}$$

Para terminar, y poder obtener la potencia por cada módulo de laminas es necesario definir una eficiencia, la cual se rige por la ecuación que se presenta a continuación:

$$Eff_{ceiling} = \left(1 - e^{\frac{-(U_1+U_2) \cdot L \cdot P}{\rho_{agua} \cdot c_{p\ agua} \cdot Q_{agua}}} \right) \cdot \frac{\rho_{agua} \cdot c_{p\ agua} \cdot Q_{agua}}{(U_1 + U_2) \cdot L \cdot P}$$

Donde:

- $L = 4\ m$ longitud de los módulos
- $P = 0.6\ m$ perímetro

Por último, se obtiene la potencia por plancha de polipropileno:

$$P_{ceiling} = Eff_{ceiling} \cdot L \cdot ancho \cdot (T_{cubierta} - T_{infinito})$$

Donde:

- $L = 4\ m$ longitud de los módulos de cubierta radiante.
- $ancho = 1.15\ m$ es el ancho de cada módulo de polipropileno.

El total de la cubierta radiante resulta de multiplicar por los 11 módulos fríos de los que se dispone:

$$Q_{cubierta\ radiante} = P_{ceiling} \cdot n^{\circ}\ \text{módulos}$$

4 ZOCO

El zoco es el otro gran protagonista del proyecto Cartuja Qanat. Este espacio presenta un volumen de acondicionamiento de 1600 m^3 y a diferencia del anfiteatro, ha sido concebido para reuniones sociales, ya se trate de un evento o no en el que las personas asistentes pueden disfrutar de un espacio aclimatado en el que poder estar durante los días de la época estival. El zoco se sitúa en la propia avenida, y se encuentra bajo el nivel del suelo, el cual resulta cubierto por una cubierta plegada situada a 4 metros de altura sobre el nivel del suelo. En un primer lugar, se realizó un prediseño en el que se desconocía la forma y la situación exacta del zoco dentro de la avenida y cuyos paneles de generación fotovoltaica se desconocía la ubicación de parte de ellos, ya que el anfiteatro en un principio disponía de una cubierta a dos aguas en la cual una de ellas, la que no cubría el espacio acondicionado, se utilizaba para su colocación.



Figura 29. Imagen del diseño final del zoco facilitada por IDOM.

En los paños plegados de la imagen se colocan los paneles fotovoltaicos que generan la energía suficiente para que el conjunto del proyecto sea autosuficiente y sea capaz de abastecer los distintos equipos que requieren electricidad en el proyecto. A continuación, se presenta un esquema de funcionamiento de dicho zoco, en el que los volúmenes de acumulación son dos qanats. Al igual que en el anfiteatro se presentan las tecnologías de disipación con las que se obtiene agua fría durante la noche y los sistemas de impulsión de aire hacia el interior del espacio acondicionado. A diferencia del anfiteatro, se utilizan conductos enterrados y sumergidos por los que circula el aire procedente del exterior e intercambian calor con el terreno y el agua fría de los qanats como si se tratara de un intercambiador de calor. El esquema siguiente incluye las técnicas tanto de enfriamiento del agua, como los dispositivos utilizados para enfriar el aire.

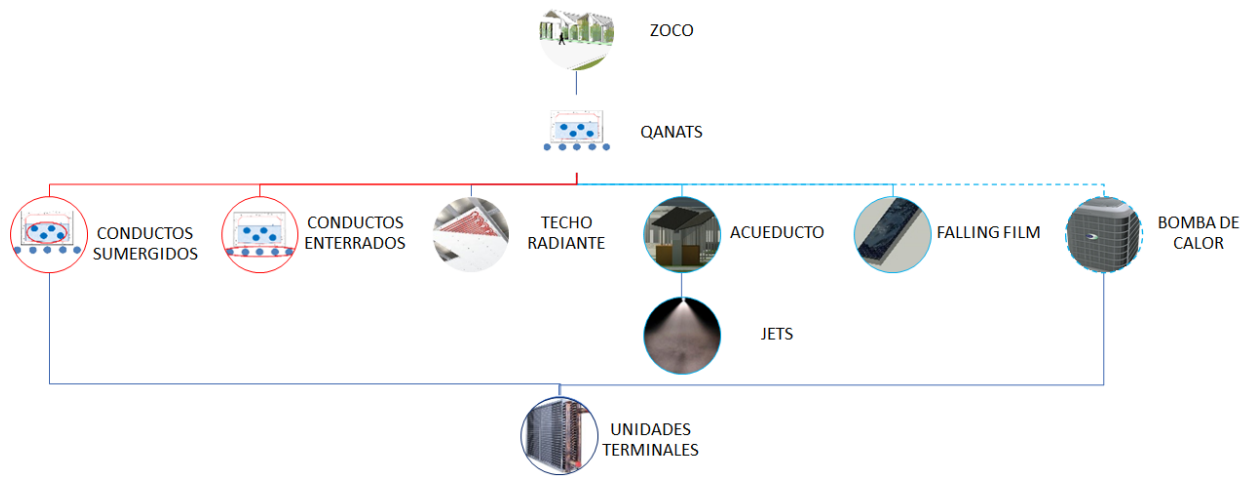


Figura 30. Esquema modos de funcionamiento zoco

El zoco dispone de dos volúmenes de acumulación, los qanats, ambos de 70 m^3 de agua. Esta agua puede ser enfriada durante la noche mediante la utilización de los jets que se encuentran situados sobre el acueducto y la lámina descendente sobre los paneles fotovoltaicos los cuales van dispuestos sobre la cubierta plegada del zoco. Si fuera necesario, se dispone de una bomba de calor para enfriar el agua de los qanats hasta la temperatura que se estime oportuna. Además, se dispone de una unidad terminal por cada qanat a la salida de los conductos enterrados, por sino fuera suficiente la temperatura de impulsión de los enterrados para que la mezcla del aire exterior y el resto del aire introducido satisficiera las condiciones de diseño.

4.1 Acondicionamiento y confinamiento

El volumen total acondicionado para el zoco es de 1600 m^3 por que se garantiza un amplio espacio para poder llevar acabo eventos en la que el aforo sea considerable. En cuanto al grado de confinamiento, el aire entra en el espacio acondicionado por el oeste. El espacio presenta una cubierta a 4 metros de altura sobre la rasante del suelo por lo que, el lateral oeste hasta los 2 metros de altura presenta barreras evaporativas, mientras que el resto hasta los 4 metros está prácticamente abierto en su totalidad. A continuación se muestra un dibujo de como sería el flujo de aire si este se desplazara a altas velocidades.

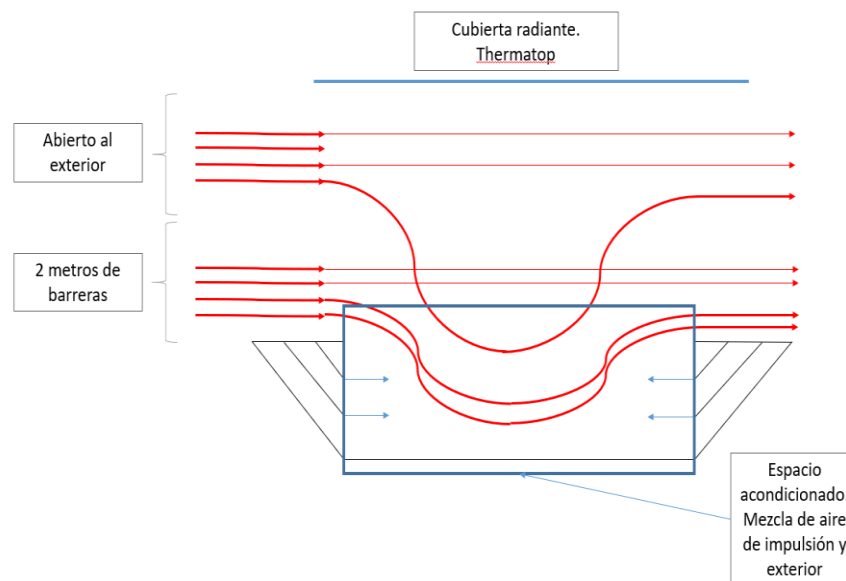


Figura 31. Flujo de aire a través del zoco. Alta velocidad

En condiciones reales, en las que la velocidad del viento es baja, prácticamente la totalidad del aire que entra tanto por las barreras como por el espacio superior hasta la cubierta sigue una trayectoria descendente hasta el espacio acondicionado. Mediante simulación CFD se obtienen los ACH correspondientes entre 0-2 metros y 2-4 metros de altura los cuales se presentan a continuación:

Tabla 5. ACH equivalentes zoco

Zona Oeste	ACH ($\frac{\text{renovaciones}}{h}$)
Inferior	9.2
Superior	7.2

Antes de comenzar a definir cada uno de los modelos que componen la instalación, se presentan las ecuaciones que rigen la temperatura y humedad absoluta del zoco

$$T_{zoco} = \frac{T_{ext} \cdot Q_{ext} + T_{barre} \cdot Q_{barre} + T_{post UT} \cdot Q_{enterrados} + T_{sumergidos} \cdot Q_{sumergidos}}{Q_{ext} + Q_{barreras} + Q_{enterrados} + Q_{sumergidos}}$$

$$w_{zoco} = \frac{w_{ext} \cdot (Q_{ext} + Q_{enterrados} + Q_{sumergidos}) + w_{barreras} \cdot Q_{barreras}}{Q_{ext} + Q_{barreras} + Q_{enterrados} + Q_{sumergidos}}$$

Mediante los dos valores obtenidos es posible calcular la humedad relativa del espacio acondicionado utilizando el software EES.

4.2 Modelo de simulación

4.2.1 Qanats

Los qanats son dos volúmenes de acumulación situados bajo tierra en los que volumen de agua en cada uno de ellos es de 70 m^3 . Ambos Qanats presentan una longitud de 40 metros de largo y un perímetro de agua por Qanat de 4.25 m . El agua de los mencionados Qanats se utiliza para disipar el calor del aire a introducir en el zoco a través de los conductos enterrados y sumergidos. Esta agua será enfriada durante la noche mediante técnicas naturales como la evaporación y la radiación, y por si esto no fuera suficiente, se instala una bomba de calor para garantizar que el agua de ambos Qanats al comienzo del día sea de 19°C .

Al igual que en el estanque y depósito como volumen de acumulación, el cálculo de la variación de la energía del fluido se reduce a:

$$\Delta U = q_{sumergidos} + q_{enterrados} + q_{cubierta radiante} + q_{enfriamiento} + q_{terreno}$$

Donde las ganancias vienen dadas por los conductos sumergidos, los conductos enterrados, la cubierta radiante y como carga nocturna, el terreno. Por otro lado, las pérdidas vienen dadas por un calor de enfriamiento que engloba a todas las tecnologías de disipación que se recogen en dicha instalación como son el uso del enfriamiento evaporativo mediante la utilización de boquillas pulverizados y la utilización del falling film que combina el efecto evaporativo-radiante. Si fuera necesario utilizar la bomba de calor, la potencia utilizada se incluiría en el $q_{enfriamiento}$.

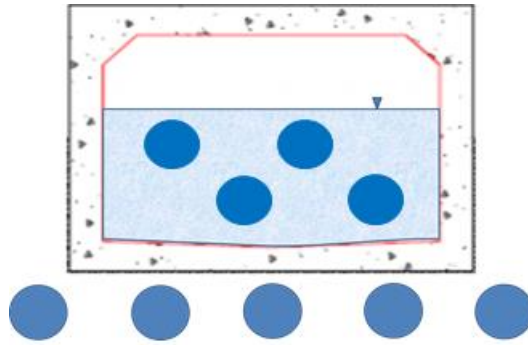


Figura 32. Dibujo Qanat

A continuación se muestran las ecuaciones que rigen la temperatura del qanat para cada intervalo de tiempo de 10 minutos (Periodo). El primero que se muestra comprende el horario de demanda en el que la instalación está abierta al público y funcionando. Dicho horario está comprendido entre las 11:00h de la mañana y las 22:00h de la noche:

$$T_{qanat} = T_{Qanat (t-1)} + \frac{(q_{sumergidos} + q_{enterrados} + q_{cubierta radiante}) \cdot Periodo}{V_{agua} \cdot n^{\circ}Qanats \cdot \rho_{agua} \cdot c_{p\ agua}}$$

Durante el resto del día, la temperatura del agua en los qanats se estima mediante la siguiente ecuación:

$$T_{qanat} = T_{Qanat (t-1)} - \frac{(q_{enfriamiento} + q_{terreno}) \cdot Periodo}{V_{agua} \cdot n^{\circ}Qanats \cdot \rho_{agua} \cdot c_{p\ agua}}$$

Donde:

- $q_{enfriamiento}$ incluye la potencia radiante del sistema evaporativo radiante sobre paneles fotovoltaicos y la potencia evaporativa de los jets sobre el acueducto.
- $q_{terreno}$ se trata de las ganancias que aporta el terreno al agua de los qanats por lo que en la ecuación expuesta es necesario introducir dicho calor con el signo (-)

A continuación se define cada una de las tecnologías de disipación utilizadas y cada uno de los equipos utilizados para llevar a cabo el acondicionamiento del espacio.

4.2.2 Conductos enterrados

Los conductos enterrados se sitúan bajo el qanat. Entre el agua del qanat y los conductos enterrados existe una capa de material de alta conductividad térmica para aumentar la transferencia de calor entre el agua y el terreno y viceversa. Cada Qanat dispone bajo ellos de 5 conductos enterrados por lo que la instalación cuenta con un total de 10 conductos enterrados, con un caudal total de aire a través de ellos de aproximadamente $32000\ m^3$ aunque este caudal se regula en función de las necesidades del espacio acondicionado. Por la noche, los conductos enterrados, se utilizan para extraer calor del terreno ya que si la temperatura en el exterior es lo suficientemente baja, el terreno cederá calor al aire por lo que la tierra verá reducida su temperatura. En caso de que la temperatura del aire no sea lo suficientemente baja como para disipar la cantidad de calor que se requiere, se dispone de un sistema regenerativo para enfriar el aire evaporativamente antes de ser introducido en los conductos enterrados.

4.2.2.1 Modelo conductos enterrados

Para conocer la temperatura de impulsión de los conductos enterrados se ha utilizado la temperatura exterior de entrada y se ha realizado una simulación CFD en la que se tienen en cuenta todas las variables que intervienen en la transferencia de calor. Gracias a la simulación se obtiene las temperaturas de impulsión y la energía

proporcionada por los conductos enterrados al agua en $[\frac{W}{m^2}]$ del qanat para cada instante de 10 minutos. Con el objetivo de conocer el aporte total de energía al agua de los Qanats, se realiza la siguiente operación:

$$q_{enterrados} = \dot{q}_{enterrados} \cdot L \cdot n^{\circ}Qanats \cdot P$$

Donde:

- $\dot{q}_{enterrados}$ dato obtenido por simulación $[\frac{W}{m^2}]$
- $L = 40 m$ representa la longitud del Qanat
- $P = 4.25 m$ el perímetro de agua por Qanat

4.2.3 Conductos sumergidos

Los conductos sumergidos se encuentran dentro del volumen de agua de los Qanats. Cada Qanat dispone de 4 conductos sumergidos cuyo caudal a través de todos los conductos sumergidos de la instalación es de aproximadamente $16600 m^3$. Este caudal es regulable al igual que es de los enterrados, pero para las simulaciones se utiliza el propuesto ya que ha sido comprobado que satisface las necesidades del espacio acondicionado.

4.2.3.1 Modelo conductos sumergidos

En el caso de los conductos sumergidos, se dispone de una fórmula que describe la eficiencia de los conductos enterrados gracias a Frank P. Incropera[47], la cual se define a continuación:

$$eff_{sumergidos} = 1 - e^{-\frac{7.64}{v}}$$

Donde:

- $v [\frac{m}{s}]$ es la velocidad del aire a través de los conductos sumergidos. Como se conoce la sección de los conductos es posible calcular la velocidad tal que:

$$v = \frac{Q_{sumergidos}}{n^{\circ}Conductos\ sumergidos \cdot A \cdot 3600}$$

- $Q_{sumergidos}$: Caudal de aire introducido a través de los conductos sumergidos. En función de las necesidades de acondicionamiento del espacio es modificado. Para llevar a cabo las simulaciones se ha considerado un caudal de $16600 \frac{m^3}{h}$
- $n^{\circ}Conductos\ sumergidos = 8$: Cuatro conductos por Qanat.
- A : Representa la sección del conducto sumergido la cual es de $0.096 m^2$

Gracias a la ecuación de la eficiencia es posible calcular la temperatura de impulsión de los sumergidos mediante la siguiente expresión:

$$T_{imp\ sumergidos} = T_{ext} - eff_{sumergidos} \cdot (T_{ext} - T_{qanat(t-1)})$$

Por último se procede a calcular el calor aportado al agua del qanat:

$$q_{sumergidos} = \frac{ACH_{sumergidos} \cdot V_{zoco} \cdot \rho_{aire} \cdot c_{p\ aire} \cdot (T_{ext} - T_{imp\ sumergidos})}{3600}$$

4.2.4 Barreras evaporativas

Las barreras evaporativas forman parte del lateral del zoco comprendido entre la cota de 0-2 m sobre el nivel del suelo. Dichas barreras se comportan de la misma manera que el sistema evaporativo que se encuentra en el interior de la unidad de tratamiento de aire utilizada para el acondicionamiento del anfiteatro.

4.2.4.1 Modelo barreras evaporativas

El modelo es el mismo expuesto anteriormente, por lo que simplemente a continuación se realiza una adaptación del mismo al zoco. La temperatura después de atravesar el aire las barreras evaporativas vendrá dada por la eficiencia de las mismas y la temperatura de bulbo húmedo. Es importante señalar que la eficiencia de estas barreras es variable por lo que en función de las necesidades se puede reducir para ahorrar agua y evitar alta humedad relativa en el interior del espacio acondicionado:

$$T_{barreras} = T_{ext} - \varepsilon \cdot (T_{ext} - T_{bh})$$

Para los casos de estudio presentes en el capítulo siguiente la eficiencia utilizada es de 0.9. A continuación se determina el $q_{barreras}$ necesario para calcular la temperatura la cantidad de agua que se utiliza con este sistema de enfriamiento evaporativo:

$$q_{barreras} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p\ aire} \cdot (T_{ext} - T_{barreras})$$

Donde el flujo másico de aire viene determinado por el ACH calculado por CFD, 9.2 renovaciones del aire por hora, que realmente se mezcla en el espacio confinado. Por dichas barreras pasa un flujo de aire similar mientras que el flujo tenga una velocidad moderada. En el caso de que dicho flujo alcanzara altas velocidades, parte del aire que atraviesa las barreras saldría directamente por el lado contrario sin llegar a entrar en el espacio acondicionado.

La humedad aportada en el flujo de aire que atraviesan las barreras es necesaria para poder obtener la del espacio acondicionado, y así controlar los niveles de humedad relativa dentro del zoco.

$$w_{imp} = w_{ext} + \frac{m_{agua\ evaporada}}{m_{aire\ seco}}$$

Donde:

- w_{ext} toma un valor constante de 0.012 $[\frac{kg\ agua}{kg\ aire\ seco}]$ debido a errores en la toma de datos respecto a este parámetro se supuso este valor, siempre teniendo en cuenta de que se trata de un valor desfavorable.
- $m_{aire\ seco} [kg]$ se calcula de la siguiente forma:

$$m_{aire\ seco} = w_{ext} + \frac{m_{aire}}{(1 + w_{ext})}$$

$$m_{aire} = \dot{m}_{aire} \cdot Periodo$$

4.2.5 Cubierta radiante

La cubierta radiante consiste en un circuito de tuberías por el que circula un determinado caudal de agua proveniente de los qanats. El objetivo es que los asistentes al espacio confinado y los objetos que les rodea irradien su calor hacia el techo frío, lo que se traduce en un claro efecto de refrigeración. En la imagen que se muestra a continuación se observa que el área de las tuberías por las que circula el agua es discreta por lo que se necesita un bajo caudal de agua para su utilización.



Figura 33. Ejemplo de cubierta radiante[48]

4.2.5.1 Modelo cubierta radiante

La expresión que determina el calor aportado al agua de los qanats a través del techo radiante se recoge a continuación:

$$q_{cubierta} = A \cdot (h_c \cdot (T_{ext} - T_{cubierta}) + h_r \cdot ((0.2 \cdot T_{ext} + 0.8 \cdot T_{zoco}) - T_{cubierta}))$$

Donde:

- $A = 800 \text{ m}^2$ representa la superficie total del techo del zoco de la que dispone como cubierta radiante.
- h_c y h_r son los coeficientes de película convectivo y radiante, cuya hipótesis determina unos valores de 5 y $7 \left[\frac{W}{\text{m}^2\text{K}} \right]$ respectivamente.
- Los coeficientes 0.2 y 0.8 son factores de forma multiplicados por la temperatura correspondiente.

4.2.6 Enfriamiento de disipación nocturna evaporativo sobre el acueducto

Siguiendo la filosofía del proyecto, se pretende reutilizar el acueducto de la avenida. Dicho acueducto se encuentra en la actualidad con grandes daños por lo que es necesario llevar a cabo una rehabilitación de este. El acueducto será utilizado para la instalación del sistema evaporativo mediante boquillas pulverizadoras. A continuación, se recoge el modelo del sistema evaporativo, idéntico al del estanque, pero adaptado a las variables del conjunto zoco-qanats.

4.2.6.1 Modelo evaporativo

Todo proceso de modelización del sistema evaporativo comienza con el cálculo de eficiencia de los jets a instalar:

$$eff_{jets} = 1 - e^{\frac{-a \cdot w_{ab} \cdot T_{qanats} \cdot \sqrt{altura} \cdot Q \cdot FC}{r \cdot T_{ext}}}$$

Donde:

- $a = 0.034$
- $w_{ab} = 10$
- $altura = 0.5 \text{ [m]}$ corresponde con la altura de colocación de los jets respecto al canalón.
- $Q = 1.31 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$ caudal asociado a cada jet.

- $FC = 0.96$ factor corrector
- $r = 0.3 [mm]$ radio de impulsión del jet.

El caudal total movido por los jets viene determinado por el número de boquillas, el cual se estimó en 220 unidades preservando la distancia óptima entre boquillas para evitar cualquier efecto solape que merme la eficiencia de estos:

$$Q_{jets} = \frac{Q \cdot n^{\circ}boquillas}{60} \left[\frac{l}{s} \right]$$

La potencia total disipada por evaporación viene determinada por la siguiente expresión:

$$P_{jets} = eff_{jets} \cdot Q_{jets} \cdot c_p (T_{qanats} - T_{bh}) [W]$$

Al igual que se ha visto a lo largo de los sistemas evaporativos presentados, el agua evaporada se obtiene:

$$m_{agua\ evap\ jets} = \frac{P_{jets} \cdot Periodo}{h_{fase} \cdot 1000} [kg]$$

4.2.7 Lámina descendente sobre panel fotovoltaico

La lamina descendente cuyo enfriamiento se obtiene por una combinación de evaporativo y radiante es situado sobre los paneles fotovoltaicos dispuestos en la cubierta plegada del zoco. Para ello se utilizan unas boquillas de abanico las cuales proyectan el flujo sobre el panel. Durante el periodo comprendido entre la impulsión a través de las boquillas y el descenso sobre la superficie del panel se obtiene un efecto evaporativo. A partir de dicho instante se desarrolla una lámina de agua cuyo efecto disipador de calor es evaporativo-radiante. Este modelo es idéntico al de la cubierta dual (falling film) propuesto para el anfiteatro con la única diferencia de que las variables son adaptadas al caso de estudio.

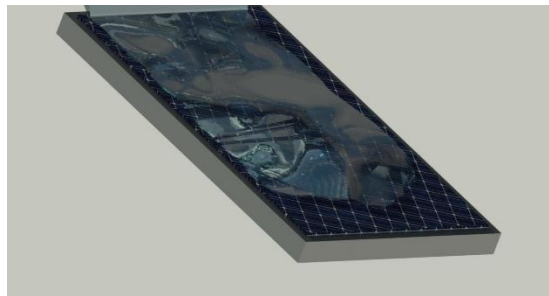


Figura 34. Lámina de agua descendente sobre panel fotovoltaico

4.2.7.1 Modelo lámina descendente

En función de la condición que se presenta[49], la potencia disipada por el sistema se ve alterada, ya que, si la condición presente se cumple, el efecto evaporativo es mayor.

$$Si\ T_{qanats} > T_{bh} + 1$$

Entonces:

$$P_{radiante} = 33.11 \cdot (T_{qanats} - T_{bh}) + 5 \cdot (T_{qanats} - T_{cielo}) \cdot A_{disipación} \cdot CF [W]$$

Donde:

- CF es un factor corrector que viene determinado por las siguientes variables:

$$CF = 1 - 1.273 \cdot e^{-0.1647 \cdot Q^{0.5312}}$$

Cuyo caudal se expresa como $[\frac{l}{h \cdot m^2}]$

- $A_{disipación}$ del que se dispone es de $400 m^2$

En los casos en los que la condición se cumple, la cantidad de agua evaporada es mayor, debida a la mayor influencia del efecto evaporativo:

$$m_{agua\ evap\ rad} = P_{radiante} \cdot \frac{33.11 \cdot Periodo}{(33.11 + 5) \cdot h_{fase} \cdot 1000}$$

En caso contrario:

$$Si\ T_{qanats} < T_{bh} + 1$$

$$P_{radiante} = 3.44 \cdot (T_{depósito} - T_{bh}) + 5 \cdot (T_{depósito} - T_{cielo}) \cdot A_{disipación} \cdot CF$$

$$m_{agua\ evap\ rad} = P_{radiante} \cdot \frac{3.44 \cdot 600}{(3.44 + 5) \cdot h_{fase} \cdot 1000}$$

La potencia de enfriamiento total de los sistemas de disipación asociados al agua de los qanats:

$$q_{enfriamiento} = P_{radiante} + P_{jets}$$

4.2.8 Bomba de calor y unidades terminales

La bomba de calor forma parte de ambas recintos en el proyecto de ejecución, anfiteatro y zoco, pero en un primer momento se concibió única y exclusivamente para enfriar el agua de los qanats en el caso de que por técnicas naturales no se alcanzara la temperatura deseada al inicio del funcionamiento de la instalación. Como aplicación adicional, la bomba de calor se utiliza para enfriar un caudal de agua en circuito cerrado que se hace pasar por intercambiador de calor (unidad terminal) en caso de que fuera necesaria, para enfriar el aire procedente de los conductos enterrados antes de ser impulsados al interior del recinto.

El uso de la bomba de calor se limita a la cantidad de energía que ha de extraer del fluido para obtener una temperatura impuesta al inicio del día, mientras que durante el periodo de funcionamiento de la instalación, esta se centra en generar el frío necesario para garantizar que el aire de impulsión de los enterrados más la mezcla de todos los caudales resulte similar a la temperatura de consigna impuesta.

Debido al funcionamiento combinado de la bomba de calor durante las horas de funcionamiento de ambas instalaciones (si esto se diera así), la bomba de calor debe ser capaz de imponer una temperatura de salida de agua que satisfaga la de mayor requerimiento de potencia de enfriamiento, lo cual esto implica que en una de las instalaciones, sino se mezclan fluidos para obtener una próxima a la necesaria, la temperatura en el interior del recinto será menor a la de consigna. Todo esto se presenta en el capítulo 3. A continuación se encuentran las ecuaciones que rigen la potencia de la bomba de calor para ambas instalaciones por separado.

Para el caso del anfiteatro, la temperatura de impulsión al recinto para conseguir una mezcla que la resultante sea la $T_{consigna}$:

$$T_{imp} = \frac{T_{consigna} \cdot (Q_{in} + Q_{ext}) - T_{ext} \cdot Q_{ext}}{Q_{in}}$$

El enfriamiento aportado por la bomba de calor viene dado por la diferencia entre la temperatura de impulsión calculada y la temperatura de salida del aire proveniente de la batería 1:

$$Q_{Bdc} = \frac{Q_{in} \cdot c_{p\ aire} \cdot \rho_{aire} \cdot (T_{sal\ bat1} - T_{imp})}{3600}$$

En el supuesto de que la bomba de calor esté funcionando para los conductos enterrados del zoco, el cálculo de la temperatura necesaria post unidad terminal viene definida por:

$$T_{post\ UT} = \frac{T_{enterrados} \cdot (ACH_{enterrados} + ACH_{sumergidos} + ACH_{inferior\ oeste} + ACH_{sup\ oeste}) \cdot (T_{zoco\ sin\ Bdc} - T_{consigna})}{ACH_{enterrados}}$$

Al igual que en el caso anterior, la potencia de enfriamiento de la bomba viene dada:

$$Q_{Bdc} = \frac{Q_{enterrados} \cdot c_{p\ aire} \cdot \rho_{aire} \cdot (T_{pre\ UT} - T_{imp})}{3600}$$

4.3 Análisis de consumo

Es de vital importancia realizar un análisis de consumo que permita estimar la instalación fotovoltaica necesaria para que el funcionamiento de la instalación sea autosuficiente. Para ello, una vez definidas todas las tecnologías involucradas y realizada la simulación de un día tipo, el cual permite conocer la potencia necesaria para garantizar una temperatura de consigna tanto en el zoco como en el anfiteatro que garantice el confort térmico, se procede a determinar las pérdidas hidráulicas y aeráulicas. Conocido los caudales necesarios de impulsión tanto de agua como de aire, se dispone a obtener curvas características que nos permitan determinar el consumo eléctrico de bombas y ventiladores.

4.3.1 Cálculo de pérdidas en conductos

La expresión de la pérdida de presión que tiene lugar en los conductos por los cuáles circula el aire la fue establecida por Darcy Weisbach y Colebrook mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_f = f \cdot \frac{L}{D_H} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Donde,

ΔP_f = Pérdida de presión por circulación (Pa)

f = Factor de fricción (adimensional)

L = Longitud del conducto (m)

D_H = Diámetro hidráulico (m)

ρ = Densidad del fluido ($\frac{kg}{m^3}$)

v = Velocidad del fluido ($\frac{m}{s}$)

El factor de fricción (f) depende del régimen de circulación y de la rugosidad relativa del conducto. El régimen de circulación del fluido a través del conducto puede ser laminar o turbulento, cuyo régimen viene definido por el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_H}{\mu}$$

Donde,

ρ = Densidad del fluido ($\frac{kg}{m^3}$)

v = Velocidad del fluido ($\frac{m}{s}$)

D_H = Diámetro hidráulico (m)

μ = Viscosidad dinámica del fluido ($\frac{kg}{m \cdot s}$)

Para número de Reynolds < 2300 el flujo es considerado laminar y el factor de fricción es calculado de la siguiente forma:

$$f_{laminar} = \frac{64}{Re}$$

En régimen laminar, el factor de fricción es independiente de la rugosidad relativa y depende únicamente del número de Reynolds.

Para número de Reynolds > 4000 el flujo es considerado turbulento y el factor de fricción es calculado mediante la primera ecuación de Karmann-Prandtl:

$$f_{turbulento\ liso} \rightarrow \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}}\right)$$

Se toma la hipótesis de que en caso de que el régimen sea turbulento, este sea liso, ya que en el caso de estudio presente se desconoce el material del conducto por lo que esto imposibilita determinar la rugosidad relativa. En régimen turbulento liso, el factor de fricción es independiente de la rugosidad relativa y depende únicamente del número de Reynolds.

5 RESULTADOS

Este capítulo contempla los resultados obtenidos de las distintas simulaciones, los esquemas de los distintos modos de funcionamiento posible y una serie de deducciones que optimizan el uso de recursos necesarios para operar las instalaciones.

5.1 Balance de energía estanque

Para analizar el comportamiento del estanque, se realiza un balance de energía el tercer día de enfriamiento, día previo al inicio del funcionamiento de la instalación. En la ilustración que se muestra a continuación se recoge el total del calor aportado y extraído del agua durante el periodo de 24 horas que conforman dicho día. Cabe mencionar, que el flujo de calor asociado al agua de aporte a la batería no es contemplado ya que se trata del día previo al arranque de la instalación, por lo cual no se considera para dicho balance energético. Si se analiza uno a uno los calores presentes, se aprecia como el balance del calor por conducción a través de las paredes y suelo se considera nulo. Esto es así ya que, para conocer el flujo de calor con el terreno, es necesario obtener un modelo por CFD que simule dichas condiciones. Los datos obtenidos fueron desechados por falta de fiabilidad en el modelo utilizado, es por lo que se supone que las ganancias y pérdidas a través del terreno durante un día completo son iguales, cuya decisión se considera conservadora. El siguiente calor que se recoge corresponde a la radiación de corta absorbida por el estanque. Al estar el estanque a plena exposición solar y tratarse de un día de la época estival las ganancias son extremas, siendo este flujo el más notorio entre todo el calor aportado. En cuanto a la convección en la superficie, la cual implica ganancias ya que la temperatura exterior es mayor a la temperatura del fluido contenido en el estanque, y la radiación de larga, ambas prácticamente se compensan entre sí, siendo ligeramente superior las ganancias por convección a las pérdidas por radiación. Por último, se presentan los efectos evaporativos, en los cuales la disipación de calor por evaporación del agua de la superficie es incluso mayor al obtenido por el sistema de jets propuesto.

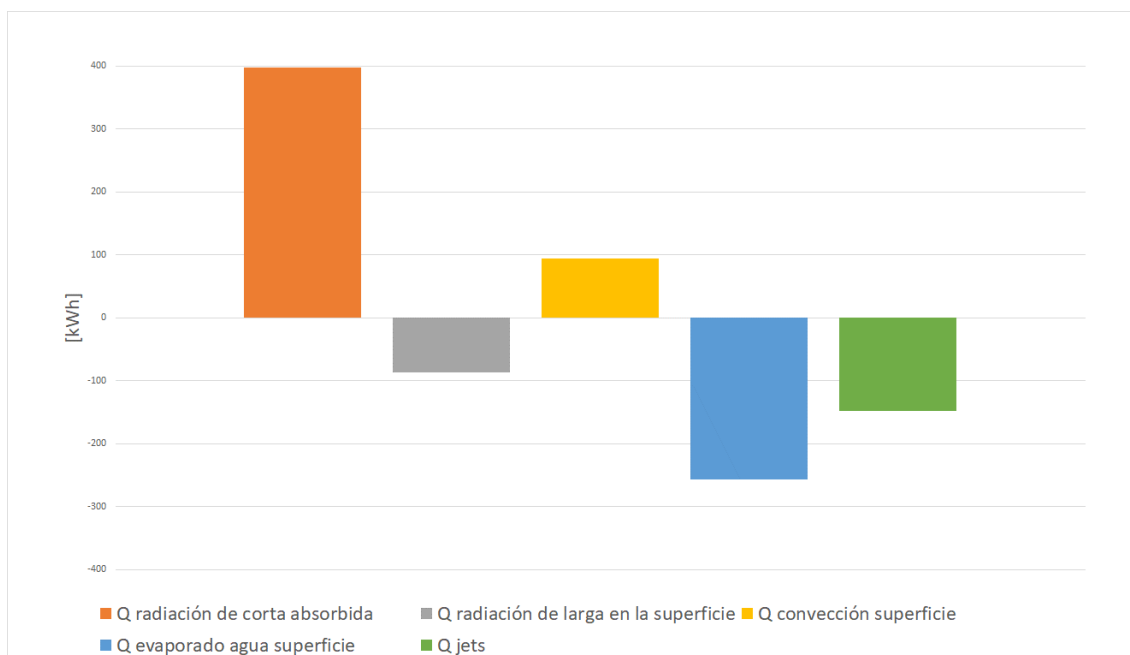


Figura 35. Balance de energía estanque

Del balance de energía general del estanque se obtiene el siguiente resultado:

$$Q_{Total} = 0.86 \text{ kWh}$$

El cual corrobora el alcance de un régimen estacionario de simulación bajo las condiciones climáticas del día tipo, lo que significa que si se simulan sucesivos días bajo estas condiciones climáticas y de funcionamiento los datos obtenidos no se verían modificados ya que se ha alcanzado la estacionalidad.

Ya conocido el modelo del estanque-anfiteatro para el cálculo de la evolución del agua del estanque y de la temperatura de impulsión de la unidad de tratamiento de aire, es de interés enumerar los parámetros que si son variables para realizar un abanico de soluciones. A continuación, se enumeran los distintos parámetros de diseño y los variables.

Parámetros invariables	<ul style="list-style-type: none">- Volumen de agua en el estanque (36 m^3). El agua evaporada se compensa con agua de la red- UA batería (2 kW/K)- Eficiencia batería (0.72)- Caudal de agua batería (8612 l/h)- Volumen del espacio confinado (934.73 m^3)
------------------------	--

Parámetros Variables:

- **Grado de confinamiento.** Gracias a los resultados obtenidos por CFD se dispone de distintos valores de ACH (air change per hour) en función del grado de confinamiento aplicado y la velocidad del viento presentado en el capítulo anterior.

Para cada uno de los dos grados de confinamiento se calcula una estimación lineal para obtener el caudal de aire exterior en función de las velocidades del viento facilitadas por el archivo climático.

- **Caudal de aire a introducir.** Para obtener el caudal óptimo que garantice las condiciones de diseño impuestas, es necesario realizar las pertinentes simulaciones con un abanico de caudales que varían desde los $6000 \text{ m}^3/\text{h}$ de aire a los $12000 \text{ m}^3/\text{h}$.

5.2 Simulación anfiteatro sólo batería estanque

La primera simulación sólo contempla el estanque como tecnología ofertante y el anfiteatro como instalación demandante de energía para garantizar la temperatura de consigna impuesta de 27°C en el espacio confinado durante el horario de funcionamiento impuesto. La determinación de la simulación se da bajo las siguientes condiciones:

- Temperatura inicial del estanque de 20°C .
- Se simulan primero 3 días en los que sólo operan los jets del estanque y 5 días más en los que el anfiteatro funciona de 11:00h a 22:00h
- Las condiciones climatológicas de simulación son las mismas todos los días.
- 50 boquillas sobre el estanque de caudal $5 \frac{\text{l}}{\text{min}}$ cada una

A continuación, se recoge la temperatura interior del anfiteatro el quinto día de operación, es decir, el octavo día de simulación para comprobar si la oferta satisface la demanda de energía para alguno de los caudales a introducir de aire llevados a estudio.

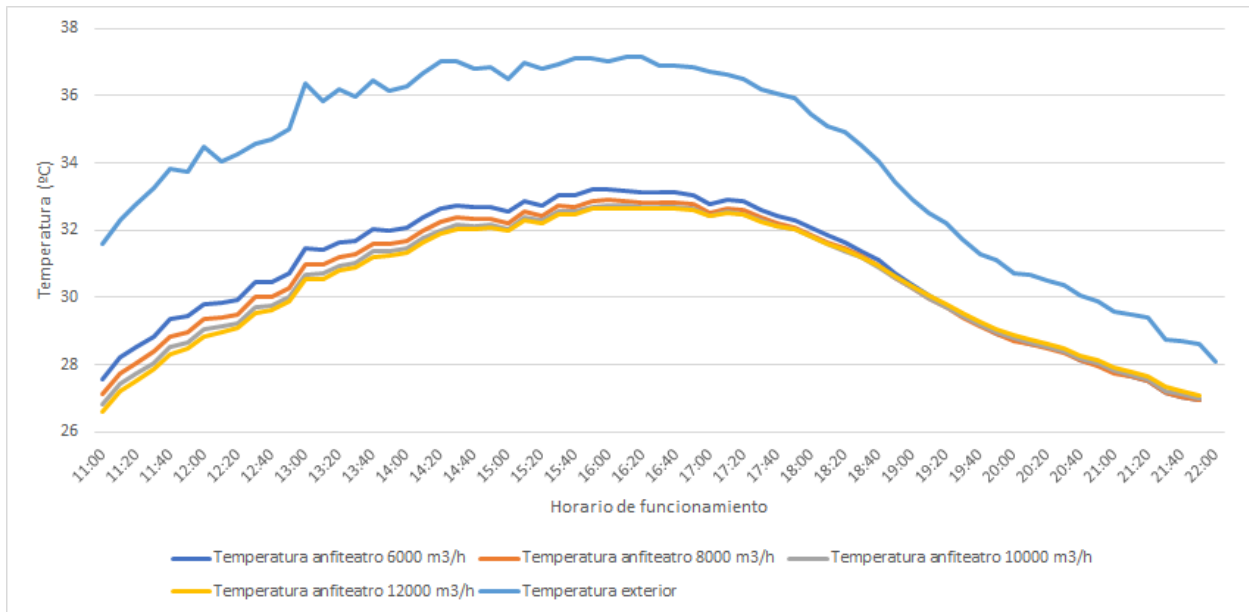


Figura 36. Evolución de la temperatura del recinto para distintos caudales. Grado de confinamiento III

En la ilustración se muestra la temperatura del recinto para los diferentes caudales introducidos utilizando el grado de confinamiento III. Indiferentemente el caudal impulsado, la temperatura de consigna no se alcanza ya que, en el menor de los casos, en el que se introducen $12000 \text{ m}^3/\text{h}$ esta temperatura se sobrepasa en la hora crítica (la de mayor temperatura exterior) en aproximadamente 6°C . De todos los caudales a estudio ninguno cumple en ningún periodo de tiempo la temperatura de consigna asignada, salvo al final del periodo de funcionamiento ya que a dicha hora la temperatura exterior es próxima a los 27°C deseados. Es importante recordar que las condiciones de simulación son extremas, es decir, cinco días consecutivos con los mismos datos climáticos severos y una tasa de funcionamiento del 100% por lo que garantizar la temperatura de consigna durante tal periodo únicamente con el estanque como tecnología de disipación es inalcanzable.

A diferencia de la anterior, en esta el grado de confinamiento es mayor por lo que se reduce la entrada de aire exterior en el espacio acondicionado reduciendo de esta manera la temperatura del anfiteatro durante el periodo de funcionamiento. A medida que el caudal de aire enfriado introducido es mayor, la temperatura del anfiteatro es menor durante las primeras horas de funcionamiento. Esto ocurre hasta aproximadamente las 17:00h, en el que indiferentemente del caudal de aire introducido de forma constante desde el comienzo del funcionamiento de la instalación se obtiene temperaturas similares dentro del recinto. Esto ocurre ya que a mayor caudal introducido, el agua del estanque sufre mayores ganancias de calor por lo que su capacidad de enfriamiento merma progresivamente. Por último, cabe señalar que con este grado de confinamiento se alcanza la temperatura de consigna tanto al inicio como al final del periodo de funcionamiento, estando lejos de la temperatura de consigna más del 90% del tiempo de funcionamiento.

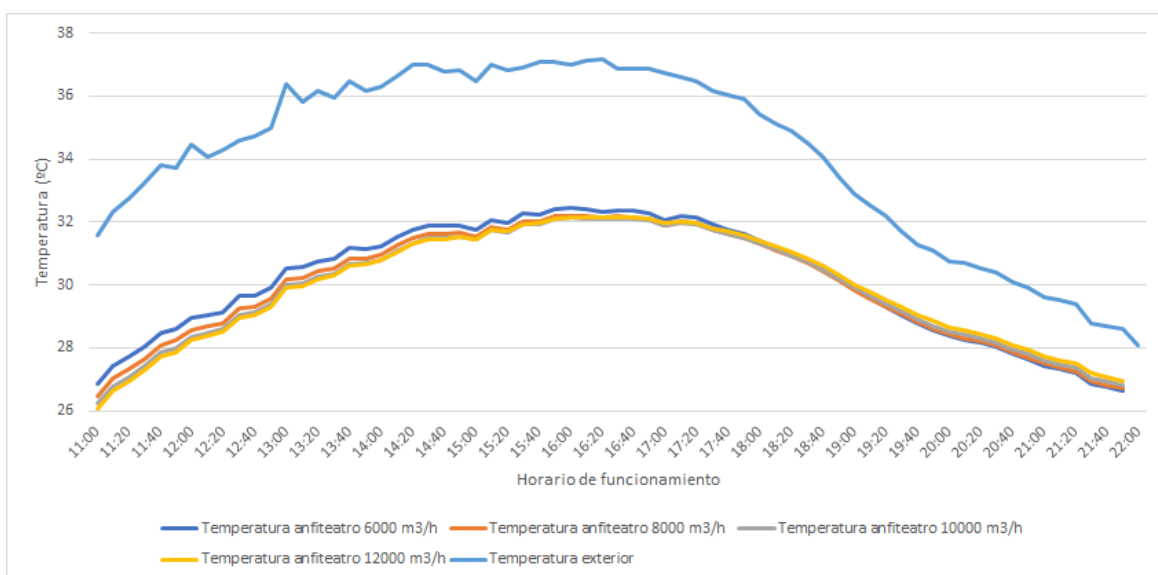


Figura 37. Evolución de la temperatura del recinto para distintos caudales. Grado de confinamiento IV

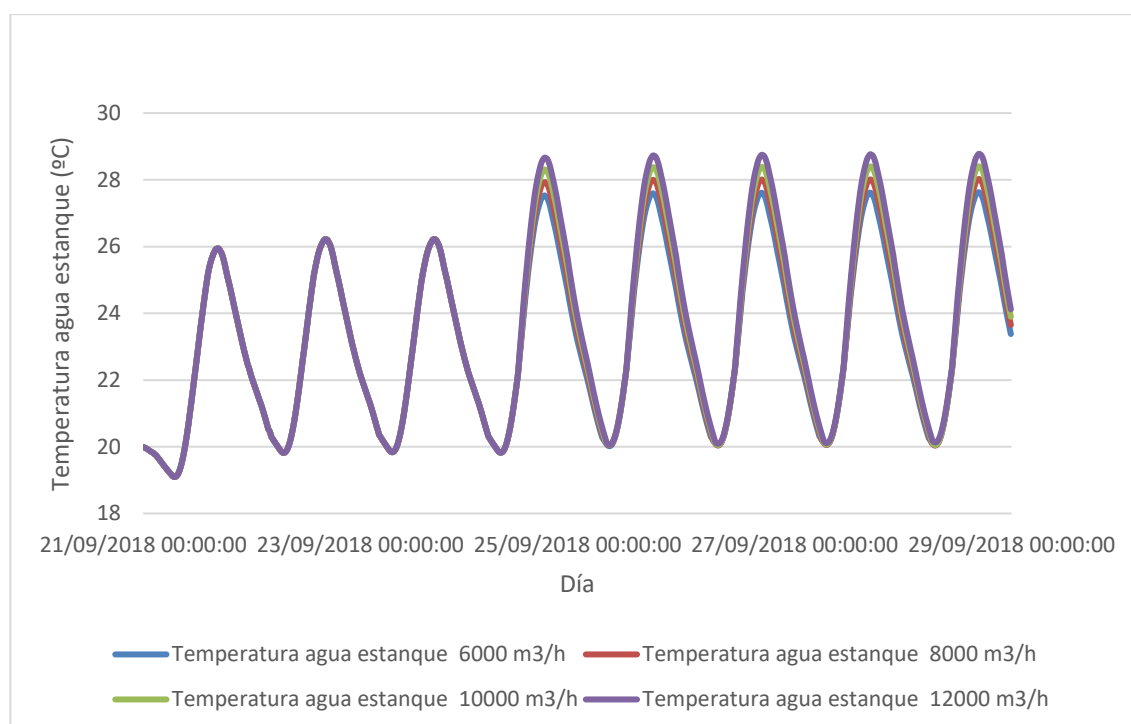


Figura 38. Evolución de la temperatura del agua del estanque

Para llegar a entender porque no se obtiene la temperatura de consigna deseada, es necesario analizar en profundidad la evolución de la temperatura del agua del estanque. Como se muestra en la ilustración, los tres primeros días el sistema de disipación se encuentra con las boquillas pulverizadoras funcionando, siempre y cuando la temperatura del agua del estanque sea mayor a la temperatura de bulbo húmedo más un delta de temperatura para garantizar el enfriamiento evaporativo. Durante la noche, el agua del estanque llega a alcanzar temperaturas por debajo de los 20°C. Esta temperatura se ve incrementada durante el día por las ganancias solares y la convección con el aire exterior, por lo que durante el día alcanza temperaturas próximas a los 26°C. Si al balance de energía se le suma el funcionamiento de la instalación, se obtiene unos picos de temperatura durante el horario de funcionamiento superiores a los 27.5°C en función del caudal introducido, por lo que es imposible enfriar el aire a una temperatura menor de 27° para que dicha mezcla en el interior del recinto acondicionado sea

de 27°C. A vista de los resultados obtenidos, se confirma como es lógico, que a menor volumen de aire introducido menor incremento de temperatura refleja el volumen de agua del estanque. Es por ello, que para obtener una temperatura de aire de impulsión lo suficientemente baja como para garantizar la temperatura de confinamiento impuesta es necesario tomar una serie de medidas, como pueden ser el aumento del número de boquillas, mejorar la eficiencia de estas o reducir las ganancias solares.

Por otro lado, es interesante conocer el balance de energía en el estanque durante los cinco días que la instalación se encuentra en funcionamiento para valorar el impacto del aire a enfriar en el agua del estanque. Para ello, se realiza un balance diario como se muestra en las siguientes ilustraciones. Cada ilustración se corresponde a una caudal de aire introducido en el espacio confinado constante durante el periodo de funcionamiento correspondiente durante los cinco días. Como es de esperar, los cuatro presentan un patrón similar siendo el primer día de funcionamiento el de mayor impacto energético en el agua del estanque provocando que el balance energético los sucesivos días sea prácticamente nulo, alcanzándose la ya mencionada estacionalidad. Esto indica, que el primer día de funcionamiento de la instalación, en función del caudal introducido, el impacto en potencia absorbida por el agua del estanque es mayor por lo que provoca un incremento de la temperatura del fluido. En el resto de los días analizados el balance se equipara ya que no hay incrementos de temperatura y el sistema se encuentra estacionario en otro rango de temperaturas como se muestra en la gráfica anterior al día previo de funcionamiento.

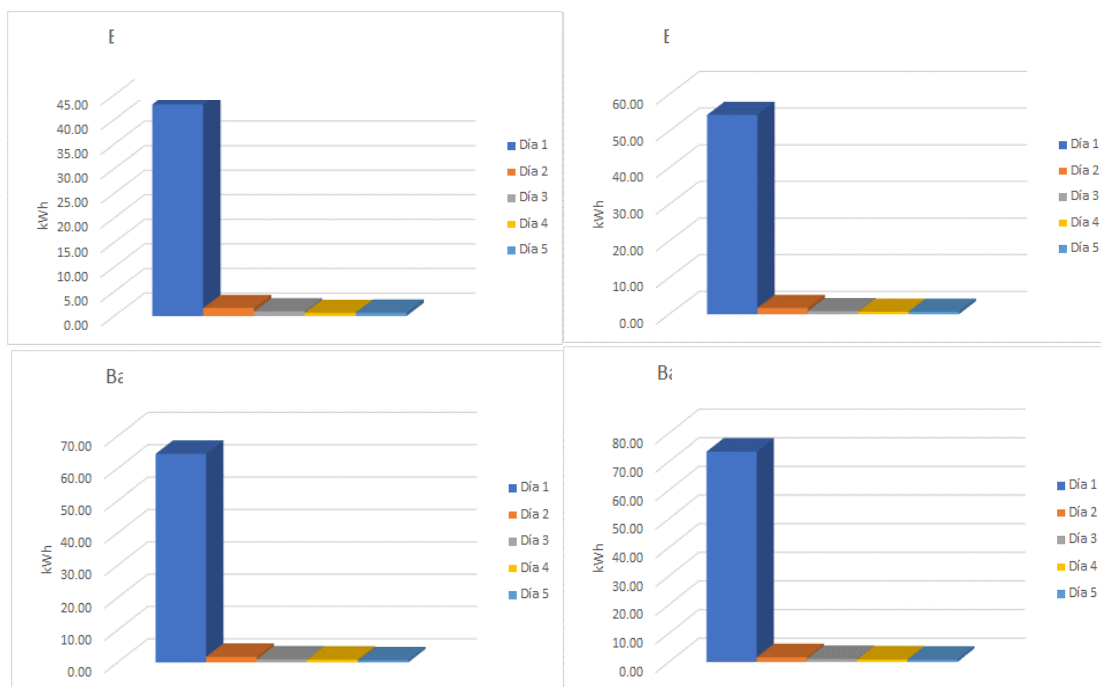


Figura 39. Balance de energía estanque en función del caudal de aire impulsado

La tabla presente es una forma de visualizar lo que ocurre en los balances mostrados anteriormente. Si se observa el día previo al arranque de la instalación la temperatura del agua del estanque a las 11 horas de la noche es próxima a 22.7°C. En los días sucesivos en los que la instalación se encuentra en funcionamiento con caudal de aire de 10000 m³/h, la temperatura a las 11 horas de la noche, una hora después del apagado de la instalación, es próxima a los 24.5°C lo que indica un incremento sustancial de temperatura entre el día previo y el posterior en el cuál el agua absorbe el calor del aire exterior mediante la batería colocada en la unidad de tratamiento de aire. Si el análisis energético expuesto anteriormente se efectuase durante un día completo comprendido entre las 9.00h de la mañana y las 9.00h del día siguiente, se obtendría prácticamente nulo tanto el día previo como los sucesivos por lo que se deduce que durante la noche el sistema evaporativo disipa mayor cantidad de calor los días que la instalación ha estado operativa alcanzando cada mañana a las 9.00 horas una temperatura similar independientemente de si la instalación estuvo en funcionamiento o no. Esto se traduce en un aumento del enfriamiento evaporativo lo provoca un aumento de agua evaporada cuanto mayor es el salto térmico.

Tabla 6. Temperatura puntual del estanque durante el periodo de simulación

DÍA	TEMPERATURA A LAS 9 DE LA MAÑANA °C	TEMPERATURA A LAS 11 DE LA NOCHE °C
PREVIO	20.5	22.7
24	20.5	24.4
25	20.7	24.4
26	20.7	24.5
27	20.7	24.5
28	20.7	24.5

A continuación, se presentan los resultados correspondientes a la cantidad de agua evaporada tanto de forma natural como por el sistema de jets instalados en función del caudal de aire introducido en el espacio confinado y la tasa de funcionamiento. Siempre y cuando la temperatura del estanque sea mayor a la temperatura de bulbo húmedo más un delta de temperatura el sistema de jets estará funcionando por lo que se trata del periodo de funcionamiento en un intervalo de 24 horas. Como ya se ha comentado anteriormente, esto corrobora que, a mayor caudal de aire, la transferencia de calor aire-agua aumenta lo que se traduce en un incremento de temperatura en el agua del estanque. Este incremento provoca por lo general una mayor tasa de funcionamiento lo cual implica un consumo mayor eléctrico. A su vez, cuanto mayor es el salto térmico entre el agua del estanque y la temperatura de bulbo húmedo, mayores pérdidas de agua. El agua es un bien escaso por lo que es necesario tener en cuenta que día tras día es necesario reponer una cantidad de agua al estanque proveniente del río Guadalquivir. Esta cantidad es significativa, en función del caudal de aire introducido ronda entre los 750 litros y los 950 litros diario, pero no todo es evaporación provocada por los jets. De hecho, más del 50% de las pérdidas de agua vienen dadas por la evaporación de la lámina superficial de agua, debido a diversos factores climatológicos que implican el cambio de fase de dicha lámina convirtiéndose el agua en vapor.

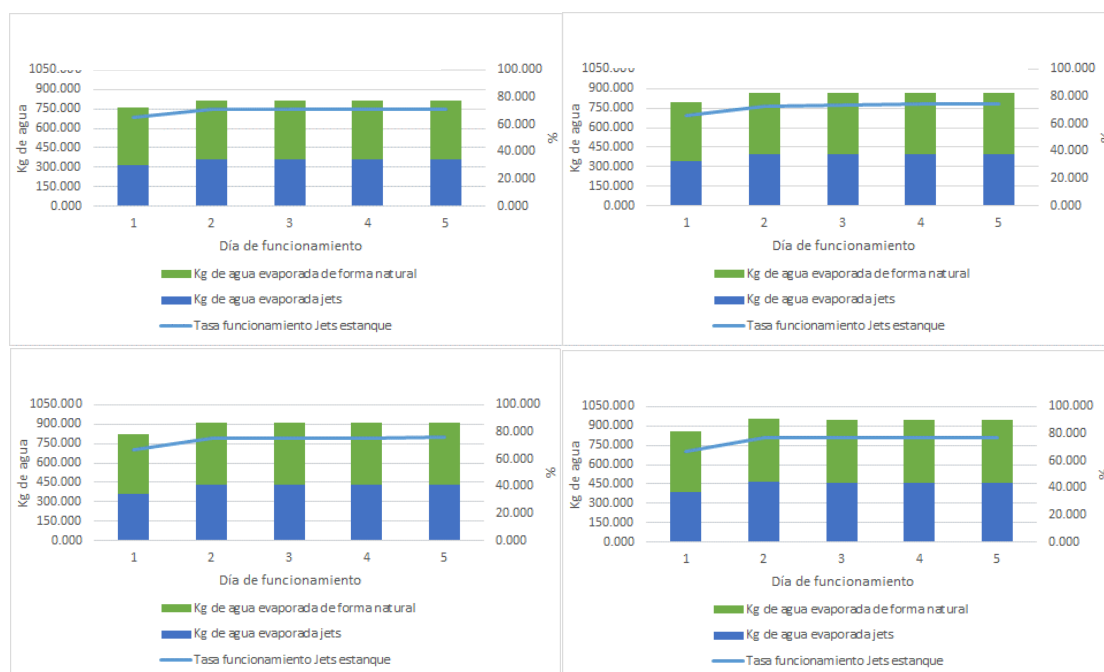


Figura 40. Agua evaporada en el estanque

Como conclusión, el caso expuesto de utilizar el estanque como único sistema disipador para satisfacer las condiciones de confinamiento impuestas es inviable ya que prácticamente no se puede garantizar durante prácticamente ningún periodo de tiempo que el anfiteatro se encuentre a 27°C. Esto es debido a las condiciones climáticas extremas y al modelo de simulación tan exigente planteado en el que se debe cumplir las condiciones de confort durante cinco días consecutivos con la instalación funcionando a pleno rendimiento. En un caso real, puede darse que sea suficiente con únicamente el estanque como sistema disipador tanto porque las condiciones climáticas sean más suaves como que los periodos de funcionamiento no sean continuos en el tiempo. Se plantea de forma extrema porque el objetivo es alcanzar una solución que, dada la situación más desfavorable posible, el sistema cumpla y sea capaz de satisfacer las necesidades que requieren. Cabe mencionar, que el grado de confinamiento juega un papel determinante, ya que las condiciones dentro del espacio acondicionado mejoran sustancialmente con el grado IV respecto al III por lo que se buscará la solución óptima para ambos casos, pero es importante tener en cuenta que un mayor grado de confinamiento implica un menor consumo eléctrico por lo que puede ser determinante de cara al resultado final.

Como próxima solución se propone colocar un sistema de postenfriamiento evaporativo a la salida de la batería, insertado el sistema en la propia unidad de tratamiento de aire. Como aspecto a destacar, la implementación del postenfriamiento evaporativo te reduce la temperatura del aire, pero aumenta la humedad, por lo que un exceso en el aumento de la humedad es contraproducente reduciendo el confort térmico y provocando la sudoración en las personas asistentes.

5.3 Justificación volumen del depósito

Para determinar el volumen se toma la temperatura del depósito a la hora crítica para una variedad de volúmenes que oscila desde los 5 m³ a los 60 m³. La determinación de los datos se da bajo las siguientes condiciones:

- Batería asociada al estanque no operativa.
- Temperatura inicial del depósito de 20°C.
- Se simulan primero 3 días en los que sólo opera la cubierta dual (enfriamiento) y 5 días más añadiendo las distintas tecnologías de disipación (ceiling y batería asociada al depósito).
- Las condiciones climatológicas de simulación son las mismas todos los días.
- La temperatura del depósito adquirida corresponde a las 16.00h del octavo día de simulación, correspondiente a la temperatura exterior crítica.
- Los caudales de aire y agua son 8000 $\frac{l}{h}$ y 8612 $\frac{l}{h}$ respectivamente

A medida que se avanza en la búsqueda del volumen de depósito adecuado, aparece el estanque con su batería correspondiente y el sistema de postenfriamiento evaporativo.

Tabla 7. Volúmenes de depósito a estudio

Volumen (m3)	Temperatura agua depósito (°C)	Decremento por cada tramo(%)
5	35.41	
10	31.18	11.95
15	28.66	8.08
20	27.19	5.13
25	26.29	3.31
30	25.71	2.21
35	25.34	1.44
40	25.08	1.03
45	24.9	0.72
50	24.77	0.52
55	24.66	0.44
60	24.57	0.36

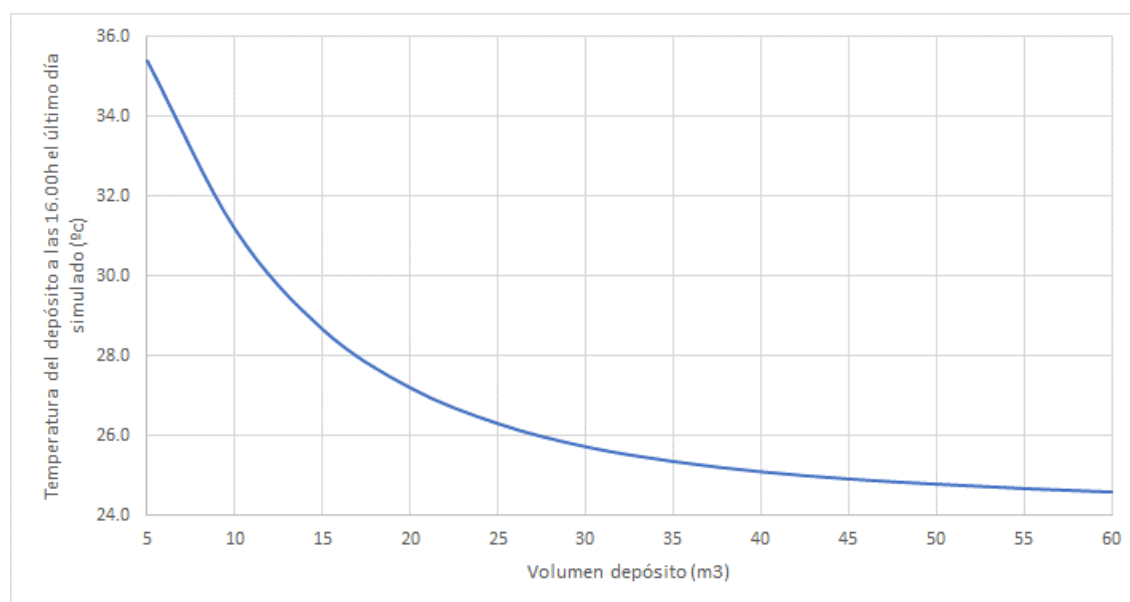


Figura 41. Temperatura del agua del depósito a las 16:00h en función del volumen del depósito

Los datos de temperatura del agua se obtienen bajo una situación muy desfavorable ya que se simulan 5 días de funcionamiento a pleno rendimiento con condiciones climatológicas correspondientes al día más caluroso del verano. Aunque esto sea así, gracias a los valores obtenidos es posible determinar que rango de volúmenes es el más adecuado. De la tabla obtenida se deduce que a medida que se aumenta el volumen del depósito el decremento de la temperatura disminuye entre el valor actual y el siguiente hasta niveles en los que incrementar el volumen no proporciona un descenso de la temperatura mayor al 1%. A partir de los 40 m³, aumentar el volumen del depósito sólo propicia decrementos de temperatura inferior al 1%, por lo que se decide seleccionar el rango comprendido entre los 30 m³ y los 40 m³ para ser evaluados como posibles soluciones. Para ello, se realiza una evolución temporal de la temperatura del agua para cada uno de los volúmenes, es decir, para 30 m³, 35 m³ y 40 m³ como se detalla a continuación.

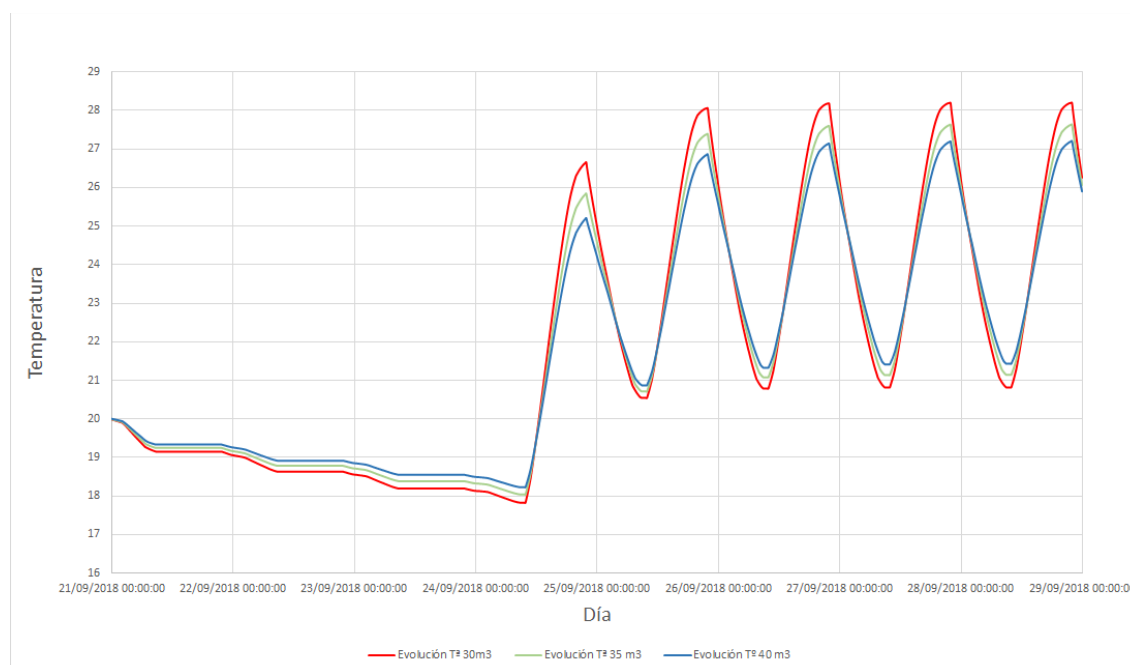


Figura 42. Evolución de la temperatura del agua del depósito para tres volúmenes dado

En la gráfica se representa la evolución temporal de la temperatura del agua para los distintos volúmenes de depósitos a estudio. El primer tramo de la gráfica corresponde a los tres primeros días en los que sólo opera la cubierta dual. Durante este tramo, el agua se somete únicamente a pérdidas de calor y se desprecia cualquier

ganancia de calor a través de las paredes del recipiente, ya que se considera totalmente aislado. De la simple observación se deduce que, a menor volumen, mayor capacidad de enfriamiento por parte de la cubierta dual, por lo que el depósito de 30 m^3 al tercer día de simulación presenta una temperatura inferior a la de los volúmenes de 35 m^3 y 40 m^3 respectivamente. Esto se debe a que tanto el agua lanzada por la cubierta radiante como la impulsada por las boquillas (enfriamiento evaporativo) es la misma independiente del tamaño del depósito por lo que para un tiempo de funcionamiento determinado es lógico que el de menor masa de agua se enfríe con mayor rapidez.

A partir del cuarto día, se incorporan la cubierta interior y la batería de la UTA asociada al depósito. Esto implica que durante el día el agua se calentará ya que su función es enfriar el aire del recinto y mantener la cubierta a una temperatura de consigna para garantizar el confort térmico. Desde este día hasta el octavo de funcionamiento, el agua del depósito con menor volumen alcanza temperaturas mayores durante el día mientras que el de mayor volumen no aumenta de forma tan brusca su temperatura, lo que garantiza una mayor efectividad a la hora de enfriar el aire y del mantenimiento de la temperatura de consigna de la cubierta. Otro de los aspectos que se deduce de este análisis temporal es la fluctuación entre la máxima temperatura y mínima que alcanza cada uno de los depósitos en función del volumen de agua. Si se observa con detenimiento, el ΔT desciende a medida que el tamaño del depósito aumenta su volumen. Como es lógico, para un incremento de masa, mayor aporte de calor (en caso de calentamiento) o disipación (en caso de enfriamiento) para alcanzar una misma temperatura deseada.

Por último, cabe mencionar la fluctuación general de los primeros días de funcionamiento en busca de un equilibrio, es decir, igualdad entre la energía disipada y la obtenida. Esta igualdad se aprecia a partir del sexto día hasta el último, en el que la curva o onda se vuelve periódica alcanzando la misma temperatura para cada instante de tiempo representado.

Las condiciones de diseño establecidas previamente señalan la necesidad de un depósito en el que la temperatura oscile entre los 20°C y 24°C . Como en ninguno de los casos expuestos anteriormente se dan dichas condiciones, se procede a la búsqueda del volumen que satisfaga la condición impuesta.

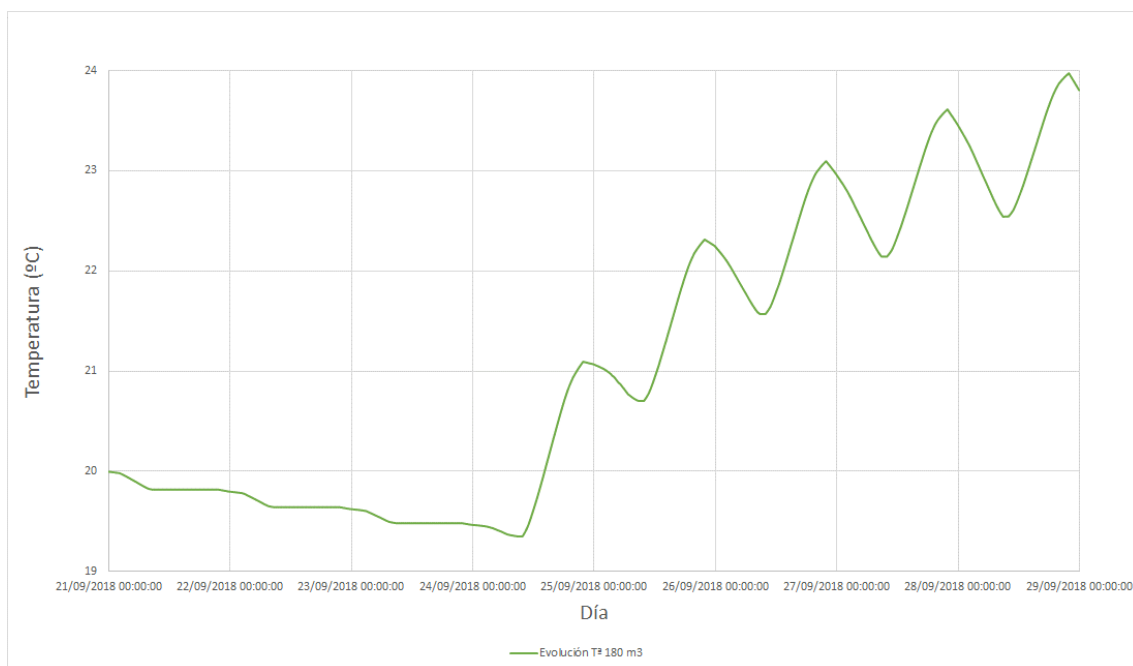


Figura 43. Evolución de la temperatura del depósito de 180 m³

La determinación del volumen que cumple las condiciones previamente establecidas se ha realizado a base de prueba y error utilizando el modelo de simulación desarrollado. Se trata de un volumen 4.5 veces superior al máximo volumen analizado anteriormente. Durante el periodo de funcionamiento, a diferencia de los casos anteriormente expuestos, no se alcanza la estacionalidad. Para observar dicha periodicidad es necesario aumentar el número de días de funcionamiento simulados. Al final del periodo de funcionamiento simulado, se comprueba que el volumen no supera los 24°C establecidos como parámetros de diseño.

Debido a las restricciones de espacios en el lugar donde se va a llevar a cabo la instalación, colocar un depósito

con un volumen de 180 m^3 es totalmente inviable por lo que la determinación del volumen del depósito adecuado se ve avocada al modo de funcionamiento mixto, es decir, el estanque y el depósito de manera simultánea asociado cada uno a una batería perteneciente a la UTA. Con esta medida, se garantiza una disminución del calor aportado por el aire proveniente del exterior al agua del depósito ya que el sistema consta de dos baterías en serie, siendo la primera de ellas la asociada al estanque, la cual afronta un mayor ΔT entre la temperatura del aire exterior y el agua del estanque. Esto implica que el ΔT entre el aire proveniente de la primera batería y el agua del depósito sea inferior a los casos expuestos anteriormente garantizando una disminución considerable de la temperatura del agua del depósito para los volúmenes anteriormente comentados.

En la siguiente gráfica se representa nuevamente el volumen necesario para garantizar las condiciones de diseño una vez tomada la medida mencionada para paliar el incremento brusco de temperatura en el agua del depósito.

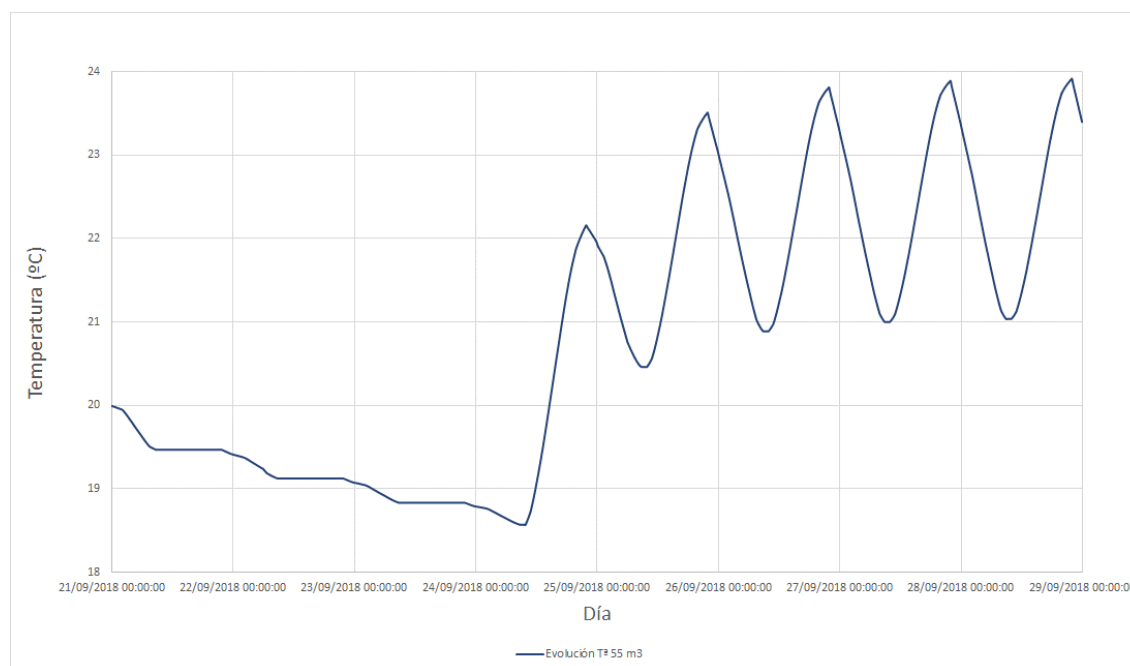


Figura 44. Evolución de la temperatura del depósito de 55 m^3

Gracias a la introducción del estanque en la búsqueda del volumen de depósito óptimo en la instalación, se reduce en más de un tercio el volumen necesario para satisfacer el rango de temperaturas de diseño. Este volumen de 55 m^3 garantiza durante los cinco días a pleno rendimiento que no se supere la temperatura de 24°C deseada en el depósito.

En la búsqueda del volumen mínimo de depósito, es necesario recordar que la obtención de dicho volumen se realiza en condiciones críticas climáticas y de funcionamiento pleno de la instalación durante el periodo de cinco días. Por ello, se deduce que este volumen obtenido es el óptimo desde el lado de la seguridad más rigurosa.

Como ya se ha comentado, la restricción de espacio para la colocación de dicho depósito obliga a disminuir este volumen óptimo obtenido aún más. Debido a ello, la condición de diseño predominante es la de garantizar una temperatura en el recinto acondicionado no mayor de 27°C por lo que la condición de diseño asociada a la temperatura pasa a un segundo plano en este caso de simulación extrema. Por ello, se procede a ver la evolución de la temperatura del recinto para los casos de volumen del depósito llevados a estudio en primer lugar, que si están dentro del rango de capacidad máxima que se pueden instalar en dicha instalación.

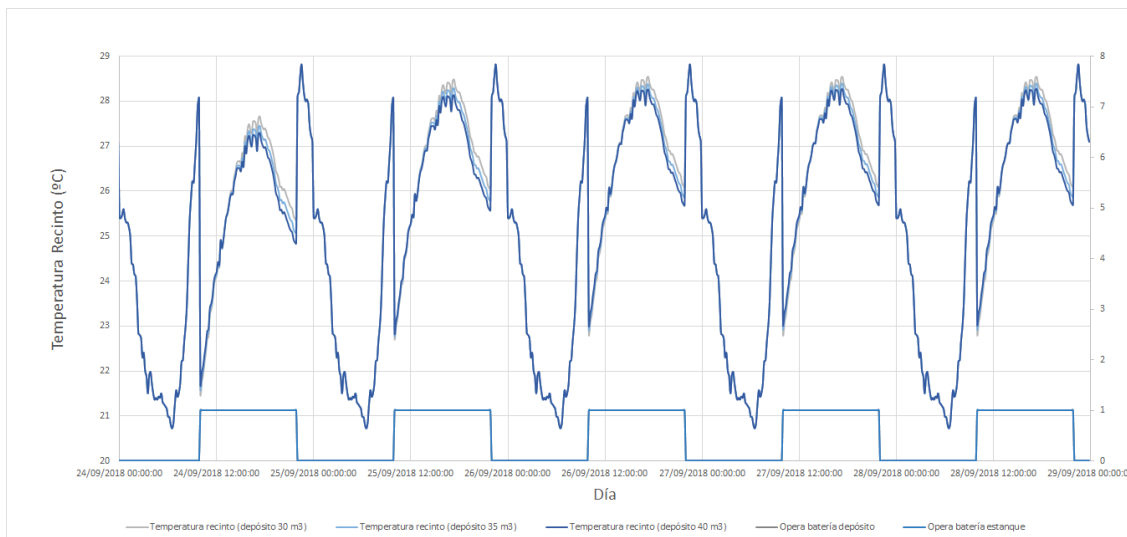


Figura 45. Temperatura del recinto en función del volumen del depósito

En esta gráfica se recoge la evolución temporal de la temperatura del recinto para los volúmenes de depósito de 30 m^3 , 35 m^3 y 40 m^3 . La importancia del gráfico se centra dentro del horario de funcionamiento correspondiente a ambas baterías, que está comprendido entre las 10.00h y las 20.00h. Se observa con claridad que en el instante que empiezan a funcionar las baterías la temperatura del recinto desciende por debajo de los 22°C . Es el momento en el que el agua tanto del depósito como del estanco se encuentran a menor temperatura de ahí el salto térmico tan brusco en la temperatura interior del recinto. Es importante recalcar que el aire proveniente de la UTA se encuentra aún a menor temperatura (19.5°C aproximadamente el primer día de funcionamiento), cuya mezcla con el aire exterior proporcionar esos 22°C en los primeros instantes de funcionamiento. A medida que el tiempo transcurre la temperatura del recinto aumenta, tanto por un incremento de la temperatura exterior como por la pérdida de capacidad de enfriamiento del agua de ambas tecnologías de disipación, las cuales aumentan la temperatura con el paso de las horas de funcionamiento. A medida que se acerca a la hora crítica de las 16.00h, se observa que la condición de diseño impuesta de 27°C en el recinto se supera ligeramente el primer día. Alrededor de las 19.00h debido al descenso considerable de la temperatura exterior, se consigue de nuevo que el recinto quede acondicionado a la temperatura de diseño deseada. A medida que transcurren los días, aumenta el periodo de tiempo en el que no se cumple la temperatura de diseño deseada. Para garantizar el confort, no es sólo necesario respetar la temperatura de diseño del recinto, sino que también es importante la humedad relativa y que se respete la temperatura de consigna de la cubierta interior. En la siguiente tabla se recogen las tasas de tiempo de funcionamiento (%) en el que el recinto bajo estas condiciones supera la temperatura de los 27°C para cada uno de los volúmenes de depósitos sometidos a estudio.

Tabla 8. Tiempo por encima de la temperatura de acondicionamiento impuesta

Tiempo por encima de la temperatura de acondicionamiento deseada			
Día de funcionamiento	Depósito 30 m3	Depósito 35 m3	Depósito 40 m3
	%	%	%
1	27.8	22.2	15.3
2	50.0	43.1	41.7
3	51.4	47.2	45.8
4	51.4	48.6	47.2
5	51.4	48.6	47.2

De dicha tabla se deduce que a medida que se aumenta el volumen del depósito, se reduce considerablemente el tiempo que dicho espacio confinado superar la temperatura de diseño considerada. A medida que transcurren los días, este periodo de tiempo aumenta hasta un instante en el que el tiempo por encima de dicha temperatura es el mismo para los días venideros. Esto es básicamente por la estacionalidad que se alcanza comentada anteriormente.

Los porcentajes alcanzados son inadmisibles, ya que se alcanzan valores cercanos al 50% del tiempo de

funcionamiento fuera de la temperatura de consigna impuesta. Para subsanar esta contrapartida, se decide utilizar un sistema de postenfriamiento evaporativo al cual le preceden las baterías en serie. Con este sistema, bajo un algoritmo de control, se pretende que el espacio confinado en ninguno de los casos supere la temperatura de consigna de 27°C deseada. Este sistema sólo funcionará cuando las baterías en serie no sean capaces de garantizar la temperatura deseada en el recinto, para así optimizar el consumo de agua de dicho evaporativo. La principal desventaja de su uso viene dada por un incremento considerable de la humedad relativa la cual perjudica al confort térmico deseado.

A continuación, se simula la temperatura del recinto utilizando el depósito de menor volumen de los contemplados (30 m³) ya que se trata del caso más desfavorable por lo que si este cumple, el resto de los depósitos de mayor volumen también. Dicho evaporativo tiene una eficiencia de 0.9.

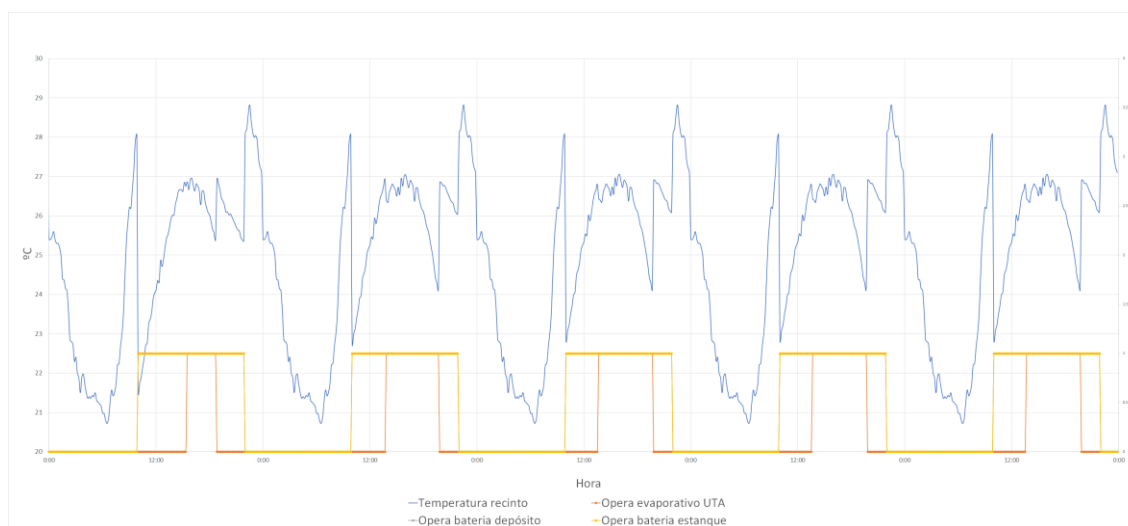


Figura 46. Evolución temperatura del recinto

En esta gráfica, se observa que el periodo de funcionamiento del evaporativo es el equivalente al calculado como tiempo por encima de la temperatura de acondicionamiento deseada. Una vez entra en funcionamiento dicho evaporativo, se garantiza para cada uno de los días de pleno funcionamiento que la temperatura del recinto no supera los 27°C impuestos como parámetro de diseño. En cuanto a la humedad relativa, prácticamente un tercio del tiempo de funcionamiento del recinto acondicionado supera el 60% de humedad relativa. Es importante tener controlada dicha humedad ya que afecta al confort térmico.

Para confirmar este volumen de depósito como la solución más factible, es decir, respeta las limitaciones de espacio y nos garantiza un funcionamiento adecuado de la instalación en las condiciones más adversas, se representa la evolución temporal de la temperatura del volumen de 30 m³ bajo estas condiciones de funcionamiento.

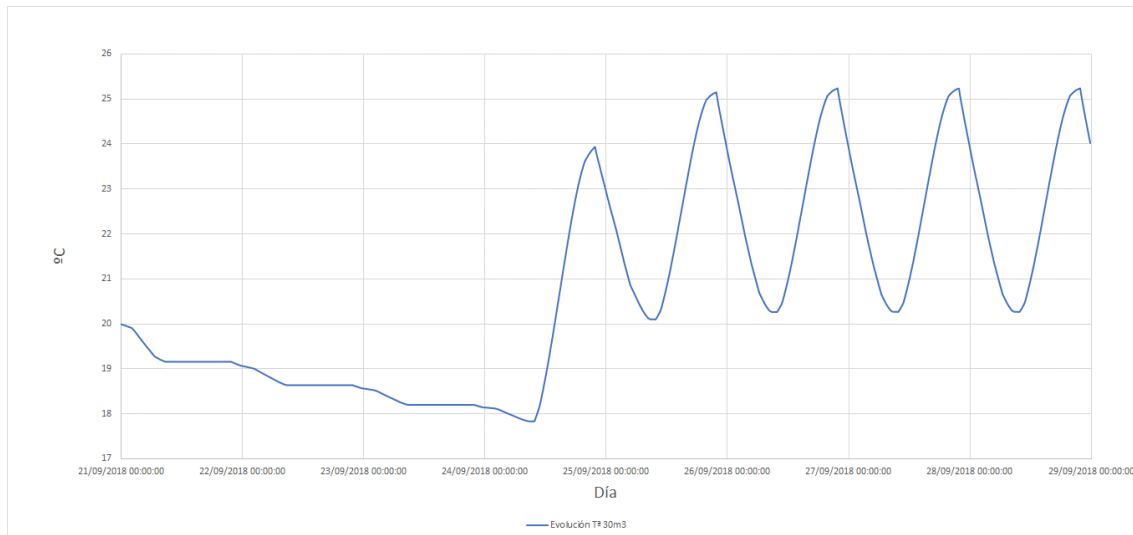


Figura 47. Evolución de la temperatura del depósito de 30 m³

El primer día que la instalación entra en funcionamiento el depósito si se mantiene por debajo de los 24°C deseados, pero los días posteriores esta temperatura se ve rebasada por encima de los 25°C. Aunque no se satisfaga este parámetro de diseño, dicha instalación en conjunto funcionaría durante cinco días consecutivos bajo las condiciones climáticas y de uso más críticas, respetando siempre que el espacio acondicionado no supere la temperatura de 27°C. Otro aspecto que destacar es que este depósito no supera en ningún momento la temperatura de consigna de la cubierta interior, la cual es de 26°C, por lo que dicha variable perteneciente al confort térmico queda totalmente garantizada.

A modo de resumen, en la instalación a estudio se llevará a cabo la instalación de un depósito de 30 m³ ya que todo el estudio realizado es bajo condiciones límites, siempre desde el lado de la seguridad garantizando durante cinco días consecutivos el funcionamiento de la instalación en condiciones deseadas. Cabe destacar que tanto la cubierta interior como la temperatura del recinto deseada son garantizadas, favoreciendo al confort térmico buscado. Es cierto que una humedad relativa elevada no favorece en el deseado confort térmico, por lo que el uso del evaporativo será limitado en la medida de lo posible. Se concluye, por tanto, que a efectos prácticos el depósito de 30 m³ satisface las condiciones de funcionamiento básicas en cualquiera de los escenarios climáticos y de funcionamiento posibles.

5.4 Piloto: Esquemas, elementos y modos de operación

En este epígrafe se pretende detallar todos los modos de operación de la instalación completa mediante la utilización de esquemas, los elementos que la componen y la sensorización necesaria para llevar a cabo un correcto control de la instalación.

El primero de los esquemas es el hidráulico general de la instalación. En el se muestran todos los elementos que conforman la instalación con sus correspondientes tuberías y bombas. A grandes rasgos, en la parte superior izquierda se detalla el sistema hidráulico asociado al anfiteatro, en concreto la batería 1 con el correspondiente estanque como volumen de acumulación. El agua entrante en la batería 2 proviene de la arqueta de impulsión del zoco la cual contempla cuatro dispositivos de impulsión hidráulica. En el centro de la imagen se muestran los dos qanats, cuyos volúmenes de acumulación pertenecen al zoco. En la parte superior derecha se contemplan los dos sistemas de disipación nocturna utilizados para enfriar el agua de los qanats. Por último, cabe destacar el uso de los intercambiadores de calor y circuitos cerrados de agua es para evitar las impurezas del agua bruta que abastece los volúmenes de acumulación. Más adelante, en este mismo capítulo, se desglosa el presente esquema y se analiza cada uno de ellos en profundidad.

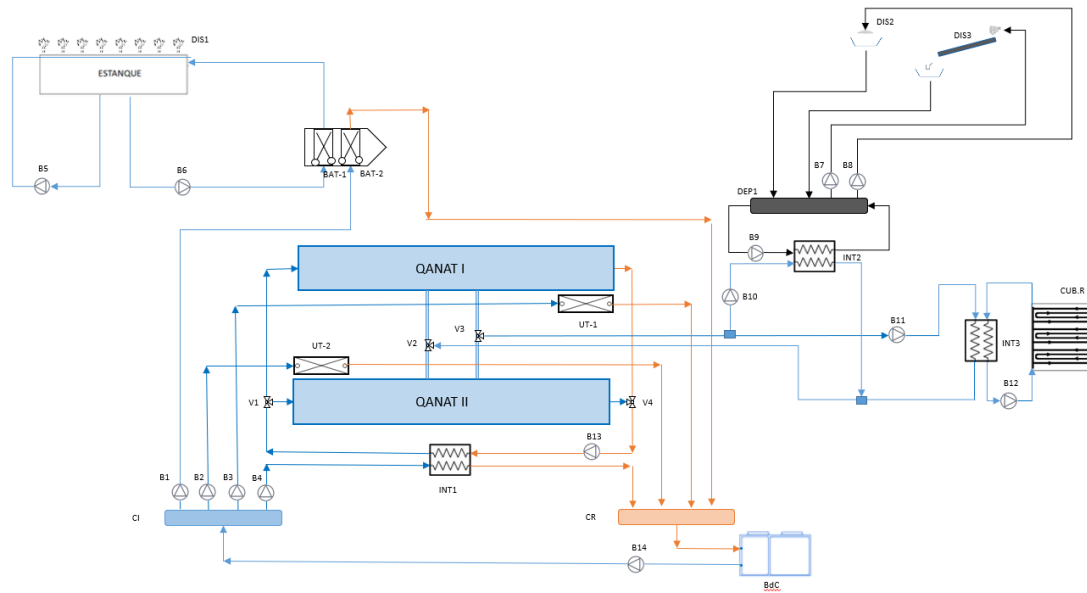


Figura 48. Esquema hidráulico general

El esquema que se muestra a continuación es el general de aerúlica. En el se muestran todos los componentes de impulsión de aire presentes en la instalación. En la parte superior izquierda, se observa la unidad terminal de aire la cual se encarga de enfriar el aire a introducir en el anfiteatro. El resto de los dibujos que aparecen, forman parte del sistema de impulsión de aire del zoco. Durante el día y en concreto, durante el funcionamiento de la instalación, se encuentran en funcionamiento los conductos enterrados y los sumergidos si fueran requeridos. Esto se muestra en la parte izquierda del esquema. Por último, aparece el funcionamiento de los conductos enterrados durante la noche, con el sistema regenerativo por si fuera necesario su uso.

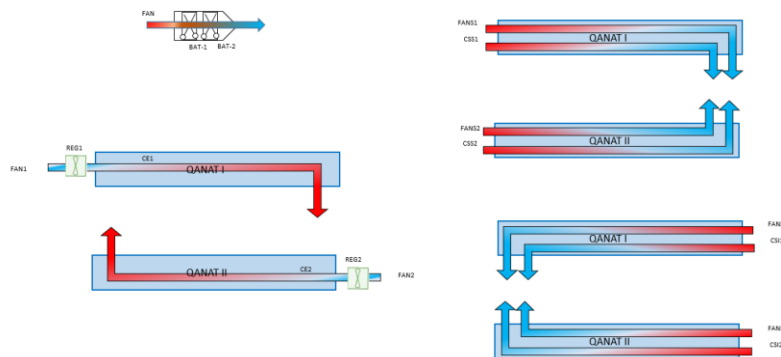


Figura 49. Esquema aerúlico general

5.4.1 Modo noche agua

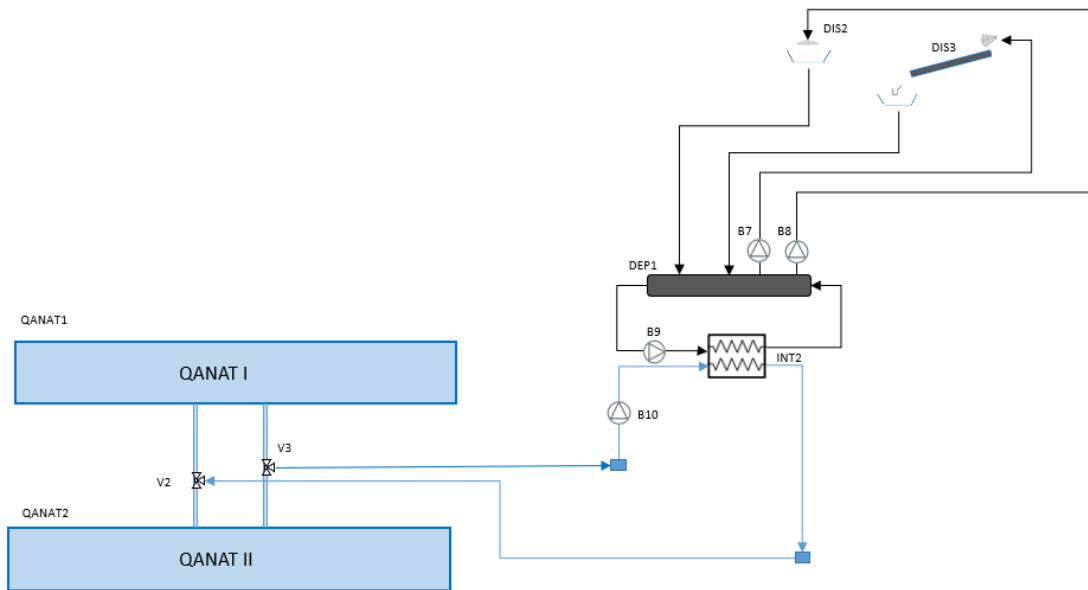


Figura 50. Esquema modo noche agua

Este primer modo de funcionamiento se trata del enfriamiento nocturno del agua de los qanats. El horario de funcionamiento de dicho modo está comprendido entre las 00.00h y las 8.00h. El agua de los qanats circula a partir de las 00.00h impulsado por la bomba B3 siempre y cuando las condiciones de enfriamiento nocturno sean las apropiadas y por lo menos uno de los dos sistemas de disipación entre en funcionamiento. La regulación de caudal de ambos qanat viene dada por una válvula de tres vías (V3), con la que se determina que la bomba B3 aspire la misma cantidad de agua de los dos qanats si estos se encuentran a la misma temperatura. El caudal de agua es impulsado hacia un intercambiador de calor (INT2) en el cual el fluido proveniente de los qanats cede calor al fluido frío que forma parte del circuito cerrado de los dos sistemas de disipación nocturna presentes. Dicho caudal retorna a los qanats, cuyo reparto puede ser modificado mediante la otra válvula de tres vías que aparece en el esquema, la V2. En cuanto al sistema de disipación evaporativo colocado sobre el acueducto (DIS2) y el sistema de lámina descendente (DIS3) disponen de depósito común. La bomba B7 se encarga de impulsar el agua del depósito hacia las boquillas situadas sobre el acueducto, las cuales efectúan la evaporación de la gota. La bomba B8 se encarga de llevar el fluido hacia la cubierta plegada del zoco, la cual es propulsada mediante boquillas de abanico. Finalmente, el agua enfriada regresa al depósito el cual lleva acoplado una bomba B9 que recircula el agua a través del intercambiador mencionado anteriormente.

La sensorización necesaria para llevar el correcto control del sistema se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 9. Lista de sensores modo noche agua

Sensores y Actuadores	Equipo asociado	Descripción
Temperatura de agua	DIS3	Impulsión bomba del sistema de disipación falling-film cubierta zoco
Temperatura de agua	DIS2	Impulsión bomba del sistema de disipación evaporativo acueducto
Regulación de variador de frecuencia 0 a	DIS3/B7	Impulsión bomba del sistema de disipación

100% de manera continua		falling-film cubierta zoco
Caudalímetro digital	DIS3	Impulsión bomba del sistema de disipación falling-film cubierta zoco
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	DIS2/B8	Impulsión bomba del sistema de disipación evaporativo acueducto
Caudalímetro digital	DIS2	Impulsión bomba del sistema de disipación evaporativo acueducto
Nivel de agua digital	DEP1	Depósito inercia sistema de disipación
Actuador válvula de llenado	DEP1	Depósito inercia sistema de disipación
Temperatura de agua	INT2	Impulsión bomba del sistema de disipación - intercambiador Qanats
Temperatura de agua	INT2	Retorno bomba del sistema de disipación - intercambiador Qanats
Actuador válvula motorizada con regulación 0 a 100% continua	V3	Válvula Qanat - aspiración bomba
Actuador válvula motorizada con regulación 0 a 100% continua	V2	Válvula Qanat - Retorno bomba
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	INT2/B9	Bomba B9
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	INT2/B10	Bomba B10

5.4.2 Modo noche aire

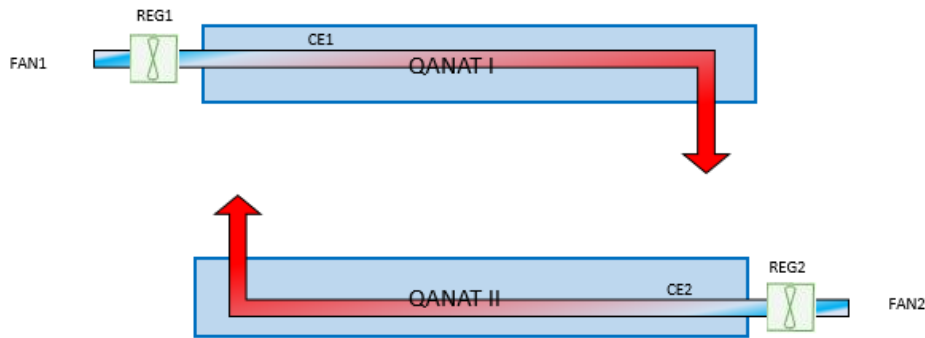


Figura 51. Esquema modo noche aire

Simultáneamente con el modo anteriormente descrito, se utilizan los conductos enterrados para enfriar el terreno. El aire proveniente del exterior entre las 00:00h y las 8:00h está a menor temperatura que el terreno por lo que durante su recorrido a través de los conductos el terreno le cede calor, enfriándose este. Si la temperatura del exterior no es lo suficientemente baja como para enfriar el terreno, se dispone de un sistema regenerativo por qanat el cuál realiza un preenfriamiento evaporativo del aire a introducir.

La lista de sensores y actuadores para este modo se muestra a continuación:

Tabla 10. Lista de sensores modo noche

Tipología	Equipo asociado	Descripción
Temperatura y humedad de aire	CE1	Temperatura y humedad de salida de los conductos enterrados Qanat I
Temperatura y humedad de aire	CE2	Temperatura y humedad de salida de los conductos enterrados Qanat II
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	REG1	Ventilador de impulsión conductos enterrados QANAT I y/o REG1
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	REG2	Ventilador de impulsión conductos enterrados QANAT II y/o REG 2
Temperatura y humedad de aire	REG1	Temperatura y humedad de entrada conductos enterrados QANAT I – impulsión REG1
Temperatura y humedad de aire	REG2	Temperatura y humedad de conductos enterrados QANAT II – impulsión REG2

5.4.3 Modo arranque día – Bomba de calor

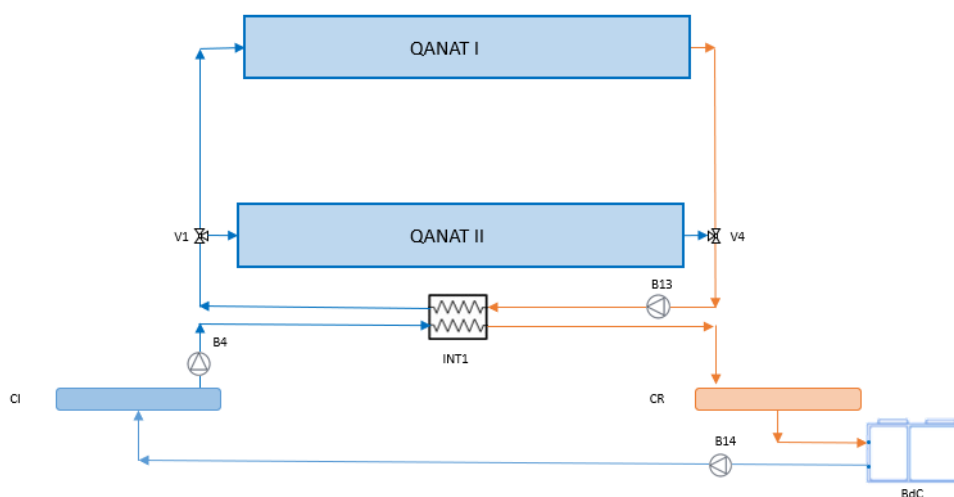


Figura 52. Esquema modo arranque día - bomba de calor

Tras la finalización de los dos modos noche presentado, agua y aire, la instalación dispone de un intervalo de tiempo comprendido entre las 8:00h y la hora de arranque del acondicionamiento del espacio para continuar enfriando el agua de los qanats por si no se ha alcanzado la temperatura deseada de arranque durante el enfriamiento nocturno. El agua del circuito cerrado que comprende los colectores tanto de impulsión como de retorno es enfriada por la bomba de calor (BdC) e impulsada por la bomba B14 hacia el colector de impulsión. El agua desde el colector es llevada hasta un intercambiador (INT1) por la bomba B4. En el intercambiador, el agua fría proveniente de la bomba de calor absorbe el calor del agua de los qanats, enfriando así estos hasta la temperatura de arranque deseada de 19°C. En cuanto al agua del qanat, es impulsada por la bomba B13, cuyo caudal de cada qanat se determina por la válvula V4. Una vez transferida la energía en el intercambiador, el agua vuelve a los qanats a través de la válvula V1 que direcciona el fluido. En función de la potencia de enfriamiento de la bomba de calor, y la temperatura de los qanats tras el modo enfriamiento nocturno, será necesario un mayor o menor periodo de funcionamiento de la bomba para alcanzar la temperatura de arranque deseada. Es importante reducir la necesidad de la potencia de enfriamiento de la bomba de calor al mínimo para reducir el impacto de esta.

De nuevo se realiza una tabla con los actuadores y sensores que ayudarían al correcto control de la instalación:

Tabla 11. Lista de sensores modo arranque día - bomba de calor

Tipología	Equipo asociado	Descripción
Temperatura de agua	INT1	Entrada intercambiador enfriamiento-calentamiento Qanat con BdC - lado agua del Qanat
Temperatura de agua	INT1	Salida intercambiador enfriamiento-calentamiento Qanat con BdC - lado agua del Qanat
Caudalímetro digital	B13	Impulsión bomba intercambiador Qanats - BdC
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B4	Bomba B4
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B13	Bomba B13

Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B14	Bomba B14
Actuador válvula motorizada con regulación 0 a 100% continua	V4	Circuito aspiración Bomba intercambiador Qanats - BdC
Actuador válvula motorizada con regulación 0 a 100% continua	V1	Circuito impulsión Bomba intercambiador Qanats - BdC
Caudalímetro digital	B14	Impulsión bomba BdC

5.4.4 Modo día – Cubierta radiante

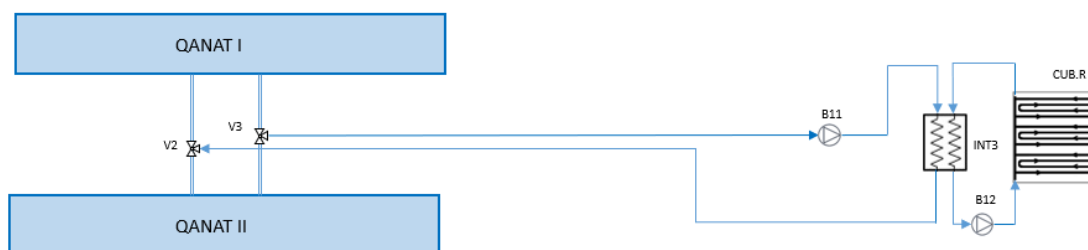


Figura 53. Esquema modo día - cubierta radiante

En cuanto el zoco se encuentre operativo y se alcancen temperaturas en cubierta superiores a la deseada, iniciara el funcionamiento de la cubierta radiante. Dicha cubierta radiante tiene como objetivo mantener la temperatura de la cubierta prácticamente constante sobre los 26-27°C para que tanto los ocupantes, como los objetos presentes irradien el calor hacia el techo, garantizando de esta forma el confort térmico de los asistentes. El aire caliente tiende a subir al foco frío, generando cierta corriente de aire. El intercambio de calor agua-agua se lleva a cabo a través del intercambiador (INT3) que conecta el agua en circuito cerrado de la cubierta radiante con el agua proveniente del qanat. Al igual que en casos anteriores, se dispone de una válvula de tres vías tanto en la impulsión como en el retorno que permite elegir de que qanat se desea tomar el agua o una mezcla de ambos.

Para el control de la cubierta radiante se necesitan una serie de sensores y actuadores para garantizar su correcto control y funcionamiento:

Tabla 12. Lista de sensores cubierta radiante

Tipología	Equipo asociado	Descripción
Temperatura de agua	INT3	Temperatura de agua a la entrada de la cubierta ZOCO
Temperatura de agua	INT3	Temperatura de agua a la salida de la cubierta ZOCO
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B12	Bomba cubierta ZOCO - Regulación caudal
Temperatura de agua	INT3	Temperatura de agua a la entrada intercambiador cubierta ZOCO
Temperatura de agua	INT3	Temperatura de agua a la salida intercambiador cubierta ZOCO
Caudalímetro digital	B12	Impulsión bomba cubierta ZOCO
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B11	Bomba impulsión para intercambiador cubierta ZOCO

Actuador válvula motorizada con regulación 0 a 100% continua	V3	Válvula Qanat - aspiración bomba
Actuador válvula motorizada con regulación 0 a 100% continua	V2	Válvula Qanat - Retorno bomba
Caudalímetro digital	B11	Bomba impulsión para intercambiador cubierta ZOCO
Temperatura superficial	CUB.R	Temperatura en el techo interior de la cubierta zoco. Tantos puntos como sectorización tenga la cubierta zoco

5.4.5 Disipación estanque anfiteatro



Figura 54. Esquema disipación estanque anfiteatro

El sistema de disipación del estanque consta de un conjunto de boquillas sobre la superficie del mismo a una cierta altura, las cuales impulsan el agua a alta presión gracias a la bomba B5 consiguiéndose de esta forma la evaporación de parte de la gota y por tanto, el enfriamiento del agua del estanque. En un primer lugar, el sistema de disipación podría funcionar a cualquier hora del día mientras se cumpla que la temperatura del agua del estanque es mayor que la temperatura de bulbo húmedo más un diferencial de temperatura. Tras el estudio de la variación de la energía interna de la lámina de agua del estanque, se determina que no es necesario que esté siempre funcionando mientras se cumpla la condición mencionada, sino que el periodo se limita al intervalo comprendido entre las 13:00h y las 23:00h. Esto es debido a que durante el periodo en el que la instalación no se encuentra en funcionamiento no es necesario que el volumen de acumulación contenga el agua fría ya que en el instante que deja de funcionar dicho sistema de disipación, las ganancias son enormes debido a la exposición del estanque a las condiciones climáticas y la falta de aislante sobre el terreno.

Para llevar a cabo el proceso de disipación del agua del estanque y que cuyo funcionamiento global sea óptimo es necesario la monitorización y control de todos sus componentes:

Tabla 13. Lista de sensores disipación estanque anfiteatro

Tipología	Equipo asociado	Descripción
Temperatura de agua	DIS1	Estanque
Nivel de agua digital	DIS1	Estanque
Actuador válvula de llenado	DIS1	Estanque - reposición de agua de manera automática
Temperatura de agua	DIS1	Entrada sistema de disipación de estanque
Caudalímetro digital	B5	Impulsión bomba del sistema de disipación estanque
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B5	Bomba del sistema disipación estanque conexión a BMS

5.4.6 UTA anfiteatro

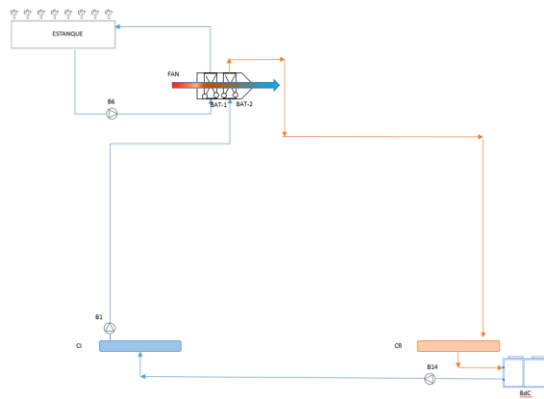


Figura 55. Esquema UTA anfiteatro

El acondicionamiento del anfiteatro viene dado por la impulsión de aire enfriado a través de la unidad de tratamiento de aire. La batería 1 recibe el agua del estanque enfriado previamente mediante el sistema descrito anteriormente, y la batería 2 consta de un circuito cerrado de agua cuya agua es enfriada en la bomba de calor. Este sistema funciona siempre y cuando sea necesario acondicionar el anfiteatro, mientras que, si con una sola batería (BAT-1) fuera posible alcanzar el acondicionamiento, la batería 2 se mantendría apagada evitando así el uso de la bomba de calor. Para que dicho sistema sea capaz de solo funcionar con la batería 1, las condiciones climáticas deben ser livianas, no muy superiores a la temperatura de consigna impuesta y cuya tasa de funcionamiento de la instalación sea reducida.

Tabla 14. Lista de sensores esquema UTA anfiteatro

Tipología	Equipo asociado	Descripción
Temperatura de agua	BAT-1	Entrada del agua batería UTA anfiteatro - Estanque
Temperatura de agua	BAT-1	Salida del agua batería UTA anfiteatro - Estanque
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B6	Bomba Estanque - UTA
Caudalímetro digital	B6	Agua - Impulsión bomba Estanque-UTA
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	FAN	Ventilador de impulsión UTA
Temperatura de agua	BAT-2	Temperatura de agua a la entrada batería UTA anfiteatro - colector impulsión BdC
Temperatura de agua	BAT-2	Temperatura de agua a la salida batería UTA anfiteatro - colector de retorno BdC
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B1	Bomba colector de impulsión BdC - UTA Anfiteatro

Caudalímetro digital	B1	Bomba colector de impulsión BdC - UTA Anfiteatro
Temperatura y humedad de aire	ANFITEATRO	Anfiteatro
Temperatura y humedad de aire	UTA-BAT-1	Temperatura y humedad de salida de la batería 1 de la UTA anfiteatro
Temperatura y humedad de aire	UTA-BAT-2	Temperatura y humedad de salida de la batería 2 de la UTA anfiteatro - impulsión

5.4.7 Modo operación conductos enterrados

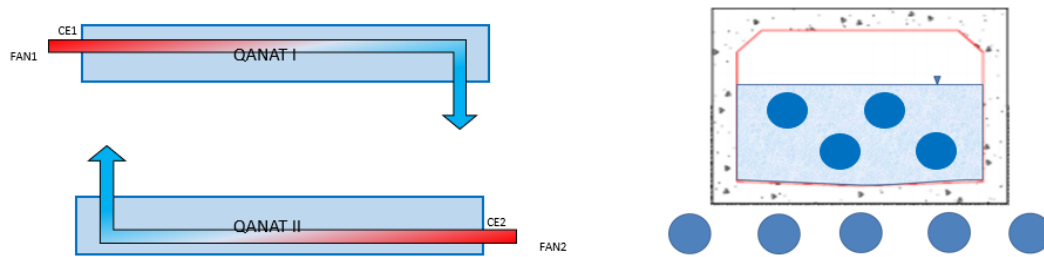


Figura 56. Esquema modo operación conductos enterrados

Se dispone de un total de diez conductos enterrados, cinco por qanat, por los que circula un caudal variable de aire que se enfría a lo largo de los 40 metros de qanat, como si de un intercambiador de calor se tratase, y es introducido en el espacio a acondicionar. Los conductos enterrados son el primer sistema de acondicionamiento del espacio que empiezan a funcionar si el recinto se encuentra por encima de los 27°C de temperatura de consigna impuesta y dentro del horario de funcionamiento.

El control de los conductos enterrados se realizará mediante los siguientes sensores y actuadores:

Tabla 15. Lista de sensores conductos enterrados

Tipología	Equipo asociado	Descripción
Temperatura y humedad de aire	UT2	Temperatura entrada batería UT conductos enterrados QANAT II
Temperatura y humedad de aire	UT1	Temperatura entrada batería UT conductos enterrados QANAT I
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	FAN1	Ventilador de impulsión conductos enterrados QANAT I
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	FAN2	Ventilador de impulsión conductos enterrados QANAT II
Temperatura y humedad de aire	CE1	Temperatura entrada conductos enterrados QANAT I
Temperatura y humedad de aire	CE2	Temperatura entrada conductos enterrados QANAT II

5.4.8 Modo de operación conductos sumergidos

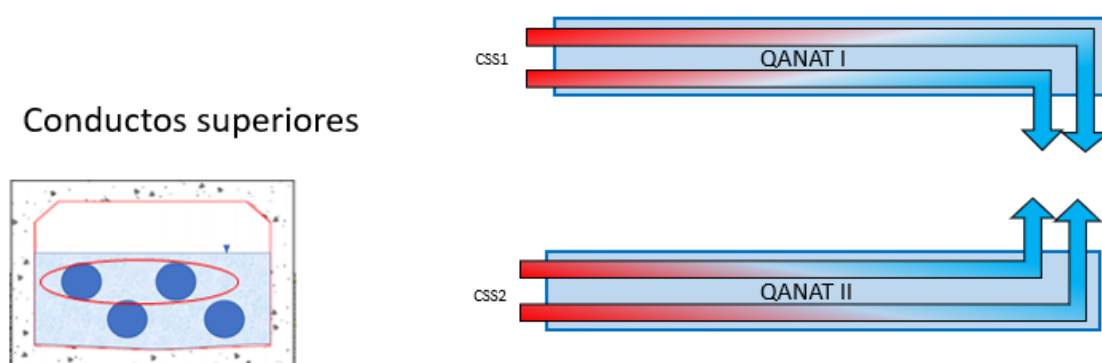


Figura 57. Esquema modo de operación conductos sumergidos superiores

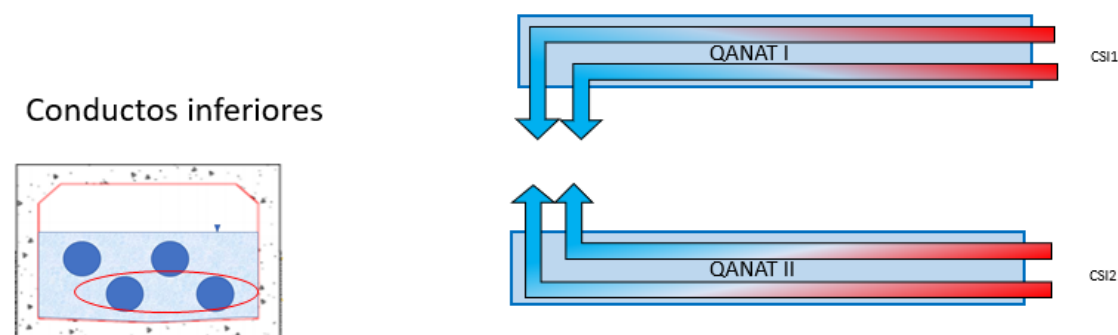


Figura 58. Esquema modo de operación conductos sumergidos inferiores

Se dispone de 4 conductos sumergidos por qanat, dos superiores y dos inferiores. Esto es porque el aire fluye en direcciones cruzadas dos a dos. En los dibujos se aprecia como el aire introducido por los conductos superiores circula de izquierda a derecha, mientras que por los inferiores lo hace de derecha a izquierda. Con esto se consigue una mejor distribución del aire impulsado en el espacio acondicionado. Los conductos sumergidos entran en funcionamiento cuando es imposible mantener el espacio acondicionado a la temperatura de consigna mediante el uso de los conductos enterrados y las barreras evaporativas, encargadas de enfriar el aire proveniente del oeste del zoco.

Dichos conductos son controlados y monitorizados mediante los siguiente sensores y actuadores:

Tabla 16. Lista de sensores conductos enterrados

Tipología	Equipo asociado	Descripción
Temperatura y humedad de aire	CSS1	Temperatura entrada pareja conductos sumergidos superior QANAT I
Temperatura y humedad de aire	CSS2	Temperatura entrada pareja conductos sumergidos superior QANAT II
Temperatura y humedad de aire	CSS1	Temperatura salida pareja conductos sumergidos superior QANAT I

Temperatura y humedad de aire	CSS2	Temperatura salida pareja conductos sumergidos superior QANAT II
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	FANS1	conductos sumergidos pareja superior QANAT I
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	FANS2	conductos sumergidos pareja superior QANAT II
Temperatura y humedad de aire	CSI1	Temperatura entrada pareja conductos sumergidos superior QANAT I
Temperatura y humedad de aire	CSI2	Temperatura entrada pareja conductos sumergidos superior QANAT II
Temperatura y humedad de aire	CSI1	Temperatura salida pareja conductos sumergidos superior QANAT I
Temperatura y humedad de aire	CSI2	Temperatura salida pareja conductos sumergidos superior QANAT II
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	FANI1	conductos sumergidos pareja superior QANAT I
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	FANI2	conductos sumergidos pareja superior QANAT II

5.4.9 Enfriamiento terminal

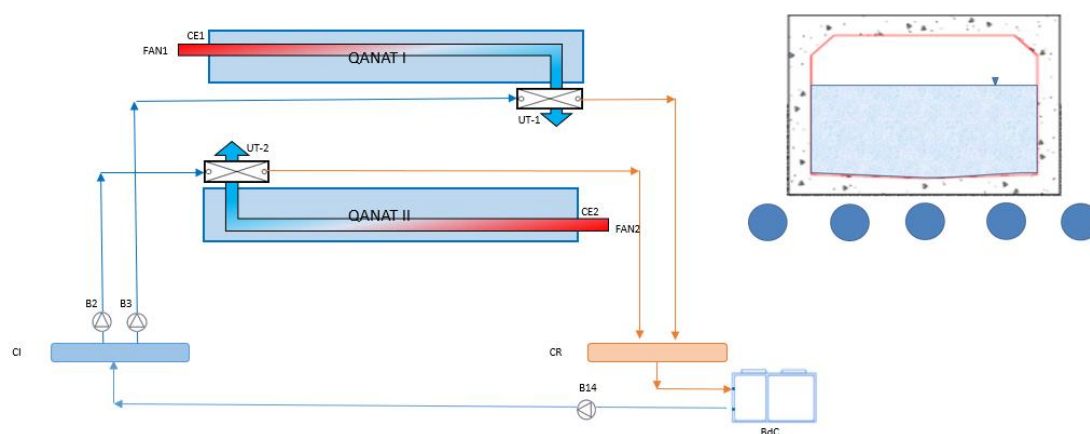


Figura 59. Esquema enfriamiento unidades terminales

Existe la posibilidad de que, con el uso de los conductos enterrados, barreras evaporativas y los conductos sumergidos no se alcance la temperatura de consigna deseada cuando la temperatura ambiente es tan alta como las del día tipo utilizado para el análisis de la instalación y la tasa de funcionamiento es del 100%. Para ello se dispone de dos unidades terminales, cada una se encuentra dispuesta a la salida de los conductos enterrados de los qanats. Dicha unidad, actúa como un intercambiador el cual enfría el aire a introducir en el espacio hasta la temperatura necesaria para que dicha mezcla en el interior del volumen acondicionado sea la de consigna. Por ambas unidades circula agua enfriada por la bomba de calor hasta la temperatura necesaria para que se obtenga una temperatura del aire de impulsión ajustada a las necesidades.

Para la monitorización y control del sistema de enfriamiento del aire proveniente de los conductos enterrados es necesario la lista de sensores y actuadores que se muestra a continuación:

Tabla 17. Lista de sensores enfriamiento unidades terminales

Tipología	Equipo asociado	Descripción
Temperatura de agua	UT-1	Temperatura de agua a la entrada batería UT conductos enterrados QANAT I
Temperatura de agua	UT-1	Temperatura de agua a la salida batería UT conductos enterrados QANAT I
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B3	Bomba batería UT conductos enterrados QANAT I
Caudalímetro digital	B3	Bomba batería UT conductos enterrados QANAT I
Temperatura de agua	UT-2	Temperatura de agua a la entrada batería UT conductos enterrados QANAT II
Temperatura de agua	UT-2	Temperatura de agua a la salida batería UT conductos enterrados QANAT II
Regulación de variador de frecuencia 0 a 100% de manera continua	B2	Bomba batería UT conductos enterrados QANAT II

Caudalímetro digital	B2	Bomba batería UT conductos enterrados QANAT II
Temperatura y humedad de aire	UT-2	Temperatura salida batería UT conductos enterrados QANAT II
Temperatura y humedad de aire	UT-1	Temperatura salida batería UT conductos enterrados QANAT I

5.5 Justificación del caudal a introducir en la instalación

Los resultados obtenidos de las simulaciones pertinentes con la utilización de la bomba de calor se realizan bajo unas condiciones previas impuestas que se recogen a continuación:

- $T_{consigna} = 27^{\circ}\text{C}$ tanto para el anfiteatro como el zoco.
- El horario de funcionamiento contemplado para ambos recintos es de 11:00h a 22:00h
- Grado de confinamiento del anfiteatro III
- Tanto las unidades terminales, como ambas baterías de la unidad de tratamiento de aire tienen las características ya definidas en el capítulo dos para las baterías de la UTA, correspondientes a los datos del fabricante TROX. ($\varepsilon = 0.72$; $UA = 2 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$; $Q_{agua} = 8612 \frac{\text{l}}{\text{h}}$)
- Consumo del fan asociado a la UTA obtenido de un fabricante aleatorio para caudales comprendidos entre $6000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ y $12000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
- Se simulan 8 días, 3 de enfriamiento del agua del estanque con la instalación totalmente apagada y 5 con la instalación con una tasa de funcionamiento del 100%. Se toman como resultados el octavo día de simulación

El objetivo es determinar la temperatura máxima de impulsión de la bomba que garantice el acondicionamiento del anfiteatro en función de los distintos caudales que se manejan. Para ello, se impone una temperatura mínima de impulsión del agua enfriada por la bomba de calor. Luego, se calcula la temperatura necesaria del agua para obtener la temperatura de impulsión del aire que garantiza la temperatura de consigna impuesta para el recinto. En el caso de que la temperatura necesaria del agua sea superior a la temperatura mínima de impulsión impuesta, la bomba dará la mínima necesaria. En caso contrario, la bomba impulsará agua a la temperatura mínima impuesta, quedando así el recinto fuera de la temperatura de consigna considerada.

En las tablas que se presentan en este epígrafe con los resultados obtenidos se recogen los siguientes parámetros:

- Caudal de aire impulsado.
- Consumo eléctrico del ventilador de la UTA
- Consumo eléctrico de la bomba de calor, previa determinación del EER para cada caso.
- EER medio
- Los kWh de energía de enfriamiento tanto de la batería 1 asociada al estanque como de la batería 2 perteneciente a la bomba de calor
- La potencia pico correspondiente a la batería 2
- % de tiempo que la temperatura de impulsión del agua de la bomba de calor no es suficiente para acondicionar el espacio
- Temperatura máxima que se alcanza en el recinto durante el periodo de acondicionamiento.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos para distintas temperaturas mínima de enfriamiento por parte de la bomba de calor:

- Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 14°C como mínimo

Tabla 18. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 14°C como mínimo

m ³ /h	Fan (kWh) total	BdC (kWh) total	EER medio	kWh batería 1	kWh batería 2	Potencia pico Batería 2 (kW)	% tiempo T in = T caso estudio	T max recinto
12000	35.20	58.63	3.37	226.17	197.37	31.10	0%	27.00
10000	27.83	53.24	3.29	196.24	175.29	27.72	0%	27.00
8000	22.70	49.12	3.19	163.15	156.47	24.68	0%	27.00
6000	18.78	46.60	3.02	127.17	140.63	21.95	0%	27.00

A la vista de los resultados, todos los caudales a estudio cumplen con las necesidades que requiere el espacio a acondicionar. Se deduce que para el día tipo a estudio, es suficiente con garantizar una temperatura de impulsión del agua de la bomba de calor por encima de 14°C para satisfacer el acondicionamiento del anfiteatro. El consumo eléctrico de la bomba de calor ilustra los consumos necesarios para garantizar la temperatura de consigna en todo momento.

- Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 16°C como mínimo

Tabla 19. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 16°C como mínimo

m ³ /h	Fan (kWh) total	BdC (kWh) total	EER medio	kWh batería 1	kWh batería 2	Potencia pico Batería 2 (kW)	% tiempo T in = T caso estudio	T max recinto
12000	35.20	58.63	3.37	226.17	197.37	31.10	0%	27.00
10000	27.83	53.24	3.29	196.24	175.29	27.72	0%	27.00
8000	22.70	49.12	3.19	163.15	156.47	24.68	0%	27.00
6000	18.78	45.46	3.04	127.17	138.31	20.05	25%	27.59

En este caso de estudio, la bomba de calor no es capaz de enfriar por debajo de los 16°C por lo que, satisface el acondicionamiento del espacio para los tres mayores caudales a estudio, pero no para el menor. Para el menor de los caudales, el 25% del periodo de funcionamiento la temperatura de impulsión de la bomba de calor es de 16°C, esto implica que el aire de impulsión de la unidad de tratamiento de aire no se enfría lo suficiente (salvo que coincida la temperatura necesaria del agua con la del caso de estudio) como para garantizar que el espacio acondicionado esté a los 27°C de temperatura de consigna impuesto. Debido a la necesidad de agua inferior a los 16°C para la batería 2, la temperatura máxima dada durante el periodo de funcionamiento en el interior del anfiteatro es de aproximadamente 27.6°C, encontrándose esta por encima de la temperatura de consigna, pero muy próxima.

- Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 17°C como mínimo

Tabla 20. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 17°C como mínimo

m ³ /h	Fan (kWh) total	BdC (kWh) total	EER medio	kWh batería 1	kWh batería 2	Potencia pico Batería 2 (kW)	% tiempo T in = T caso estudio	T max recinto
12000	35.20	58.63	3.37	226.17	197.37	31.10	0%	27.00
10000	27.83	53.24	3.29	196.24	175.29	27.72	0%	27.00
8000	22.70	49.12	3.19	163.15	156.47	24.68	0%	27.00
6000	18.78	43.24	3.09	127.17	133.59	18.64	38%	27.98

Al igual que en el caso anterior, cuando la temperatura del agua impulsada por la bomba de calor no es inferior a los 17°C, el acondicionamiento del anfiteatro se satisface para todos los caudales a estudio, excepto para el caso de 6000 $\frac{m^3}{h}$. El tiempo de funcionamiento de la instalación fuera de las condiciones de consigna es mayor, siendo la temperatura máxima dentro del espacio acondicionado de 1°C mayor que el establecido como consigna.

- Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 18°C como mínimo

Tabla 21. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 18°C como mínimo

m ³ /h	Fan (kWh) total	BdC (kWh) total	EER medio	kWh batería 1	kWh batería 2	Potencia pico Batería 2 (kW)	% tiempo T in = T caso estudio	T max recinto
12000	35.20	58.63	3.37	226.17	197.37	31.10	0%	27.00
10000	27.83	53.24	3.29	196.24	175.29	27.72	0%	27.00
8000	22.70	48.72	3.19	163.15	155.59	23.42	11%	27.34
6000	18.78	40.29	3.15	127.17	126.97	17.24	49%	28.38

A medida que se incrementa esta temperatura mínima, crece la dificultad para garantizar el acondicionamiento del espacio. En este caso, para el caudal de 6000 $\frac{m^3}{h}$ de aire, prácticamente para el 50% de la tasa de funcionamiento de la instalación, la bomba trabaja a la temperatura mínima de impulsión de agua de 18°C, lo que se traduce en que la mitad del periodo de funcionamiento el espacio se encuentra por encima de la temperatura de consigna, siendo la temperatura máxima en el espacio acondicionado del anfiteatro de 28.4°C. A diferencia de las temperaturas analizadas en anteriores casos, esta temperatura mínima del agua provoca que el caudal de 8000 $\frac{m^3}{h}$ no cumpla con el acondicionamiento del espacio durante el 11% del periodo de funcionamiento de esta.

- Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 19°C como mínimo

Tabla 22. Temperatura de impulsión de la bomba de calor a 19°C como mínimo

m ³ /h	Fan (kWh) total	BdC (kWh) total	EER medio	kWh batería 1	kWh batería 2	Potencia pico Batería 2 (kW)	% tiempo T in = T caso estudio	T max recinto
12000	35.20	58.63	3.37	226.17	197.37	31.10	0%	27.00
10000	27.83	53.20	3.29	196.24	175.20	27.32	3%	27.08
8000	22.70	46.47	3.24	163.15	150.42	21.61	35%	27.79
6000	18.78	36.98	3.22	127.17	119.17	15.83	55%	28.78

En el último caso que se lleva a estudio, la temperatura del agua suministrada por la bomba de calor no es inferior a 19°C. Respecto al caso anterior, tanto los caudales de impulsión de 6000 $\frac{m^3}{h}$ como de 8000 $\frac{m^3}{h}$, incrementan su incapacidad para mantener el espacio acondicionado a la temperatura de consigna debido a

que el agua proveniente de la bomba de calor no es lo suficiente fría como para que la temperatura de impulsión del aire se enfríe lo suficiente y cuya mezcla en el interior del espacio acondicionado resulte próxima a las 27°C de consigna. A la vista del resto de resultados, el caudal de $10000 \frac{m^3}{h}$ cumple prácticamente con la temperatura de acondicionamiento impuesta durante el 97% del tiempo en el que la instalación está acondicionada, alcanzándose una temperatura máxima ligeramente superior a la impuesta. A continuación, se recoge una representación de como varía la temperatura de impulsión del agua de la bomba de calor en función de las necesidades para obtener una temperatura interior del espacio acondicionado próxima a la de consigna:

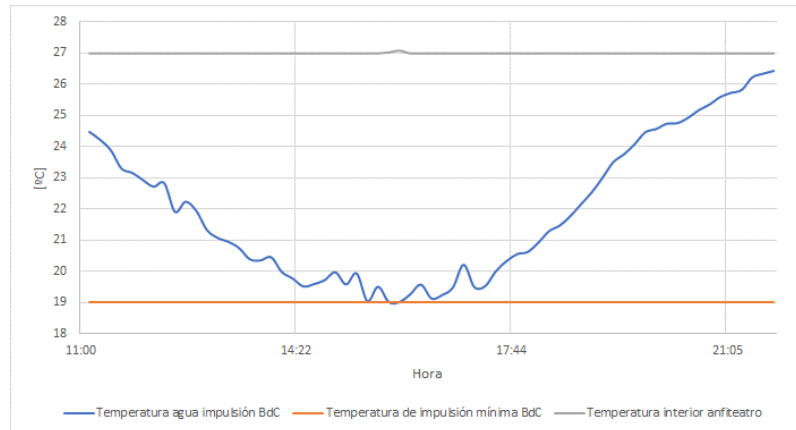


Figura 60. Representación gráfica de la temperatura de agua de impulsión de la bomba de calor necesaria para garantizar el acondicionamiento.

A medida que la temperatura exterior es mayor, y la capacidad de enfriamiento de la batería 1 se ve mermada por el calentamiento del agua del estanque, la temperatura de impulsión de la bomba de calor se ve reducida, llegando al mínimo de 19°C aproximadamente a la hora crítica. En dicho instante, la temperatura del recinto queda por encima de la de consigna, pero de manera muy ligera por lo que cumplen dichas condiciones ya que la diferencia no es ni del 1%.

Con la finalidad de obtener el menor consumo de la instalación y garantizar las condiciones de diseño, se propone variar el caudal a introducir en el anfiteatro. Este caudal se verá aumentado cuando el sistema de control detecte que la temperatura del recinto se encuentra por encima de la de consigna en 1% aproximadamente. Como se ve en la gráfica, la instalación comienza con el caudal de estudio más bajo, subiendo progresivamente hasta los $10000 \frac{m^3}{h}$ que se proponen como caudal fijo que cumple con los requerimientos. Durante las 13:00 y las 17:30, el requerimiento para tener el espacio acondicionado de forma óptima es máximo, por eso el caudal es más alto y la temperatura del agua de impulsión de la bomba de calor próxima a los 19°C que se tienen como mínimo.

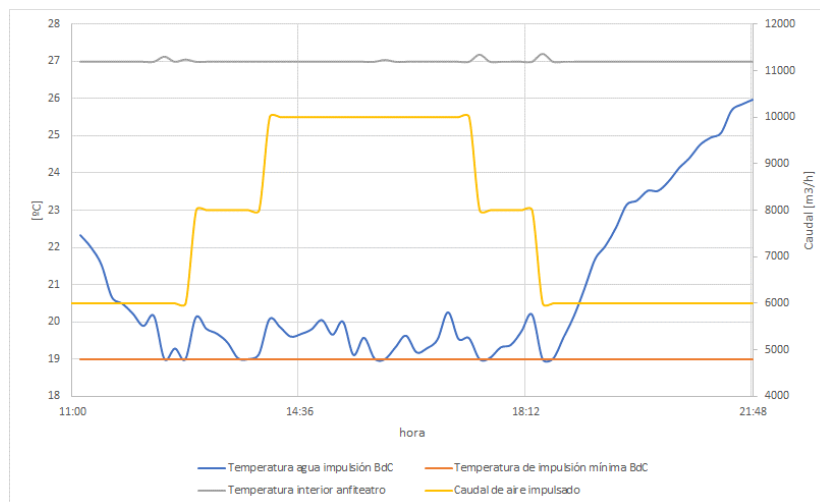


Figura 61. Caudal de impulsión de los conductos enterrados variable.

En cuanto al consumo, al utilizar el caudal variable, este se ve sustancialmente reducido. Si se analiza la tabla inferior, se observa que el consumo del ventilador disminuye al igual que el de la bomba. Por otro lado, y de forma indirecta, al trabajar durante ciertos periodos con caudales inferiores a los $10000 \frac{m^3}{h}$, el agua del estanque tiene menores ganancias de calor por lo que implica un menor uso del sistema evaporativo.

Tabla 23. Ahorro energético con el control de caudal variable en conductos enterrados.

m3/h	Fan (kWh) total	BdC (kWh) total	EER medio	kWh batería 1	kWh batería 2	Potencia pico Batería 2 (kW)	% tiempo T in = T caso estudio	T max recinto
10000	27.83	53.20	3.29	196.24	175.20	27.32	3%	27.08
Variable	22.29	50.42	3.22	160.54	162.28	26.85	9%	27.19

En el caso de que la bomba de calor no pudiera trabajar a una temperatura inferior a las analizadas, se garantiza que para 14°C de temperatura mínima del agua y cualquiera de los caudales de aire estudiados se obtiene una temperatura del recinto igual a 27°C . Con el objetivo de optimizar, para 19°C de temperatura mínima del agua y un caudal de $10000 \frac{m^3}{h}$ de aire se garantiza el 97% del tiempo de funcionamiento de la instalación la temperatura de consigna del recinto. De esta forma, se garantiza que si la temperatura del agua de impulsión de la bomba de calor fuese constante a 19°C y un caudal de aire a introducir en el recinto de $10000 \frac{m^3}{h}$ se garantizaría el acondicionamiento total durante los 5 días consecutivos de funcionamiento con la instalación a pleno rendimiento. Cabe destacar, que es inviable trabajar permanentemente con agua a 19°C ya que el consumo crece y el espacio acondicionado se encontraría por debajo de la temperatura de consigna durante la mayor parte del tiempo, de ahí la necesidad de una bomba de calor que regule en función de la necesidad por cortos periodos de tiempo.

5.6 Simulación bomba de calor

Durante el periodo de funcionamiento de ambas instalaciones, existe un periodo en el que la bomba de calor trabaja tanto para las unidades terminales a la salida de los conductos enterrados como para el agua de la batería 2 de la unidad de tratamiento de aire. Es por ello, que la bomba de calor cuando trabaja simultáneamente para ambas instalaciones debe suministrar el agua mínima requerida entre las dos instalaciones, provocando esto que la temperatura de uno de los dos recintos quede por debajo de la temperatura de consigna. Para determinar cual de las dos instalaciones es más exigente en términos de temperatura de agua de impulsión de la bomba, se calcula la temperatura requerida en las unidades terminales para satisfacer la temperatura de consigna del recinto. A continuación, se muestra un cronograma del desarrollo diario de las instalaciones y el momento en el que empieza a funcionar la bomba de calor para ambas instalaciones:

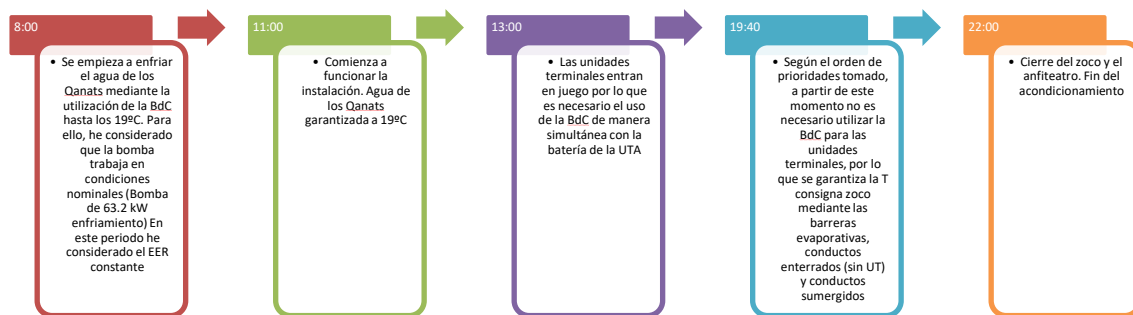


Figura 62. Cronograma instalación.

Para el periodo comprendido entre las 13:00h y las 19:40h se calcula la temperatura de agua de impulsión de la bomba de calor tanto para la batería asociada como para las unidades terminales de forma independiente.

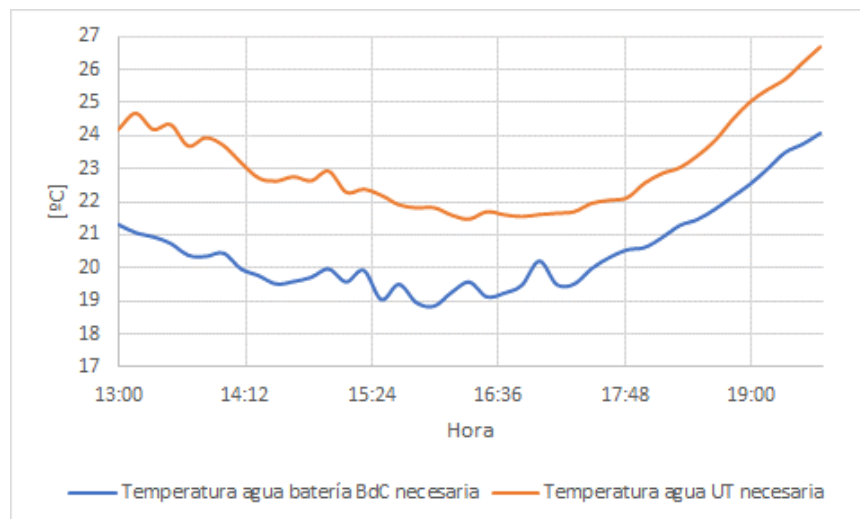


Figura 63. Temperatura de agua de impulsión de la bomba de calor necesaria para la batería vs las unidades terminales.

Los resultados muestran que la batería del estanque requiere una temperatura de agua de impulsión de la bomba de calor menor que la necesaria en el caso de las unidades terminales. Para llevar a cabo dicha gráfica, se ha fijado el caudal del anfiteatro a $10000 \frac{m^3}{h}$ y el aire a través de los conductos enterrados de $32000 \frac{m^3}{h}$ durante

todo el periodo de funcionamiento.

De el caso del funcionamiento de las unidades terminales de forma independiente, se obtiene que el consumo eléctrico de la bomba de calor es de 25.8 kWh por cada unidad, con una potencia pico de enfriamiento de 20 kW por unidad. Si se suman las potencias pico, tanto de las unidades terminales como de la batería para $10000 \frac{m^3}{h}$ se obtiene un resultado total de 67 kW pico.

Se deduce, por tanto, que la temperatura de agua de impulsión de la bomba de calor viene determinada por la batería ya que exige en todo momento una temperatura del agua inferior a las unidades terminales. Es por esto por lo que se procede a ver la evolución de la temperatura del zoco con la temperatura de impulsión de agua de la bomba de calor requerida para la batería como se muestra a continuación:

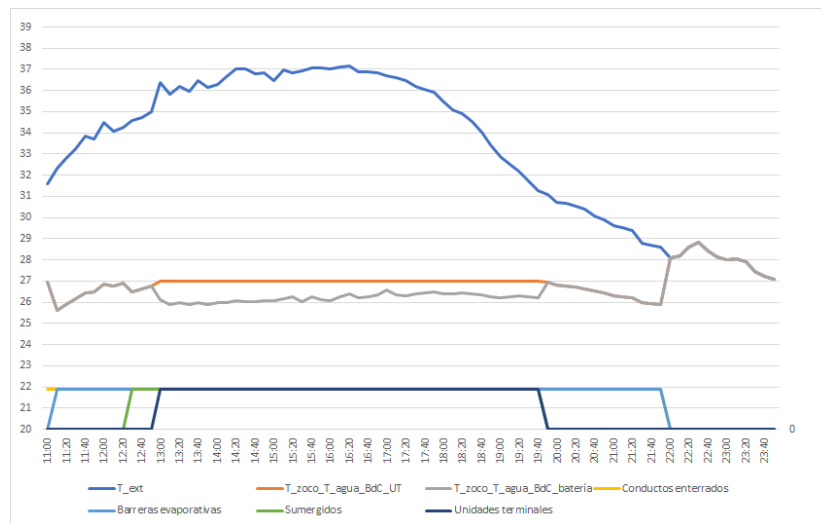


Figura 64. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida.

En la gráfica se representa por un lado la temperatura exterior a modo informativo y por otro el periodo de funcionamiento de cada sistema en el zoco. En la parte central se recoge lo verdaderamente interesante, la diferencia en la temperatura interior del zoco entre utilizar el agua requerida y el agua necesaria para la batería. Si se utiliza la temperatura requerida por las unidades terminales para cada periodo de 10 minutos, la instalación del zoco se mantiene en los 27°C de temperatura de consigna impuesta, mientras que, si se utiliza el agua demandada por la batería de la UTA, la temperatura del espacio acondicionado durante el periodo simultáneo de funcionamiento de la bomba de calor para las dos instalaciones es inferior a los 27°C. Con estos resultados, se pretende fijar el caudal de los conductos enterrados y barajar las posibilidades existentes que permitan ahorrar energía.

Casos a estudio para evitar el exceso de enfriamiento en el zoco

1. Reducir la tasa de funcionamiento de las barreras evaporativas durante el periodo de funcionamiento de la bomba de calor para ambas instalaciones a 0.

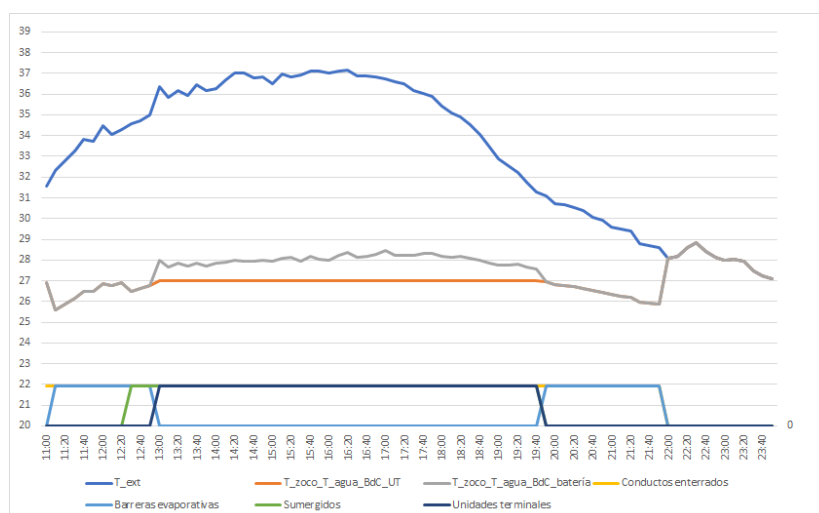


Figura 65. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida inutilizando el uso de las barreras evaporativas.

Cuando las barreras evaporativas son apagadas durante el periodo comprendido entre las 13:00h y las 19:40h, la temperatura del zoco se dispara por encima de la temperatura de consigna por lo que esta medida es inviable, aunque se obtenga un 70% de ahorro de agua.

2. Reducir la eficiencia de las barreras evaporativas a 0.6

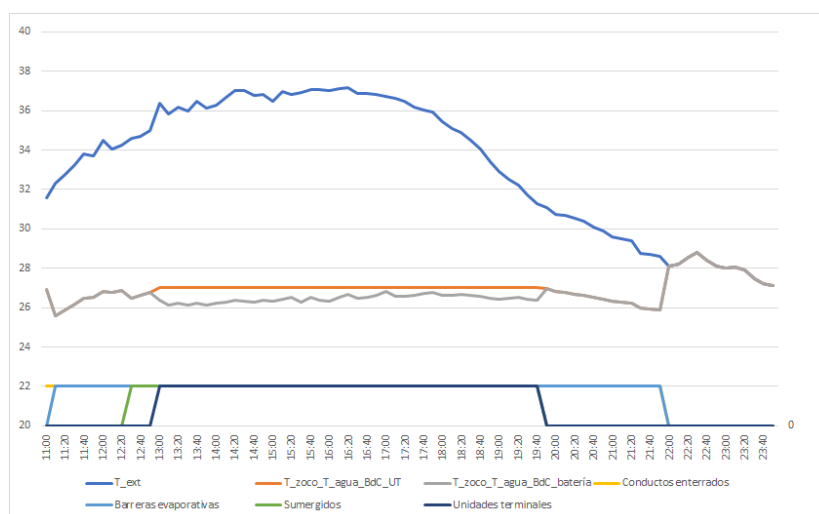


Figura 66. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida reduciendo el uso de las barreras evaporativas a 0.6 la eficiencia.

Con esta medida se reduce el consumo de agua en un 10% y la temperatura del zoco sigue siendo inferior a la de consigna por lo que hay margen de optimización.

3. Reducir la eficiencia de las barreras evaporativas a 0.5

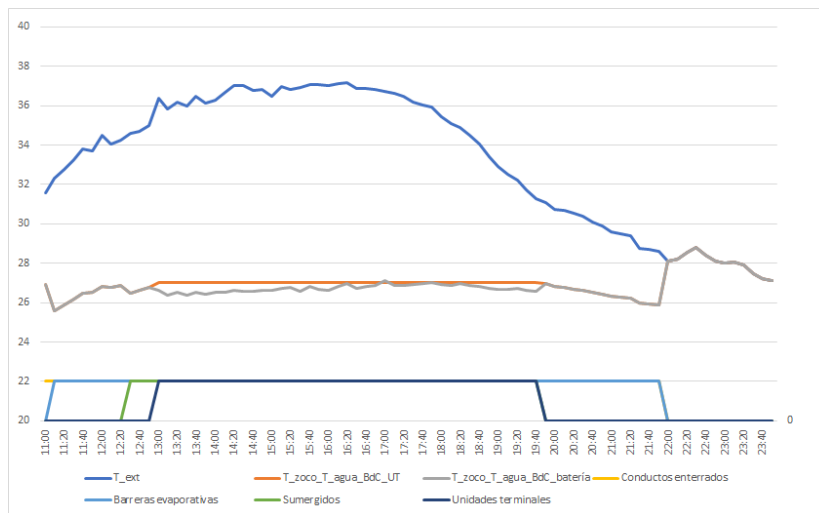


Figura 67. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida reduciendo el uso de las barreras evaporativas a 0.5 la eficiencia.

Con dicha reducción de eficiencia, se obtiene un ahorro de agua del 20% respecto al uso continuado con una eficiencia de 0.7. Por un periodo de tiempo, la temperatura del recinto supera la temperatura de consigna, siendo la temperatura en el interior de 27.1°C.

4. Apagar conductos sumergidos

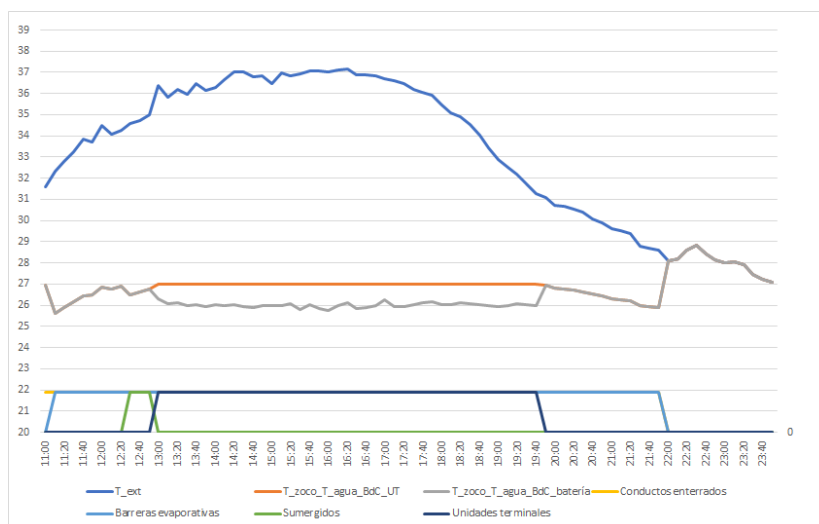


Figura 68. Evolución temperatura zoco con el agua de la bomba de calor a temperatura requerida inutilizando los conductos sumergidos.

Esta última medida estudiada, lleva consigo un ahorro de energía por parte de los ventiladores asociados a los conductos sumergidos y se garantiza las condiciones de confort en el interior del recinto. Por otro lado, el agua de los qanat tiene menores ganancias de calor, siendo la temperatura del agua al final del día de 23°C frente a los 25°C si se mantienen encendidos.

La manera más sencilla de optimizar la instalación con un control predictivo o correctivo es a partir de las modificaciones de los caudales, como también del número de ramales de las barreras evaporativas que estén en funcionamiento.

5.7 Estimación del consume de la instalación

5.7.1 Cálculo de pérdidas en conductos

En la siguiente tabla se recogen las especificaciones técnicas de los conductos enterrados que se han adoptado:

Tabla 24. Conductos enterrados.

NÚMERO DE CONDUCTOS	LONGITUD CONDUCTO (M)	DIÁMETRO HIDRÁULICO (M)
10	40	0.35

Es necesario señalar que si la sección de los conductos es circular el diámetro coincide con el diámetro hidráulico. Una vez conocido estos parámetros, a continuación, se presentan las propiedades del aire a 20°C y 1 atm que se utilizarán de forma invariable ya que se supone el aire como fluido incompresible para facilitar el cálculo de las pérdidas.

Tabla 25. Propiedades del aire.

PRESIÓN (ATM)	TEMPERATURA (°C)	DENSIDAD ($\frac{kg}{m^3}$)	VISCOSIDAD ($\frac{kg}{m*s}$)
1	20	1,204	1.849*10 ⁻⁵

Con el objetivo de obtener la curva característica que determine el consumo en función del caudal, es necesario conocer al menos tres puntos de funcionamiento que permita modelar dicha curva con cierta exactitud. Para ello, se eligen tres caudales diferentes y se calcula las pérdidas para cada uno de ellos en los conductos ya expuestos. Los resultados obtenidos se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 26. Pérdidas de carga en conductos enterrados para diferentes caudales.

CAUDAL ($\frac{m^3}{h}$)	VELOCIDAD DEL FLUIDO ($\frac{m}{s}$)	NÚMERO DE REYNOLDS	f	ΔP_f (PA)
16000	9.24	210562	0.015	90.91
12000	6.93	157921	0.016	54.13
10000	5.77	131601	0.017	39

Conocidas las pérdidas por circulación, es necesario tener en cuenta que en la instalación se dispone de un filtro de aire al inicio de los conductos y una unidad terminal al final de ellos, cuyos elementos ocasionan pérdidas de carga determinantes. Para ello, se toma un filtro de aire de calidad G4, cuyas pérdidas de carga son de 150 Pascales máximo según la normativa EN 13053. En cuanto a las pérdidas de carga en la unidad terminal, se toma como dato del fabricante de dicha unidad capaz de funcionar con un caudal máximo de 16000 ($\frac{m^3}{h}$) cuyas pérdidas son de 50 Pascales aproximadamente. Por lo tanto, las pérdidas de carga totales para cada uno de los caudales a estudio son las siguientes:

Tabla 27. Pérdidas de carga totales en conductos enterrados para diferentes caudales.

CAUDAL ($\frac{m^3}{h}$)	PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES (PA)
16000	290.91
12000	254.13
10000	239

Estimado el punto de funcionamiento de la instalación para distintos caudales, se procede a conocer el consumo correspondiente gracias a los datos facilitados por el fabricante de ventiladores Systemair[50]. Gracias a su herramienta, es posible determinar el consumo de un fan para los tres puntos de funcionamiento obtenidos y a partir de esos datos determinar la curva que permita conocer el consume para cualquier caudal dado.

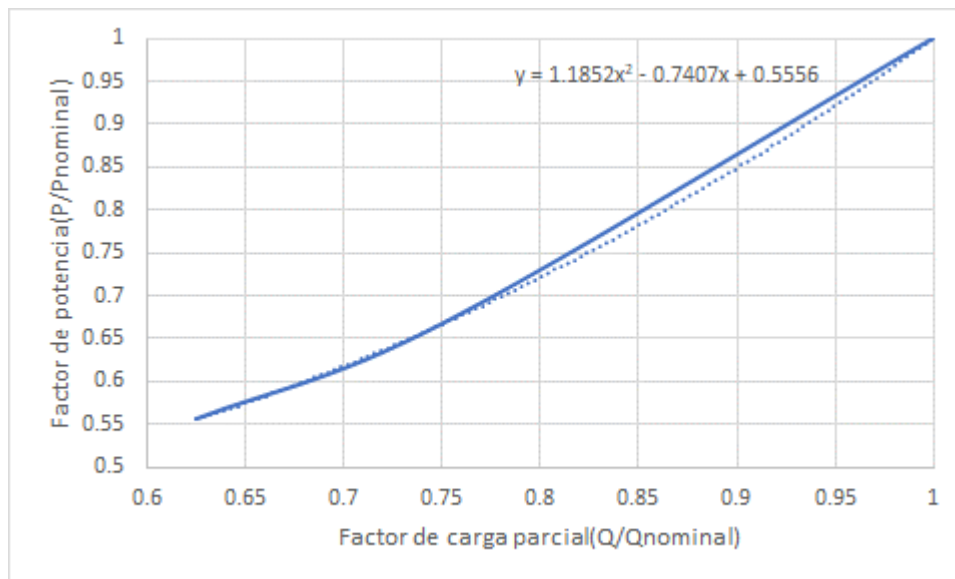


Figura 69. Curva característica ventilador conductos enterrados.

La curva característica obtenida es válida para los conductos enterrados cuya expresión matemática que define la potencia en función del caudal deseado es la siguiente:

$$Potencia = Potencia\ nominal * (1.1852 * \left(\frac{Q_{deseado}}{Q_{nominal}}\right)^2 - 0.7407 * \left(\frac{Q_{deseado}}{Q_{nominal}}\right) + 0.5556)$$

Donde,

$$Q_{nominal} = 16000 \left(\frac{m^3}{h}\right)$$

$$P_{nominal} = 1800\ W$$

En el caso de los conductos sumergidos en los Qanats el procedimiento es exactamente el mismo que el expuesto anteriormente. Tanto en los conductos sumergidos como en los enterrados se parte de la hipótesis de que tienen las mismas características geométrica, pero en el caso de los sumergidos, el caudal nominal es aproximadamente la mitad de los enterrados y el número total de conductos es de ocho por lo que se procede a obtener otra curva característica para el ventilador encargado de impulsar el aire a través de estos.

Tabla 28. Pérdidas de carga en los conductos sumergidos.

CAUDAL ($\frac{m^3}{h}$)	VELOCIDAD DEL FLUIDO ($\frac{m}{s}$)	NÚMERO DE REYNOLDS	f	ΔP_f (PA)
8300	5.99	136536	0.017	41.67
7000	5.05	115151	0.017	30.69
6000	4.33	98700	0.018	23.28

Por otro lado, a la salida de los conductos sumergidos no hay colocada una unidad terminal por lo que el total de las pérdidas de carga vienen dadas por las pérdidas por circulación más las asociadas al filtro G4 seleccionado.

Tabla 29. Pérdidas de carga totales en los conductos sumergidos.

CAUDAL ($\frac{m^3}{h}$)	PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES (PA)
8300	191.67
7000	180.69
6000	173.28

A continuación, se presenta la curva característica de los ventiladores utilizados en los conductos sumergidos gracias a los datos obtenidos por la herramienta Systemair.

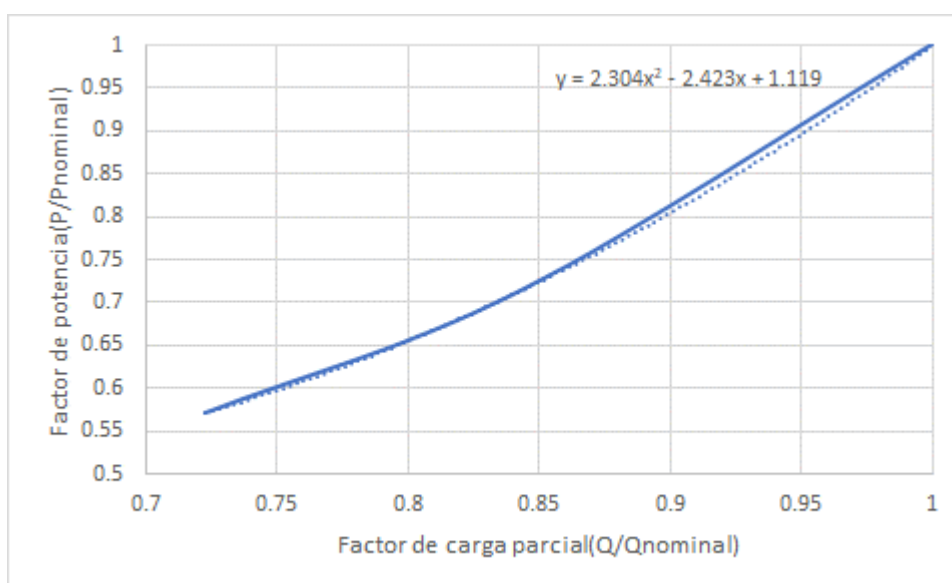


Figura 70. Curva característica conductos sumergidos.

La expresión matemática que proporciona la potencia consumida en función del caudal deseado es la siguiente:

$$Potencia = Potencia\ nominal * (2.304 * \left(\frac{Q_{deseado}}{Q_{nominal}}\right)^2 - 2.423 * \left(\frac{Q_{deseado}}{Q_{nominal}}\right) + 1.119)$$

Donde,

$$Q_{nominal} = 8300 \left(\frac{m^3}{h}\right)$$

$$P_{nominal} = 700\ W$$

Por último, se procede a estimar las pérdidas que conlleva el ventilador equipado en la unidad de tratamiento de aire. Para ello, es necesario partir de la premisa de que para una correcta distribución del aire en el espacio confinado es necesario que el aire llegue con una presión de 200 Pa a la cabecera de distribución. A continuación, se recoge en una tabla las pérdidas de presión a través de ambas baterías colocadas y del filtro G4, cuyos datos son facilitados por el fabricante TROX[43].

Tabla 30. Pérdidas en la UTA.

PÉRDIDAS BATERÍA ESTANQUE (PA)	PÉRDIDAS BATERÍA BOMBA DE CALOR (PA)	FILTRO G4 (PA)
159	54	150

En este caso, para determinar las pérdidas por circulación del flujo es necesario tomar la hipótesis del diámetro del conducto de aproximadamente 0.6 m para así evitar velocidades superiores a $10 \frac{m}{s}$ y la longitud de estos hasta la cabecera de aproximadamente 20 m, debido a su desconocimiento exacto, por lo que se sobredimensiona.

Tabla 31. Pérdidas en la distribución de aire en el anfiteatro.

CAUDAL ($\frac{m^3}{h}$)	VELOCIDAD DEL FLUIDO ($\frac{m}{s}$)	NÚMERO DE REYNOLDS	<i>f</i>	ΔP_f(PA)
10000	9.82	383836.21	0.014	26.75
8000	7.86	307068.97	0.014	17.85
6000	5.89	230301.73	0.015	10.61

En la siguiente tabla se muestran las pérdidas de carga totales para asegurar los 200 Pascales en la cabecera.

Tabla 32. Pérdidas totales en la distribución de aire en el anfiteatro.

CAUDAL ($\frac{m^3}{h}$)	PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES (PA)
10000	390+200
8000	381+200
6000	374+200

Ya determinada la presión de impulsión deseada, se procede a obtener la curva característica mediante la elección de un ventilador de la empresa SYSTEMAIR, que satisfaga los tres puntos de funcionamiento calculados.

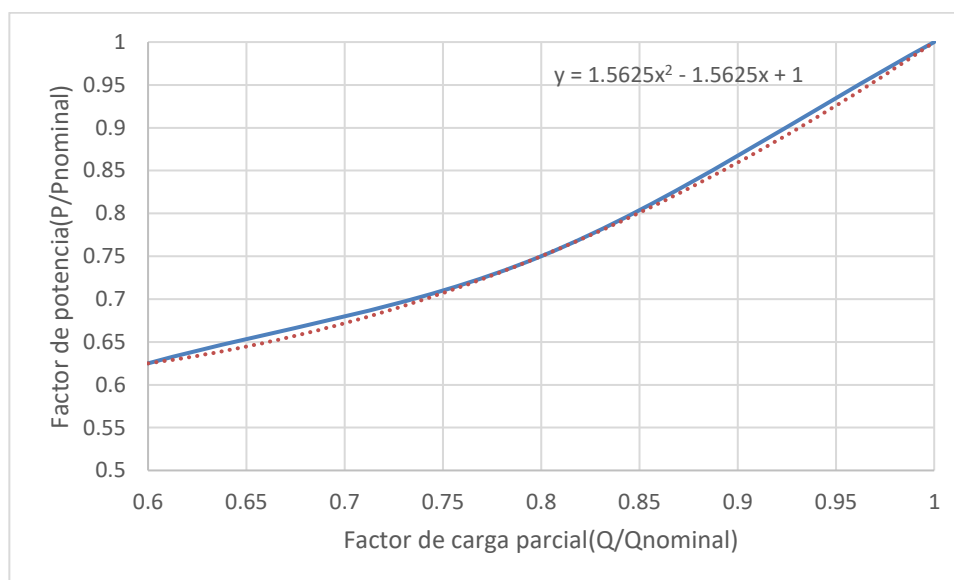


Figura 71. Curva característica ventilador UTA.

La expresión matemática que proporciona la potencia consumida en función del caudal de aire deseado para ser enfriado e introducido en el anfiteatro es la siguiente:

$$Potencia = Potencia\ nominal * (1.5625 * (\frac{Q_{deseado}}{Q_{nominal}})^2 - 1.5625 * (\frac{Q_{deseado}}{Q_{nominal}}) + 1)$$

Donde,

$$Q_{nominal} = 10000 (\frac{m^3}{h})$$

$$P_{nominal} = 2400\ W$$

5.7.2 Cálculo de pérdidas en tuberías

En el proyecto desarrollado, el elemento principal es el agua por lo que la instalación hidráulica es la más extensa. Por ello, es de vital importancia conocer la potencia absorbida por cada bomba para conocer el consumo global

de la instalación con mayor precisión. Gracias a la ingeniería encargada de la redacción del proyecto, se dispone del punto de funcionamiento de todas las motobombas y equipos de presión que conforman la instalación hidráulica y su consumo en dicho punto. Es por ello, que se parte de la hipótesis de que este punto de funcionamiento sea invariable, es decir, que la bomba propicie siempre la misma altura manométrica y mismo caudal, ya que en caso de que se demande menos caudal, se dispone de válvulas para que sea desviado el sobrante.

Con el objetivo de enumerar cada motobomba, se presenta a continuación una tabla en la que se recoge el consumo, caudal y la altura proporcionada por cada una de ellas, como también a que elemento de la instalación pertenece.

Tabla 33. Pérdidas en tuberías.

ID ELEMENTO	H (M.C.A)	Q ($\frac{m^3}{h}$)	P(W)	SISTEMA ABASTECIDO
B1	6.36	5.30	160	Batería UTA-BdC
B2	11.33	4.65	390	Unidad terminal-conductos enterrados (Qanat II)
B3	11.33	4.65	390	Unidad terminal-conductos enterrados (Qanat I)
B4	6.30	6.00	180	Bomba de calor-intercambiador (Cántara)
B4_1	6.30	6.00	180	Bomba de calor-intercambiador (Cántara)
B6	11.45	12.02	670	Estanque-Intercambiador
B6_1	8.56	12.02	470	Intercambiador-Batería UTA
BOMBA SUMERGIDA	7	15	440	Estanque-Boquillas pulverizadoras
BOMBA CUBIERTA	20	0.8	880	Estanque-cubierta textil anfiteatro

En el caso de los grupos de presión, estos pueden tomar varios puntos de funcionamiento ya que cada grupo dispone de un variador de frecuencia y en función de la hora y tecnología que esté operando será uno u otro dependiendo del caudal. Para el grupo de presión encargado de impulsar el agua de la cántara hacia el sistema de control de la temperatura superficial del zoco, sistema que funciona durante el día, debe suministrar un caudal distinto al que el mismo sistema debe ofrecer por la noche a la tecnología de disipación falling-film. En la siguiente tabla se muestra los distintos puntos de funcionamiento y los consumos conocidos.

Tabla 34. Puntos de funcionamiento.

GRUPO DE PRESIÓN	H (M.C.A)	Q ($\frac{m^3}{h}$)	P(W)	SISTEMA ABASTECIDO
1	45	180	33900	Thermatop
	45	132	33900	Falling-Film
2	60	35	9410	Acueducto
	25	60	6040	Qanats-BdC

Por último, es necesario conocer el consumo de la bomba de calor. Para ello, se extrae de la ficha técnica de la misma el COP y se toma como hipótesis que la potencia absorbida es relación lineal con la capacidad de enfriamiento. Es decir, Si la capacidad de enfriamiento es de 93.53 kW para una potencia absorbida de 29.91 kW se tiene que:

$$COP = \frac{93.53 \text{ kW frío}}{29.91 \text{ kW eléctrico}} = 3.127 \frac{\text{kW frío}}{\text{kW eléctrico}}$$

Siendo la ecuación que rige el consumo para la bomba de calor:

$$Potencia = \frac{\text{Capacidad enfriamiento deseada}}{3.127 \frac{\text{kW frío}}{\text{kW eléctrico}}}$$

Conocidas todas las potencias consumidas por cada equipo eléctrico que forman parte tanto del zoco como del anfiteatro, se procede a simular el consumo energético de la instalación para un día tipo en el que predominan las altas temperaturas de la época estival. Para ello, se simula el mismo día tres veces, con la intención de alcanzar un régimen estacionario ya que de partida se desconoce la temperatura del agua en los Qanats y en el estanque. El primer día, se parte de la hipótesis de que el agua a las 00.00h se encuentra a una determinada temperatura tanto en los Qanats como en el estanque, con el objetivo de que al tercer día de simulación a las 00.00h se obtenga una temperatura del agua en los Qanats más cercana a la realidad en ese mismo instante, estando ya el sistema en régimen estacionario por lo que los días venideros si las condiciones climáticas fueran idénticas, el balance entre oferta y demanda se mantendría intacto. A continuación, se recogen todos los parámetros involucrados en la simulación que determinan el consumo energético de la instalación durante un día tipo, cuya instalación funciona al máximo rendimiento y al más alto nivel de exigencia.

Horarios de funcionamiento del recinto:

- De 11.00h a 22.00h

Temperaturas supuestas y de consigna:

- $T_{Qanats\ inicial} = 25.18\text{ °C}$
- $T_{Estanque\ inicial} = 25.18\text{ °C}$
- $T_{consigna\ zoco} = 27\text{ °C} = T_{consigna\ anfiteatro}$

5.7.3 Consumo total de la instalación

Tras haber modelado todas las bombas tanto del anfiteatro, como del zoco y los ventiladores presentes en la instalación, se realiza un cálculo de consumo en kWh por cada intervalo de 10 minutos.

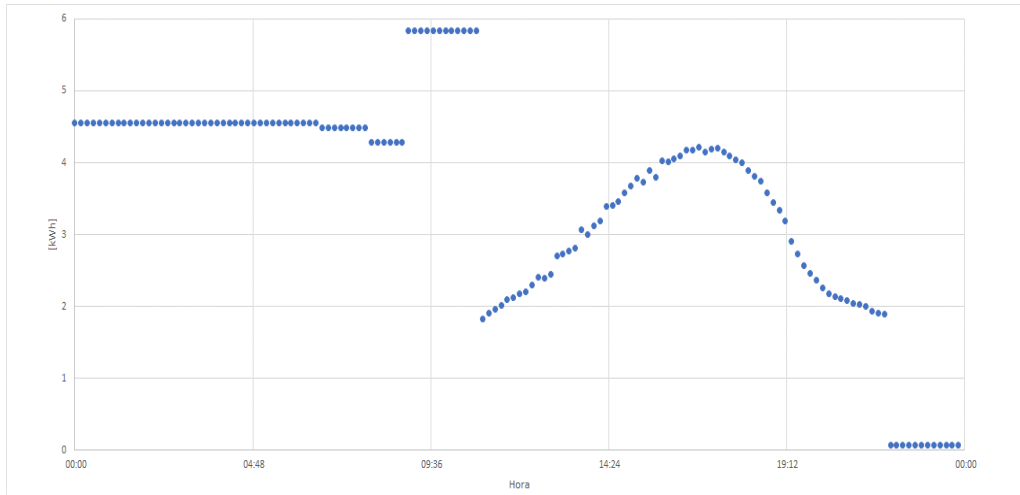


Figura 72. Representación gráfica del consumo de la instalación.

A la vista de los resultados, durante la noche el funcionamiento de las técnicas de enfriamiento natural y los conductos enterrados de la instalación trabajan de forma constante mientras que también lo hace el sistema evaporativo del estanque. Al comienzo de la mañana, una vez ha finalizado el enfriamiento evaporativo-radiante y los jets sobre el acueducto, entra en funcionamiento la bomba de calor para garantizar el agua al arranque de la instalación en 19°C. Este intervalo de tiempo corresponde con el de mayor consumo de la instalación. A partir de las 11:00, entra en funcionamiento los conductos enterrados y ambas baterías de la unidad de tratamiento de aire. A medida que aumentan los requerimientos para mantener las condiciones de confort en los espacios acondicionados, entran en funcionamiento las unidades terminales, cubierta del anfiteatro y los conductos sumergidos aumentando el consumo sucesivamente hasta la hora crítica, en la que la bomba de calor alcanza el pico por el funcionamiento simultáneo de la batería y las unidades terminales. Dicho consumo empieza a descender hasta el final del periodo de funcionamiento de los recintos, siendo el consumo a partir de dicho momento prácticamente nulo, siendo los jets del estanque lo único en funcionamiento.

6 CONCLUSIONES

A partir de los diferentes resultados obtenidos, como del conjunto de tareas llevadas a cabo a lo largo del desarrollo del presente Trabajo Fin de Máster, se pueden recopilar las siguientes conclusiones más relevantes ya mencionadas:

- El caso expuesto de utilizar el estanque como único sistema disipador para satisfacer las condiciones de confinamiento impuestas es inviable ya que prácticamente no se puede garantizar durante prácticamente ningún periodo de tiempo que el anfiteatro se encuentre a 27°C. Esto es debido a las condiciones climáticas extremas y al modelo de simulación tan exigente planteado en el que se debe cumplir las condiciones de confort durante cinco días consecutivos con la instalación funcionando a pleno rendimiento. En un caso real, puede darse que sea suficiente con únicamente el estanque como sistema disipador tanto porque las condiciones climáticas sean más suaves como que los periodos de funcionamiento no sean continuos en el tiempo. En este trabajo se plantea de forma extrema porque el objetivo es alcanzar una solución que, dada la situación más desfavorable posible, el sistema cumpla y sea capaz de satisfacer las necesidades que requieren. Cabe mencionar, que el grado de confinamiento juega un papel determinante, ya que las condiciones dentro del espacio acondicionado mejoran sustancialmente con el grado IV respecto al III. Es importante tener en cuenta que un mayor grado de confinamiento implica un menor consumo eléctrico. (Epígrafe 5.2)
- En el caso de que se desee utilizar un depósito como segundo volumen de acumulación para el anfiteatro, a partir de los 40 m³, aumentar el volumen del depósito sólo propicia decrementos de temperatura inferior al 1%, por lo que se considera el rango comprendido entre los 30 m³ y los 40 m³ como posibles soluciones en función de las condiciones de simulación. (Epígrafe 5.3)
- Si la temperatura del agua suministrada por la bomba de calor no es inferior a 19°C el caudal de 10000 $\frac{m^3}{h}$ cumple prácticamente con la temperatura de acondicionamiento impuesta durante el 97% del tiempo en el que la instalación está acondicionada, alcanzándose una temperatura máxima ligeramente superior a la impuesta. Este análisis permite dimensionar la bomba de calor y optimizar el sistema. (Epígrafe 5.5)
- Con la finalidad de obtener el menor consumo de la instalación y garantizar las condiciones de diseño, se propone variar el caudal a introducir en el anfiteatro. Este caudal se verá aumentado cuando el sistema de control detecte que la temperatura del recinto se encuentra por encima de la de consigna en 1% aproximadamente. La instalación comienza con el caudal de estudio más bajo, subiendo progresivamente hasta los 10000 $\frac{m^3}{h}$ que se proponen como caudal nominal que cumple con los requerimientos. (Epígrafe 5.5)
- Al utilizar el caudal variable, el consumo se ve sustancialmente reducido. A la vista de los resultados se observa que el consumo del ventilador disminuye al igual que el de la bomba. Por otro lado, y de forma indirecta, al trabajar durante ciertos periodos con caudales inferiores a los 10000 $\frac{m^3}{h}$, el agua del estanque tiene menores ganancias de calor por lo que implica un menor uso del sistema evaporativo. (Epígrafe 5.5)

- Los resultados muestran que la batería del estanque requiere una temperatura de agua de impulsión de la bomba de calor menor que la necesaria en el caso de las unidades terminales, por lo que, en horario de funcionamiento simultáneo, es posible reducir el funcionamiento de algunas de las tecnologías de las que dispone el zoco. (Epígrafe 5.6)
- La integración de todas las tecnologías permite el acondicionamiento de ambos espacios, anfiteatro y zoco, garantizando el confort térmico de los asistentes bajo condiciones extremas durante un periodo de cinco días consecutivos.
- La bomba de calor es un elemento auxiliar, el cual permite garantizar el acondicionamiento en el caso de que no sea suficiente con el agua enfriada mediante técnicas naturales. La posibilidad de la que la tasa de funcionamiento sea del 100% durante un periodo prologando es mínima al igual que la reproducción de las condiciones climáticas extremas durante días consecutivos como las utilizadas en este trabajo.

REFERENCIAS

- [1] M. Santamouris, “Innovating to zero the building sector in Europe: Minimising the energy consumption, eradication of the energy poverty and mitigating the local climate change,” *Sol. Energy*, vol. 128, pp. 61–94, 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.01.021.
- [2] Consejo de la Unión Europea, “DIRECTIVA (UE) 2018/2002 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 11 de diciembre de 2018 por la que se modifica la Directiva 2012/27/UE relativa a la eficiencia energética,” vol. 2018, pp. 37–39, 2018, doi: 10.2903/j.efsa.2013.3381.
- [3] L. Romero Rodríguez, J. Sánchez Ramos, Mc. Guerrero Delgado, J. L. Molina Félix, and S. Álvarez Domínguez, “Mitigating energy poverty: Potential contributions of combining PV and building thermal mass storage in low-income households,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 173, no. July, pp. 65–80, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.07.058.
- [4] M. Nastran, M. Kobal, and K. Eler, “Urban heat islands in relation to green land use in European cities,” *Urban For. Urban Green.*, vol. 37, no. December 2017, pp. 33–41, 2019, doi: 10.1016/j.ufug.2018.01.008.
- [5] X. Yang *et al.*, “Impact of urban heat island on energy demand in buildings: Local climate zones in Nanjing,” *Appl. Energy*, vol. 260, no. 30, p. 114279, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114279.
- [6] M. Santamouris, “Cooling the buildings – past, present and future,” *Energy Build.*, vol. 128, pp. 617–638, 2016, doi: 10.1016/j.enbuild.2016.07.034.
- [7] D. A. Asimakopoulos *et al.*, “Modelling the energy demand projection of the building sector in Greece in the 21st century,” *Energy Build.*, vol. 49, pp. 488–498, Jun. 2012, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2012.02.043.
- [8] Comisión Europea, “El Pacto Verde Europeo,” *Eur. Comm.*, 2019, doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.
- [9] “El agua en la climatización - Master Climate Solutions.” <https://air4cool.com/2018/04/18/el-agua-en-la-climatizacion/> (accessed Oct. 19, 2020).
- [10] “Los acueductos romanos, maravillas de la ingeniería.” <https://www.jw.org/es/biblioteca/revistas/g201411/acueductos-romanos-ingenieria/> (accessed Oct. 19, 2020).
- [11] D. K. Bhamare, M. K. Rathod, and J. Banerjee, “Passive cooling techniques for building and their applicability in different climatic zones—The state of art,” *Energy Build.*, vol. 198, pp. 467–490, 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.06.023.
- [12] J. Gao, A. Li, X. Xu, W. Gang, and T. Yan, “Ground heat exchangers: Applications, technology integration and potentials for zero energy buildings,” *Renew. Energy*, vol. 128, pp. 337–349, 2018, doi: 10.1016/j.renene.2018.05.089.
- [13] J. L. M. Simos Yannas, Evyatar Erell, *Roof Cooling Techniques*. 2006.
- [14] J. Romani, A. De Gracia, and L. F. Cabeza, “Simulation and control of thermally activated building systems (TABS),” *Energy Build.*, vol. 127, pp. 22–42, 2016, doi: 10.1016/j.enbuild.2016.05.057.
- [15] Y. Fang, J. Niu, and S. Deng, “An analytical technique for the optimal designs of tube-in-tank thermal

- energy storage systems using PCM,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 128, pp. 849–859, 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.138.
- [16] L. Navarro, A. De Gracia, A. Castell, S. Álvarez, and L. F. Cabeza, “PCM incorporation in a concrete core slab as a thermal storage and supply system: Proof of concept,” *Energy Build.*, vol. 103, pp. 70–82, 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2015.06.028.
- [17] L. Navarro, A. De Gracia, A. Castell, S. Álvarez, and L. F. Cabeza, “Design of a prefabricated concrete slab with PCM inside the hollows,” *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 2324–2332, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.240.
- [18] S. Álvarez, L. F. Cabeza, A. Ruiz-Pardo, A. Castell, and J. A. Tenorio, “Building integration of PCM for natural cooling of buildings,” *Appl. Energy*, vol. 109, pp. 514–522, 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.01.080.
- [19] P. Tewari, S. Mathur, and J. Mathur, “Thermal performance prediction of office buildings using direct evaporative cooling systems in the composite climate of India,” *Build. Environ.*, vol. 157, no. April, pp. 64–78, 2019, doi: 10.1016/j.buildenv.2019.04.044.
- [20] G. Chiesa and M. Grosso, “Direct evaporative passive cooling of building. A comparison amid simplified simulation models based on experimental data,” *Build. Environ.*, vol. 94, no. P1, pp. 263–272, 2015, doi: 10.1016/j.buildenv.2015.08.014.
- [21] M. S. Buker, B. Mempouo, and S. B. Riffat, “Experimental investigation of a building integrated photovoltaic/thermal roof collector combined with a liquid desiccant enhanced indirect evaporative cooling system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 101, pp. 239–254, 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.05.026.
- [22] U. Berardi, P. La Roche, and J. M. Almodovar, “Water-to-air-heat exchanger and indirect evaporative cooling in buildings with green roofs,” *Energy Build.*, vol. 151, pp. 406–417, 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.06.065.
- [23] M. Hanif, T. M. I. Mahlia, A. Zare, T. J. Saksahdan, and H. S. C. Metselaar, “Potential energy savings by radiative cooling system for a building in tropical climate,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 32, pp. 642–650, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.01.053.
- [24] J. Khedari, J. Waewsak, S. Thepa, and J. Hirunlabh, “Field investigation of night radiation cooling under tropical climate,” *Renew. Energy*, vol. 20, no. 2, pp. 183–193, 2000, doi: 10.1016/S0960-1481(99)00104-4.
- [25] K. Panchabikesan, K. Vellaisamy, and V. Ramalingam, “Passive cooling potential in buildings under various climatic conditions in India,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 78, no. March 2016, pp. 1236–1252, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.05.030.
- [26] J. Hollick, “Nocturnal radiation cooling tests,” *Energy Procedia*, vol. 30, no. 2011, pp. 930–936, 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2012.11.105.
- [27] M. G. Meir, J. B. Rekstad, and O. M. LØvvik, “A study of a polymer-based radiative cooling system,” *Sol. Energy*, vol. 73, no. 6, pp. 403–417, 2002, doi: 10.1016/S0038-092X(03)00019-7.
- [28] H. S. Bagiorgas and G. Mihalakakou, “Experimental and theoretical investigation of a nocturnal radiator for space cooling,” *Renew. Energy*, vol. 33, no. 6, pp. 1220–1227, 2008, doi: 10.1016/j.renene.2007.04.015.
- [29] M. Santamouris and D. Kolokotsa, “Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art,” *Energy Build.*, vol. 57, pp. 74–94, 2013, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.11.002.
- [30] M. Cucumo, S. Cucumo, L. Montoro, and A. Vulcano, “A one-dimensional transient analytical model for earth-to-air heat exchangers, taking into account condensation phenomena and thermal perturbation from the upper free surface as well as around the buried pipes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 3–4, pp. 506–516, 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.05.006.
- [31] “<https://www.iea.org/weo/water/>.”

- [32] “Inicio | CartujaQanat.” <https://cartujaqanat.com/#proyecto> (accessed Oct. 19, 2020).
- [33] M. Lamúa Soldevilla, “El enfriamiento evaporativo, respetuoso con el medio ambiente.” .
- [34] W. He, L. Xilian, S. Yuhui, Z. Min, and G. Zhaolin, “Research of evaporative cooling experiment in summer of residential buildings in Xi’an,” *Energy Procedia*, vol. 152, pp. 928–934, 2018, doi: 10.1016/j.egypro.2018.09.095.
- [35] D. Kang and R. K. Strand, “Analysis of the system response of a spray passive downdraft evaporative cooling system,” *Build. Environ.*, vol. 157, pp. 101–111, Jun. 2019, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2019.04.037.
- [36] A. Heidari, R. Roshandel, and V. Vakiloroaya, “An innovative solar assisted desiccant-based evaporative cooling system for co-production of water and cooling in hot and humid climates,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 185, pp. 396–409, Apr. 2019, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2019.02.015.
- [37] J. M. Almodovar and P. La Roche, “Roof ponds combined with a water-to-air heat exchanger as a passive cooling system: Experimental comparison of two system variants,” *Renew. Energy*, vol. 141, pp. 195–208, Oct. 2019, doi: 10.1016/J.RENENE.2019.03.148.
- [38] D. Pearlmutter and P. Berliner, “Experiments with a ‘psychrometric’ roof pond system for passive cooling in hot-arid regions,” *Energy Build.*, vol. 144, pp. 295–302, Jun. 2017, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2017.03.067.
- [39] R. Tang and Y. Etzion, “On thermal performance of an improved roof pond for cooling buildings,” *Build. Environ.*, vol. 39, no. 2, pp. 201–209, Feb. 2004, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2003.09.005.
- [40] A. Spanaki, D. Kolokotsa, T. Tsoutsos, and I. Zacharopoulos, “Assessing the passive cooling effect of the ventilated pond protected with a reflecting layer,” *Appl. Energy*, vol. 123, pp. 273–280, Jun. 2014, doi: 10.1016/J.APENERGY.2014.02.040.
- [41] C. J. Esteban García, “Desarrollo de un procedimiento de evaluación y diseño de estanques en cubiertas. Aplicación a la refrigeración natural de edificios.” .
- [42] M. G. Delgado, J. S. Ramos, S. Álvarez Domínguez, F. T. Ulloa, J. Antonio, and T. Ríos, “Evaporative Mist Cooling as Heat Dissipation Technique: Experimental Assessment and Modelling,” doi: 10.3390/app10176026.
- [43] “(No Title).” https://www.trox.es/downloads/b6d653d2ed703357/tbs-ec.pdf?type=product_info (accessed Nov. 05, 2020).
- [44] Cengel, *Heat Transfer* .
- [45] “PP - Plancha alveolar (polipropileno, 2000 x 1000 x 8 mm), color blanco opalino: Amazon.es: Bricolaje y herramientas.” <https://www.amazon.es/PP-Plancha-alveolar-polipropileno-opalino/dp/B00B5B4U18> (accessed Nov. 08, 2020).
- [46] “THERM | Windows and Daylighting.” <https://windows.lbl.gov/software/therm> (accessed Nov. 05, 2020).
- [47] F. P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*, vol. 16, no. 8. .
- [48] “Thermatop M the seamless plasterboard heating | Uponor.” <https://www.uponor.co.uk/products/ceiling-heating-and-cooling/thermatop-m> (accessed Nov. 08, 2020).
- [49] Mc. C. Guerrero Delgado, J. Sánchez Ramos, J. A. Tenorio Ríos, and S. Álvarez Domínguez, “Falling-film as natural cooling technique: Modelling and energy impact assessment,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 221, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113168.
- [50] “Online selection tools | Systemair.” <https://www.systemair.com/support/product-selection-tools/online-selection-tools/> (accessed Nov. 05, 2020).
- [1] M. Santamouris, “Innovating to zero the building sector in Europe: Minimising the energy consumption, eradication of the energy poverty and mitigating the local climate change,” *Sol. Energy*, vol. 128, pp. 61–94, 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.01.021.

- [2] Consejo de la Unión Europea, “DIRECTIVA (UE) 2018/2002 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 11 de diciembre de 2018 por la que se modifica la Directiva 2012/27/UE relativa a la eficiencia energética,” vol. 2018, pp. 37–39, 2018, doi: 10.2903/j.efsa.2013.3381.
- [3] L. Romero Rodríguez, J. Sánchez Ramos, Mc. Guerrero Delgado, J. L. Molina Félix, and S. Álvarez Domínguez, “Mitigating energy poverty: Potential contributions of combining PV and building thermal mass storage in low-income households,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 173, no. July, pp. 65–80, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.07.058.
- [4] M. Nastran, M. Kobal, and K. Eler, “Urban heat islands in relation to green land use in European cities,” *Urban For. Urban Green.*, vol. 37, no. December 2017, pp. 33–41, 2019, doi: 10.1016/j.ufug.2018.01.008.
- [5] X. Yang *et al.*, “Impact of urban heat island on energy demand in buildings: Local climate zones in Nanjing,” *Appl. Energy*, vol. 260, no. 30, p. 114279, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114279.
- [6] M. Santamouris, “Cooling the buildings – past, present and future,” *Energy Build.*, vol. 128, pp. 617–638, 2016, doi: 10.1016/j.enbuild.2016.07.034.
- [7] D. A. Asimakopoulos *et al.*, “Modelling the energy demand projection of the building sector in Greece in the 21st century,” *Energy Build.*, vol. 49, pp. 488–498, Jun. 2012, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2012.02.043.
- [8] Comisión Europea, “El Pacto Verde Europeo,” *Eur. Comm.*, 2019, doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.
- [9] “El agua en la climatización - Master Climate Solutions.” <https://air4cool.com/2018/04/18/el-agua-en-la-climatizacion/> (accessed Oct. 19, 2020).
- [10] “Los acueductos romanos, maravillas de la ingeniería.” <https://www.jw.org/es/biblioteca/revistas/g201411/acueductos-romanos-ingenieria/> (accessed Oct. 19, 2020).
- [11] D. K. Bhamare, M. K. Rathod, and J. Banerjee, “Passive cooling techniques for building and their applicability in different climatic zones—The state of art,” *Energy Build.*, vol. 198, pp. 467–490, 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.06.023.
- [12] J. Gao, A. Li, X. Xu, W. Gang, and T. Yan, “Ground heat exchangers: Applications, technology integration and potentials for zero energy buildings,” *Renew. Energy*, vol. 128, pp. 337–349, 2018, doi: 10.1016/j.renene.2018.05.089.
- [13] J. L. M. Simos Yannas, Evyatar Erell, *Roof Cooling Techniques*. 2006.
- [14] J. Romani, A. De Gracia, and L. F. Cabeza, “Simulation and control of thermally activated building systems (TABS),” *Energy Build.*, vol. 127, pp. 22–42, 2016, doi: 10.1016/j.enbuild.2016.05.057.
- [15] Y. Fang, J. Niu, and S. Deng, “An analytical technique for the optimal designs of tube-in-tank thermal energy storage systems using PCM,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 128, pp. 849–859, 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.138.
- [16] L. Navarro, A. De Gracia, A. Castell, S. Álvarez, and L. F. Cabeza, “PCM incorporation in a concrete core slab as a thermal storage and supply system: Proof of concept,” *Energy Build.*, vol. 103, pp. 70–82, 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2015.06.028.
- [17] L. Navarro, A. De Gracia, A. Castell, S. Álvarez, and L. F. Cabeza, “Design of a prefabricated concrete slab with PCM inside the hollows,” *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 2324–2332, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.240.
- [18] S. Álvarez, L. F. Cabeza, A. Ruiz-Pardo, A. Castell, and J. A. Tenorio, “Building integration of PCM for natural cooling of buildings,” *Appl. Energy*, vol. 109, pp. 514–522, 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.01.080.
- [19] P. Tewari, S. Mathur, and J. Mathur, “Thermal performance prediction of office buildings using direct evaporative cooling systems in the composite climate of India,” *Build. Environ.*, vol. 157, no. April, pp.

- 64–78, 2019, doi: 10.1016/j.buildenv.2019.04.044.
- [20] G. Chiesa and M. Grosso, “Direct evaporative passive cooling of building. A comparison amid simplified simulation models based on experimental data,” *Build. Environ.*, vol. 94, no. P1, pp. 263–272, 2015, doi: 10.1016/j.buildenv.2015.08.014.
- [21] M. S. Buker, B. Mempo, and S. B. Riffat, “Experimental investigation of a building integrated photovoltaic/thermal roof collector combined with a liquid desiccant enhanced indirect evaporative cooling system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 101, pp. 239–254, 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.05.026.
- [22] U. Berardi, P. La Roche, and J. M. Almodovar, “Water-to-air-heat exchanger and indirect evaporative cooling in buildings with green roofs,” *Energy Build.*, vol. 151, pp. 406–417, 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.06.065.
- [23] M. Hanif, T. M. I. Mahlia, A. Zare, T. J. Saksahdan, and H. S. C. Metselaar, “Potential energy savings by radiative cooling system for a building in tropical climate,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 32, pp. 642–650, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.01.053.
- [24] J. Khedari, J. Waewsak, S. Thepa, and J. Hirunlabh, “Field investigation of night radiation cooling under tropical climate,” *Renew. Energy*, vol. 20, no. 2, pp. 183–193, 2000, doi: 10.1016/S0960-1481(99)00104-4.
- [25] K. Panchabikesan, K. Vellaisamy, and V. Ramalingam, “Passive cooling potential in buildings under various climatic conditions in India,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 78, no. March 2016, pp. 1236–1252, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.05.030.
- [26] J. Hollick, “Nocturnal radiation cooling tests,” *Energy Procedia*, vol. 30, no. 2011, pp. 930–936, 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2012.11.105.
- [27] M. G. Meir, J. B. Rekstad, and O. M. Løvvik, “A study of a polymer-based radiative cooling system,” *Sol. Energy*, vol. 73, no. 6, pp. 403–417, 2002, doi: 10.1016/S0038-092X(03)00019-7.
- [28] H. S. Bagiorgas and G. Mihalakakou, “Experimental and theoretical investigation of a nocturnal radiator for space cooling,” *Renew. Energy*, vol. 33, no. 6, pp. 1220–1227, 2008, doi: 10.1016/j.renene.2007.04.015.
- [29] M. Santamouris and D. Kolokotsa, “Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art,” *Energy Build.*, vol. 57, pp. 74–94, 2013, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.11.002.
- [30] M. Cucumo, S. Cucumo, L. Montoro, and A. Vulcano, “A one-dimensional transient analytical model for earth-to-air heat exchangers, taking into account condensation phenomena and thermal perturbation from the upper free surface as well as around the buried pipes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 3–4, pp. 506–516, 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.05.006.
- [31] “<https://www.iea.org/weo/water/>.” .
- [32] “Inicio | CartujaQanat.” <https://cartujaqanat.com/#proyecto> (accessed Oct. 19, 2020).
- [33] M. Lamúa Soldevilla, “El enfriamiento evaporativo, respetuoso con el medio ambiente.” .
- [34] W. He, L. Xilian, S. Yuhui, Z. Min, and G. Zhaolin, “Research of evaporative cooling experiment in summer of residential buildings in Xi’an,” *Energy Procedia*, vol. 152, pp. 928–934, 2018, doi: 10.1016/j.egypro.2018.09.095.
- [35] D. Kang and R. K. Strand, “Analysis of the system response of a spray passive downdraft evaporative cooling system,” *Build. Environ.*, vol. 157, pp. 101–111, Jun. 2019, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2019.04.037.
- [36] A. Heidari, R. Roshandel, and V. Vakiloroaya, “An innovative solar assisted desiccant-based evaporative cooling system for co-production of water and cooling in hot and humid climates,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 185, pp. 396–409, Apr. 2019, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2019.02.015.
- [37] J. M. Almodovar and P. La Roche, “Roof ponds combined with a water-to-air heat exchanger as a

- passive cooling system: Experimental comparison of two system variants,” *Renew. Energy*, vol. 141, pp. 195–208, Oct. 2019, doi: 10.1016/J.RENENE.2019.03.148.
- [38] D. Pearlmutter and P. Berliner, “Experiments with a ‘psychrometric’ roof pond system for passive cooling in hot-arid regions,” *Energy Build.*, vol. 144, pp. 295–302, Jun. 2017, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2017.03.067.
- [39] R. Tang and Y. Etzion, “On thermal performance of an improved roof pond for cooling buildings,” *Build. Environ.*, vol. 39, no. 2, pp. 201–209, Feb. 2004, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2003.09.005.
- [40] A. Spanaki, D. Kolokotsa, T. Tsoutsos, and I. Zacharopoulos, “Assessing the passive cooling effect of the ventilated pond protected with a reflecting layer,” *Appl. Energy*, vol. 123, pp. 273–280, Jun. 2014, doi: 10.1016/J.APENERGY.2014.02.040.
- [41] C. J. Esteban García, “Desarrollo de un procedimiento de evaluación y diseño de estanques en cubiertas. Aplicación a la refrigeración natural de edificios.” .
- [42] M. G. Delgado, J. S. Ramos, S. Álvarez Domínguez, F. T. Ulloa, J. Antonio, and T. Ríos, “Evaporative Mist Cooling as Heat Dissipation Technique: Experimental Assessment and Modelling,” doi: 10.3390/app10176026.
- [43] “(No Title).” https://www.trox.es/downloads/b6d653d2ed703357/tbs-ec.pdf?type=product_info (accessed Nov. 05, 2020).
- [44] Cengel, *Heat Transfer* . .
- [45] “PP - Plancha alveolar (polipropileno, 2000 x 1000 x 8 mm), color blanco opalino: Amazon.es: Bricolaje y herramientas.” <https://www.amazon.es/PP-Plancha-alveolar-polipropileno-opalino/dp/B00B5B4U18> (accessed Nov. 08, 2020).
- [46] “THERM | Windows and Daylighting.” <https://windows.lbl.gov/software/therm> (accessed Nov. 05, 2020).
- [47] F. P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*, vol. 16, no. 8. .
- [48] “Thermatop M the seamless plasterboard heating | Uponor.” <https://www.uponor.co.uk/products/ceiling-heating-and-cooling/thermatop-m> (accessed Nov. 08, 2020).
- [49] Mc. C. Guerrero Delgado, J. Sánchez Ramos, J. A. Tenorio Ríos, and S. Álvarez Domínguez, “Falling-film as natural cooling technique: Modelling and energy impact assessment,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 221, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113168.
- [50] “Online selection tools | Systemair.” <https://www.systemair.com/support/product-selection-tools/online-selection-tools/> (accessed Nov. 05, 2020).