

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



TÉCNICAS DE SATURACIÓN ADIABÁTICA APLICADAS A CLIMATIZACIÓN

Proyecto De Fin De Carrera

Ingeniería Superior Industrial
Especialidad en Tecnologías Energéticas

ALUMNO: CRISTINA RINCÓN CAMAZANO
TUTOR: AMANCIO MORENO RODRÍGUEZ
Octubre 2011





AGRADECIMIENTOS

Este proyecto va dedicado a todas las personas que me han apoyado durante su realización y durante todos estos años en la universidad.

A mi familia, por apoyarme en los momentos difíciles y por inculcarme valores como la constancia y la superación personal. Sin ellos este proyecto no sería una realidad.

Por último quiero mostrar mi agradecimiento a Amancio Moreno Rodríguez, mi director de proyecto, por ofrecerme la realización de este proyecto y por su constante disposición a ayudar.



ÍNDICE

- OBJETIVOS..... 5**

- INTRODUCCIÓN 7**
 - **Edificios bioclimáticos 8**
 - **Ejemplos de viviendas bioclimáticas 9**

- DATOS DE PARTIDA 13**
 - **Localización del edificio. 14**
 - **Clima de la zona 14**
 - **Descripción del edificio..... 21**

- CÁLCULO DE CARGAS 22**
 - **Condiciones de diseño..... 273**
 - **Clasificación y metodología para el cálculo de cargas..... 27**
 - **Cargas de refrigeración para climatización 28**

- CÁLCULO DE LA DEMANDA TÉRMICA 51**
 - **Datos de partida 52**
 - **Breve estudio de las temperaturas detalladas durante los meses de verano..... 53**
 - **Cálculo de la demanda térmica 56**

- SATURAR ADIABÁTICAMENTE..... 59**
 - **Saturar adiabáticamente para conseguir un ahorro 60**
 - **Estudio con diferentes humedades relativas 67**
 - **Ventilación 70**
 - **Cálculo del ahorro energético 73**
 - **Ahorro económico aplicando técnicas de saturación adiabática..... 90**



CONCLUSIONES	93
NOMENCLATURA	94
ANEXO: PLANOS DEL EDIFICIO.....	96
BIBLIOGRAFÍA	103



OBJETIVOS

Este proyecto tiene como finalidad la climatización durante los meses de verano de un edificio de oficinas situado en la localidad de Leganés. Su objetivo es disminuir la energía necesaria para cubrir la demanda por climatización. Para ello se aplican técnicas de saturación adiabática en el aire que se introduce para su ventilación.

Primero se realizará un cálculo de cargas del edificio bajo las condiciones más desfavorables. A continuación se calculará la demanda térmica real bajo las condiciones exteriores que han sido proporcionadas por la estación meteorológica, en intervalos de 10 minutos. Finalmente se evaluará el ahorro energético obtenido al saturar adiabáticamente el aire de ventilación que se introduce en el edificio, para conseguir el objetivo de disminuir la demanda de climatización que hay que cubrir.

Esta saturación adiabática se propone mediante dos formas diferentes. La primera es mediante el uso de una pared especial de termoarcilla, la cual se mantendría húmeda para aumentar la humedad relativa del aire que circula a lo largo de ella. La segunda sería mediante el uso de un equipo de humidificación, manteniendo la pared seca.

Además se realizará un estudio energético para diferentes humedades relativas del aire de impulsión, con la finalidad de elegir entre la opción que más ahorre y la que mejor optimice las condiciones de confort del edificio.



INTRODUCCIÓN

- **Edificios bioclimáticos**
- **Ejemplos de viviendas bioclimáticas**



INTRODUCCIÓN

Edificios bioclimáticos

La arquitectura bioclimática o arquitectura solar pasiva es la fusión de los conocimientos acumulados por la arquitectura tradicional a lo largo de los siglos, con las técnicas más avanzadas en el confort y en el ahorro energético. El objetivo de la misma es cubrir las necesidades de sus habitantes con el menor gasto energético, independientemente de la temperatura exterior, para lo cual se diseña la edificación con el doble fin de aislar la vivienda para evitar pérdidas de calor hacia el exterior en invierno y retornos de calor en verano.

Para ello, se trata de estudiar a conciencia tanto el diseño de la edificación como los materiales a utilizar con el objeto de conseguir una edificación con menor demanda energética y mayor confortabilidad.

Los edificios bioclimáticos tienen en cuenta todas las condiciones climáticas, aprovechando los recursos disponibles (sol, lluvia, vegetación...) para disminuir el impacto ambiental reduciendo el consumo de energía. La arquitectura juega exclusivamente con el diseño y los elementos arquitectónicos, sin necesidad de utilizar sistemas mecánicos, que son considerados más bien como sistemas de apoyo. Una vivienda bioclimática puede conseguir un gran ahorro energético e incluso llegar a ser sostenible en su totalidad.

Aunque parece un nuevo concepto, se lleva utilizando tradicionalmente. Buen ejemplo de ello son las casas encaladas de Andalucía, los tejados orientado sur en el hemisferio norte, o las casas de adobe en la meseta castellana.

La adaptación a la temperatura es el tema más común en la arquitectura bioclimática. En climas fríos lo más habitual es aprovechar la energía térmica del sol al máximo, aprovechando el efecto invernadero de los cristales y utilizando un buen aislamiento térmico. Cuando el clima es cálido se hace uso de muros anchos, utilizando colores claros en fachada y tejado, utilizando elementos de sombra, teniendo un buen sistema de ventilación y contando con un árbol de hoja caduca delante del edificio que tape el sol en verano y en invierno permita el paso de su radiación.

Ejemplos de viviendas bioclimáticas

En Matmata, un pequeño pueblo perdido en el duro y árido enclave del sureste de Túnez, sus pobladores se han asentado creando grandes patios enterrados a 8 m de profundidad, con una superficie de 10m x 10m, alrededor del cual se han organizado las viviendas. Así se protegen las viviendas del azote de los vientos en el desierto tórrido y seco, que alcanzan gran velocidad, así como de la radiación directa del sol. Esta construcción tiene una gran inercia térmica que les proporciona una temperatura interior más estable, y la creación de una cisterna con agua en el centro de los patios permite que en un clima tan seco se mantenga una temperatura agradable y fresca.



En Shibam, Yemen, las edificaciones sirven para protegerse de las inclemencias del tiempo. Las duras condiciones de la climatología, ha conducido a sus habitantes al desarrollo de edificios de 8 alturas con ladrillos de barro y con calles de apenas 2 m de anchura máxima, ofreciendo así, una superficie menor de exposición al sol, regulando los saltos térmicos y protegiéndose eficazmente de las lluvias y las tormentas de arena.



En Brasil, este proyecto de arquitectura bioclimática tropical no necesita de aires acondicionados o plantas eléctricas para suplir la circulación del aire. Su arquitecto, Castro, convierte la pieza central en un juego entre el aire cruzado por ventanales. El aire atraviesa toda la infraestructura, combatiendo así el calor típico de la zona con la brisa suave que se crea.



En Agaba (Jordania), el diseño de este tipo de edificios combina el conocimiento histórico y las prácticas de construcción de la región con técnicas y soluciones modernas. Según simulaciones calculadas por ordenador, el consumo de electricidad de este tipo de edificio sería de unos 38 MWh, lo que reduciría la factura en un 70%. "Los costes de construcción son un 45% más elevados que los de una casa convencional, pero se amortizan en unos doce años", asegura Klaus Wenzel, director del proyecto MED-ENEC.

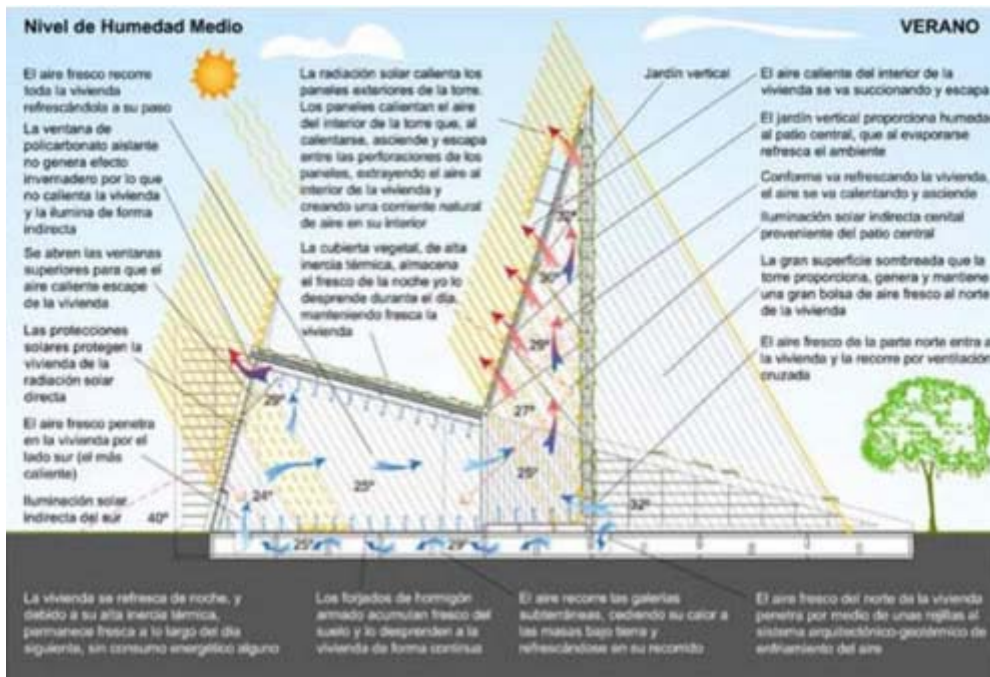
Entre los criterios bioclimáticos aplicados en Aqaba figura la orientación del edificio, intentando reducir al máximo la absorción de calor durante el verano y las pérdidas de calor en invierno. De esta forma, las ventanas son pequeñas y se ha ideado un sistema de ventilación natural. La escalera utiliza el efecto chimenea generado por conductos que permiten la entrada de aire por el inferior de la casa y la expulsión del aire por la parte superior, a través de agujeros situados bajo el techo. El aislamiento es igual de importante; para conseguirlo, se han utilizado ladrillos fabricados a base de material volcánico. Además, se utiliza un sistema solar tanto para la calefacción como para la refrigeración por absorción. Se utiliza también enfriamiento por evaporación, para lo cual se ha construido un estanque de agua localizado en la salida del jardín.



Un claro ejemplo de arquitectura bioclimática con saturación adiabática es el Green Box, prototipo de vivienda presentado por el arquitecto Luis de Garrido en el Salón Internacional de la Construcción (Barcelona, Construmat 2009).

Según su autor, es la primera “Vivienda- jardín”, con estructura modular, prefabricada, reutilizable, transportable, con ciclo de vida infinito, bioclimática, con un consumo energético cero, y que no genera residuos.

El jardín vertical central actúa como cámara de saturación adiabática para refrescar la vivienda, como se observa en la siguiente imagen:





DATOS DE PARTIDA

- **Localización del edificio.**
- **Clima de la zona**
- **Descripción del edificio**

DATOS DE PARTIDA

Localización del edificio

El edificio de oficinas se localiza en la localidad de Leganés a una altura de 665 m sobre el nivel del mar, con las siguientes coordenadas 40° 19' 41" N, 3° 45' 52" W.

Leganés es un municipio perteneciente a la Comunidad de Madrid, situado a once kilómetros al suroeste de la puerta de Sol. Se ubica en una llanura de la Meseta Central en la península Ibérica, surcada de oeste a este por el cauce del arroyo Butarque, afluente del río Manzanares.



Figura 1. Mapa de la Comunidad de Madrid.

Clima de la zona

El clima de Leganés es el mediterráneo continentalizado, esto significa que tiene unas temperaturas más extremas debido a su lejanía respecto al mar y a que se encuentra prácticamente aislado mediante cadenas montañosas.

Los inviernos son fríos, con olas de frío ocasionales en las que las mínimas descienden por debajo de los 0 °C (heladas frecuentes). Por otra parte, los veranos son muy calurosos, siendo frecuente que las máximas superen los 35 °C y raramente los 40 °C.



Las temperaturas mínimas y máximas absolutas anuales presentan un salto térmico cercano a los 50 °C, siendo la temperatura media anual de unos 15 °C.

Las precipitaciones superan los 400 mm anuales, siendo los meses previos y posteriores al verano los más lluviosos.

Las rachas de viento fuerte (más de 50 km/h) se presentan durante todo el año de manera ocasional. La insolación en la ciudad de Leganés llega a ser de 2.500 y 3.000 horas de sol anuales.

En la siguiente tabla se muestran algunos valores medios anuales del clima de Leganés para el 2010:

Mes	T ^a media máx. (°C)	T ^a media mín. (°C)	Temperatura media (°C)	Precipitaciones medias(mm)
Enero	11	0	6	45,7
Febrero	12	2	7	43,2
Marzo	16	3	9	38,1
Abril	17	6	12	45,7
Mayo	22	9	16	40,6
Junio	28	13	21	25,4
Julio	32	16	24	10,2
Agosto	32	16	24	10,2
Septiembre	28	13	21	30,5
Octubre	20	8	14	45,7
Noviembre	14	4	9	63,5
Diciembre	11	2	7	48,3

Figura 2. Tabla resumen de las condiciones climáticas de Leganés.



Precipitaciones medias a lo largo del año:



Figura 3. Gráfico de las precipitaciones en el término de Leganés.

La climatización del edificio se va a proyectar para los meses de verano, Junio, Julio, Agosto y Septiembre. Los datos exteriores de la temperatura media del aire, humedad relativa y punto de rocío, que se reúnen en las siguientes tablas, han sido recogidos en la estación meteorológica de la Universidad Carlos III de Madrid, localizada en el término municipal de la ciudad de Leganés.

En las siguientes gráficas viene representado en el eje x, el tiempo en minutos (cada 10 minutos) de todos los meses del verano, y en el eje y vienen representados la temperatura en °C, la humedad relativa en % y el punto del rocío en °C.

Para el mes de Junio:

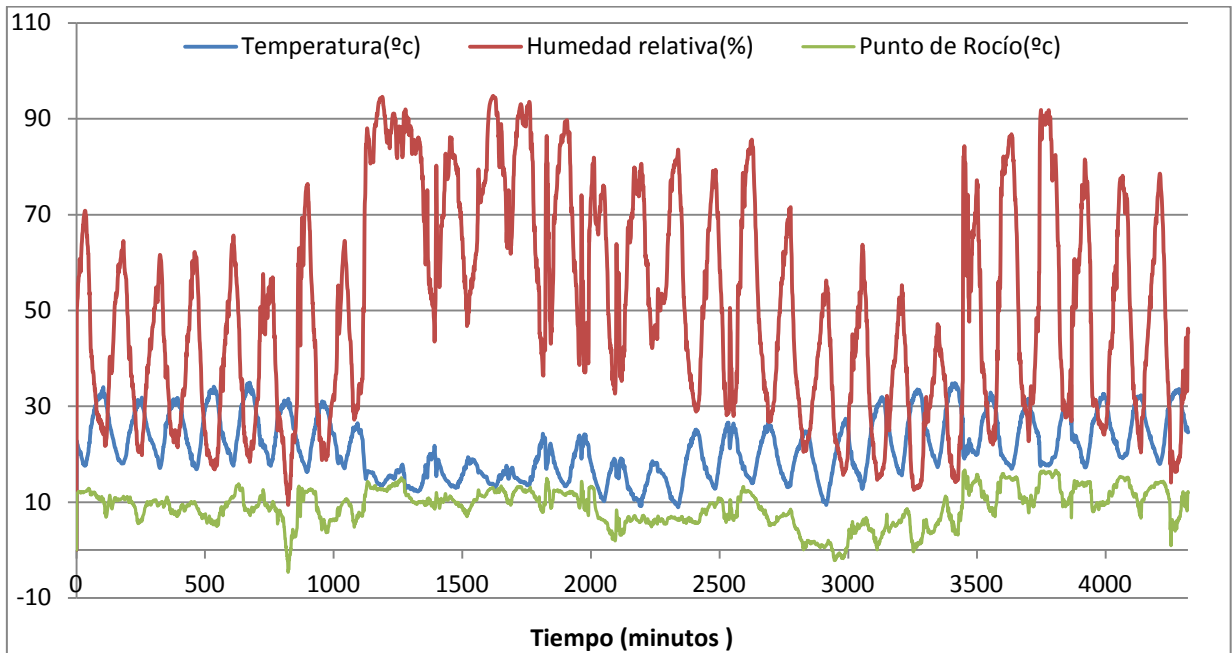


Figura 4. Temperatura, humedad relativa y temperatura de rocío para el mes de Junio.

Un día representativo de este mes de Junio:

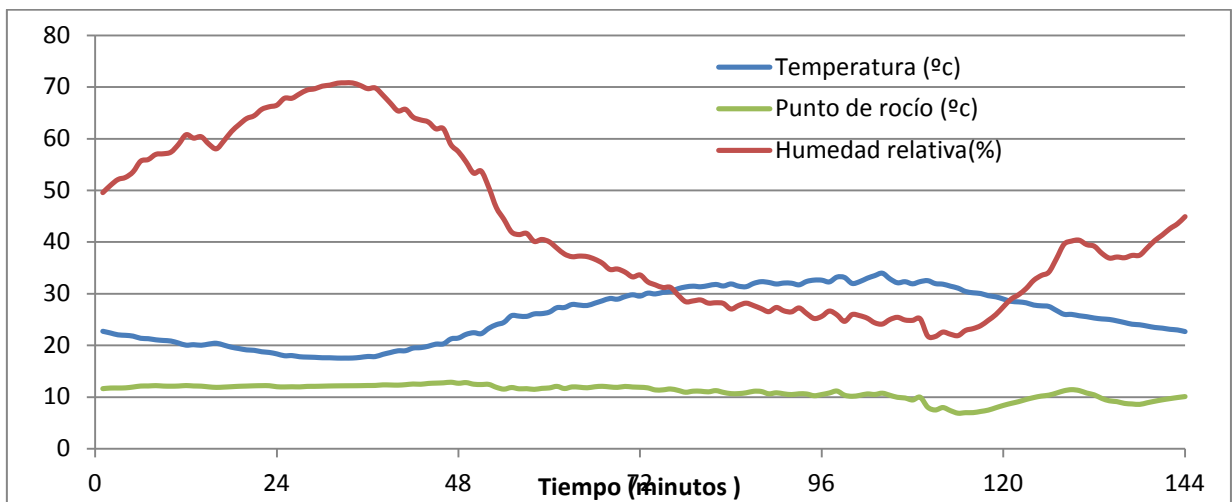


Figura 5. Temperatura, humedad relativa y temperatura de rocío para un día representativo del mes de Junio.

Se puede observar como la humedad relativa es mayor por la noche y por la mañana, descendiendo en su valor en las horas centrales del día. La tendencia contraria la tiene la temperatura del aire, que es mayor en las horas centrales del día.

Para el mes de Julio:

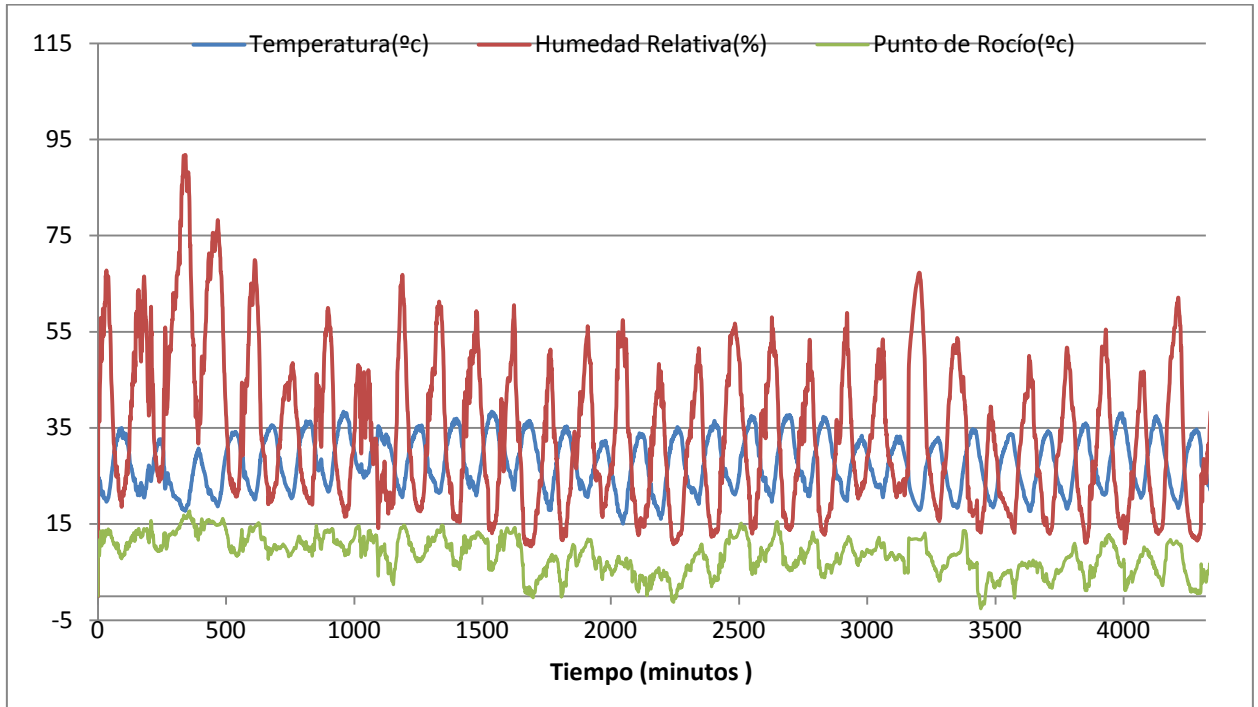


Figura 6. Temperatura, humedad relativa y temperatura de rocío para el mes de Julio.

Un día representativo del mes de Julio:

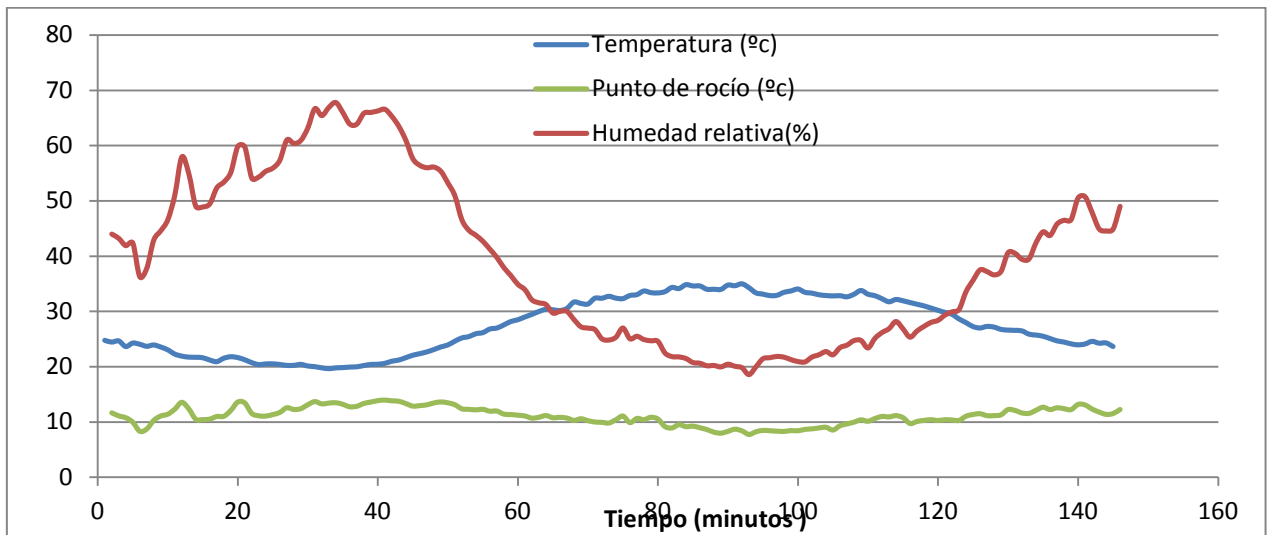


Figura 7. Temperatura, humedad relativa y temperatura de rocío para un día representativo del mes de Julio.

Se puede observar de nuevo como la humedad relativa es mayor por la noche, decreciendo a lo largo del día. Sin embargo la temperatura va creciendo a lo largo del día para volver a decrecer al anochecer. Para el mes de Agosto:

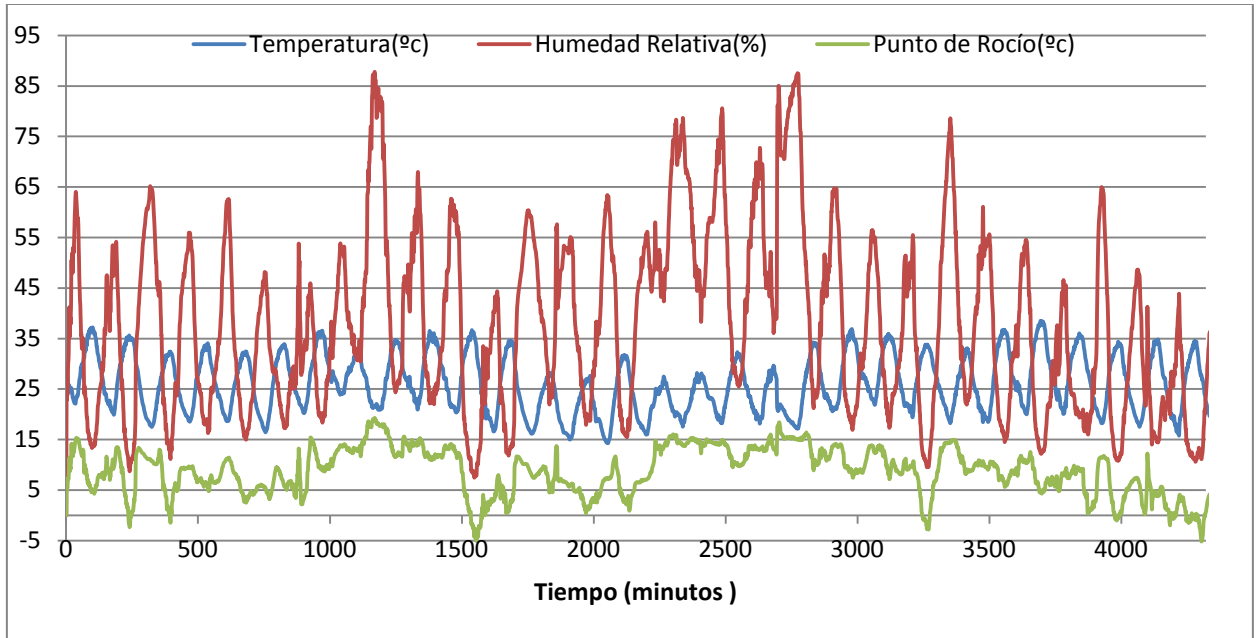


Figura 8. Temperatura, humedad relativa y temperatura de rocío para el mes de Agosto.

Un día representativo del mes de Agosto:

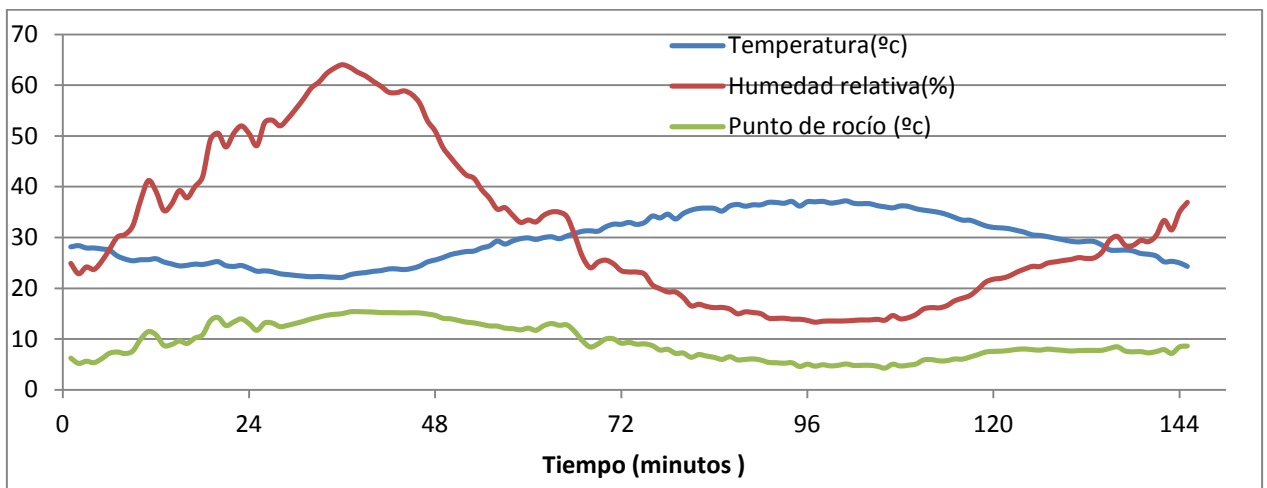


Figura 9. Temperatura, humedad relativa y temperatura de rocío para un día representativo del mes de Agosto.

Se puede observar de nuevo como la humedad relativa es mucho más baja en las horas centrales del día y aumenta mucho por la noche. La temperatura del aire sin embargo es más alta en las horas centrales del día. La mínima temperatura para este día no bajo de 20 °C por lo que resultó ser un día muy caluroso.

Para el mes de Septiembre:

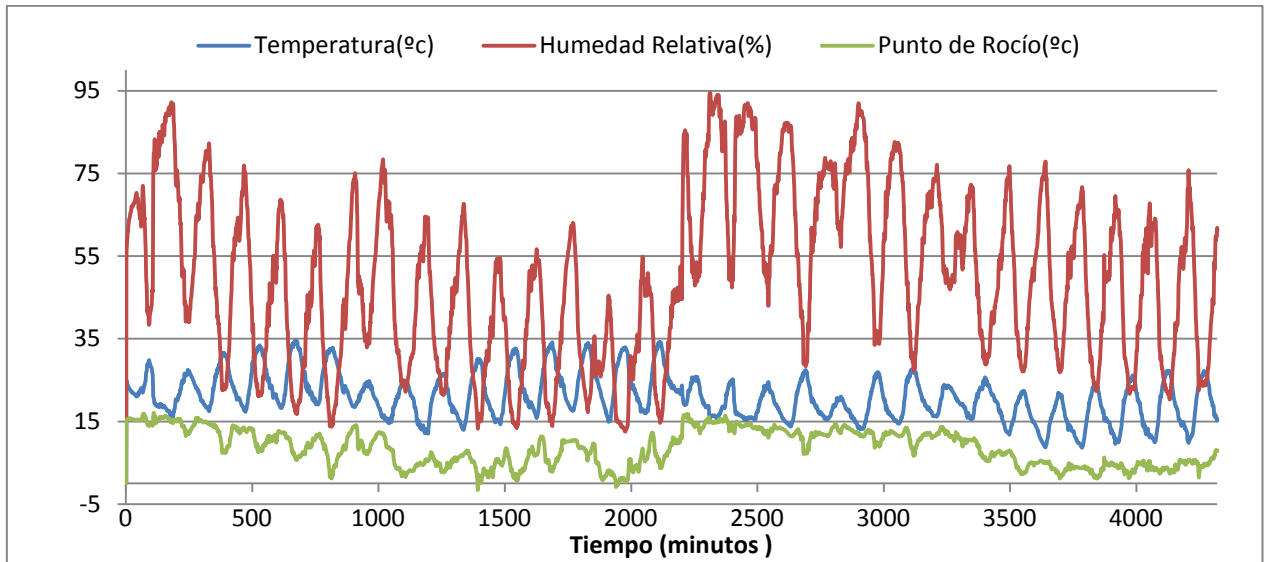


Figura 10. Temperatura, humedad relativa y temperatura de rocío para el mes de Septiembre.

Un día representativo del mes de Septiembre:

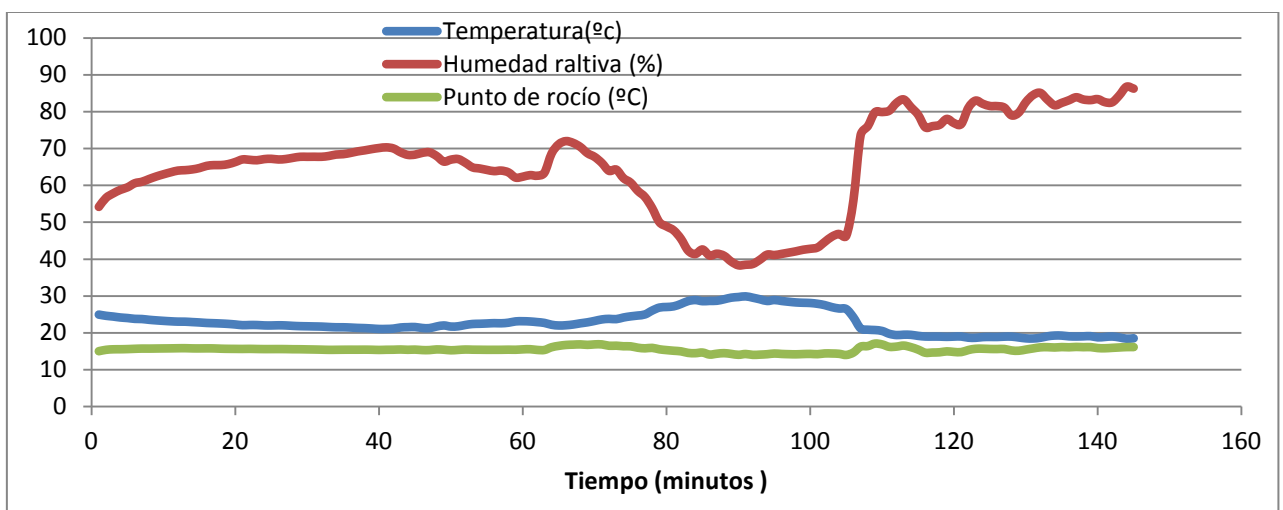


Figura 11. Temperatura, humedad relativa y temperatura de rocío para un día representativo del mes de Septiembre.



Se puede observar en este día representativo del mes de Septiembre como las temperaturas ya no suben por encima de los 30 °C y como la humedad relativa del aire tiene un mayor valor durante un periodo más largo del día.

Descripción del edificio

El edificio está formado por dos plantas en las que se desarrolla actividad laboral. Están destinadas para albergar oficinas/ despachos, salas de reuniones, salas de espera y cuartos de aseo. Además la planta inferior cuenta con una sala de calderas, un cuarto de luces y almacenes.

Para el cálculo de las cargas térmicas se supondrá que las dos plantas van a ser climatizadas, con excepción de las dependencias destinadas a sala de calderas, cuarto de instalaciones eléctricas, almacenes, patios de luces y ascensores.

El área total de la planta baja que se va a climatizar es de 534.21 m² y consta de nueve oficinas/despachos, dos salas de reuniones y cuatro cuartos de aseo. En la segunda planta se van a climatizar 582.52 m² y en ella hay 15 oficinas/despachos, 2 salas de reuniones, 4 cuartos de aseo, 2 salas de espera y un pequeño almacén.



CÁLCULO DE CARGAS

- **Condiciones del diseño.**
- **Clasificación y metodología para el cálculo de cargas.**
- **Cargas de refrigeración para climatización.**



CALCULO DE CARGAS

Condiciones del diseño

La carga térmica está condicionada por el propósito de su instalación, su localización, las características de los cerramientos y por el ambiente que se pretende controlar.

Las condiciones interiores y externas del proyecto se encuentran recogidas en el Reglamento de Instalaciones Térmicas de Edificios (RITE), en el código técnico de la edificación y en las normas UNE.

Para realizar el cálculo de cargas se escogerá la situación más desfavorable. Para dicha situación la temperatura exterior se considerará de 40°C.

Condicionantes del ambiente interior térmico

El ambiente interior térmico se define por “aquellas características que condicionan los intercambios térmicos del cuerpo humano con el ambiente, en función de la actividad que desarrolla la persona y del aislamiento térmico de su vestimenta, y que afectan a la sensación de bienestar”.

Las variables interiores a controlar son las siguientes:

- Temperatura seca
- Humedad relativa
- Calidad interior del aire
- Nivel de ruido
- Velocidad del aire



Los límites de estas condiciones interiores se encuentran en el RITE (2007):

Estación	Temperatura operativa	Humedad relativa %
Verano	23...25	45...46
Invierno	21...23	40...50

Tabla 1

Se debe tener en cuenta que la nueva normativa RITE del 2009 referida a los locales de poca pública concurrencia, expresa lo siguiente:

I.T. 3.8.2 Valores límite de las temperaturas del aire:

1. La temperatura del aire en los recintos habitables acondicionados que se indican en la

I.T. 3.8.1 apartado 2 se limitará a los siguientes valores:

- a) La temperatura del aire en los recintos calefactados no será superior a 21 °C, cuando para ello se requiera consumo de energía convencional para la generación de calor por parte del sistema de calefacción.
- b) La temperatura del aire en los recintos refrigerados no será inferior a 26 °C, cuando para ello se requiera consumo de energía convencional para la generación de frío por parte del sistema de refrigeración.
- c) Las condiciones de temperatura anteriores estarán referidas al mantenimiento de una humedad relativa comprendida entre el 30% y el 70%.

Las limitaciones anteriores se aplicarán exclusivamente durante el uso, explotación y mantenimiento de la instalación térmica, por razones de ahorro de energía, con independencia de las condiciones interiores de diseño establecidas en la I.T. 1.1.4.1.2 o en la reglamentación que le hubiera sido de aplicación en el momento del diseño de la instalación térmica.

2. Las limitaciones de temperatura del apartado 1 se entenderán sin perjuicio de lo establecido en el anexo III del Real Decreto 486/1997 de 14 de abril, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo.



La relación de humedad interior estará comprendida entre 10 y 11 g/Kg de aire seco según la norma UNE 100-013-85. Para una humedad relativa del 50% le corresponde una relación de humedad de 10.5 g/Kg de aire seco.

Dado que el edificio a climatizar tiene como finalidad albergar oficinas, se tomarán los siguientes valores de diseño:

Temperatura de bulbo seco	26°C
Humedad Relativa	50%
Relación de humedad	10.5 g/ Kg de aire seco

Tabla 2

Los criterios de ventilación se encuentran en el documento básico HS Salubridad, en la sección tercera Calidad del aire Interior.

Tabla 2.1 Caudales de ventilación mínimos exigidos

		Caudal de ventilación mínimo exigido q _v en l/s		
		Por ocupante	Por m ² útil	En función de otros parámetros
Locales	Dormitorios	5		
	Salas de estar y comedores	3		
	Aseos y cuartos de baño			15 por local
	Cocinas		2 ⁽¹⁾	50 por local ⁽²⁾
	Trasteros y sus zonas comunes		0,7	
	Aparcamientos y garajes			120 por plaza
	Almacenes de residuos		10	

⁽¹⁾ En las cocinas con sistema de cocción por combustión o dotadas de calderas no estancas este caudal se incrementa en 8 l/s.

⁽²⁾ Este es el caudal correspondiente a la ventilación adicional específica de la cocina (véase el párrafo 3 del apartado 3.1.1).

Tabla 3

Para el edificio a considerar se escoge el valor para salas de estar y comedores, en consecuencia, el caudal mínimo que tenemos que extraer es de 3 l/s.



Condicionantes del ambiente exterior térmico

El ambiente exterior de una zona está definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad y dirección del viento, y la radiación solar. Estas variables no son constantes ni a lo largo del día, ni tampoco a lo largo del año, por lo que se recurre a una asignación de valores típicos según el mes y la zona geográfica.

En las normas UNE 100001 sobre climatización y condiciones climáticas para proyectos y UNE 100014 sobre climatización, bases para el proyecto y condiciones exteriores de cálculo, se recogen las condiciones climáticas exteriores para proyectos que se aplican en España. Aunque no se utilizarán, ya que el cálculo de cargas se hace por simulación numérica tomando condiciones ambientales continuas en el tiempo, siendo la temperatura seca más desfavorable 40° C.

Según la norma UNE 100001:2001, la ciudad de Madrid tiene las siguientes condiciones termohigrométricas;

Observatorio	Barajas
Situación	Aeropuerto
Longitud	3° 34' W
Latitud	40° 28' N
Altitud	595 m
Número de observaciones	58440 (21 años)
Viento dominante	4,4 m/s N



Clasificación y metodología para el cálculo de cargas.

Para dimensionar los equipos se requiere realizar una estimación de la carga máxima. Pero el momento en el que se dará la carga máxima resulta desconocido a priori por lo que sería necesario realizar el cálculo hora a hora y para todos los meses del verano.

No obstante, es conocido y admitido que las instalaciones tienen un momento de carga máxima entorno a las 15:00 horas solares del mes de Julio. Esto se utilizará como hipótesis de cálculo en los siguientes cálculos.

Igualmente, se buscará la carga máxima simultánea del edificio, suma de las distintas cargas térmicas de cada local en un instante.

La carga térmica de un local la podemos dividir en carga sensible y en carga latente. La carga sensible únicamente modifica la temperatura seca del aire y la carga latente modifica la cantidad de vapor en el agua.

Las cargas que hay que considerar a la hora de climatizar un edificio se pueden dividir dependiendo de su procedencia:

$$Cargas\ exteriores \left\{ \begin{array}{l} \text{cargas a través de las paredes, suelos y techos} \\ \text{cargas a través de las superficies acristaladas} \\ \text{cargas debidas a la ventilación} \\ \text{cargas por infiltraciones} \end{array} \right\}$$

$$cargas\ interiores \left\{ \begin{array}{l} \text{ocupantes} \\ \text{iluminación} \\ \text{máquinas y equipos} \\ \text{instalación} \end{array} \right\}$$



Cargas de refrigeración para climatización

Carga a través de paredes, techos y suelos

El cálculo de la carga sensible a través de de las paredes, techos y suelos es debido a una diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior. Para un régimen estacionario dicha carga se calcula como:

$$Q_{sen} = A \cdot U \cdot \Delta te$$

Q_{sen} : carga por transmisión de calor.

A: superficie del cerramiento (m^2).

U: coeficiente global de transmisión de calor ($W/m^2\text{°C}$).

Δte : diferencia equivalente de temperatura.

El coeficiente global de transmisión se calcula mediante la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{capas} \frac{L_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{\sum_{capas} R_t}$$

Donde:

L_i : *espesor de la capa de material (m)*

λ_i : *conductividad térmica de la capa i*

h_i : *coeficiente de convección interior ($W/m^2\text{°C}$)*

h_e *coeficiente de convección exterior ($W/m^2\text{°C}$)*

R_t : *resistencia térmica de la capa i ($m^2\text{°C/W}$)*

Como se hizo mención anteriormente, las condiciones en el interior del local no tienen un régimen permanente debido a la variación de la temperatura exterior y a la radiación solar a lo largo del día.

Lo que se obtiene de la expresión anterior es la ganancia instantánea de calor debida a la diferencia equivalente de temperaturas entre el interior y el exterior. Esta diferencia equivalente de temperaturas tiene en cuenta la variación de temperatura exterior, la radiación solar incidente sobre la cara exterior de los muros, y el almacenamiento y desprendimiento de calor debido a la inercia de los muros. Este almacenamiento de calor por parte de los muros y su posterior transmisión al local produce el efecto del amortiguamiento y desplazamiento del máximo de la ganancia instantánea de calor, es decir, el valor máximo de la carga de refrigeración se producirá un tiempo después del máximo de la ganancia instantánea y su valor será menor.

El comportamiento térmico de los muros o cerramientos es muy importante, dado que afecta al uso racional de los recursos energéticos y a las emisiones de CO₂ a la atmósfera. Se ha comprobado que las edificaciones ligeras se calientan y se enfrían rápidamente, y que las pesadas requieren mucho tiempo para conseguirlo. Por lo tanto las primeras abandonan pronto las condiciones de confort, y las pesadas conservan éstas mucho más tiempo.

Para poder cuantificar este fenómeno se emplea el concepto de impedancia térmica, que define la transferencia de calor de un cerramiento en estado dinámico.

Al calcular la transmisión de calor en régimen dinámico se considera la variación de temperatura del ambiente exterior. Estas variaciones de temperatura influyen en el comportamiento del cerramiento.

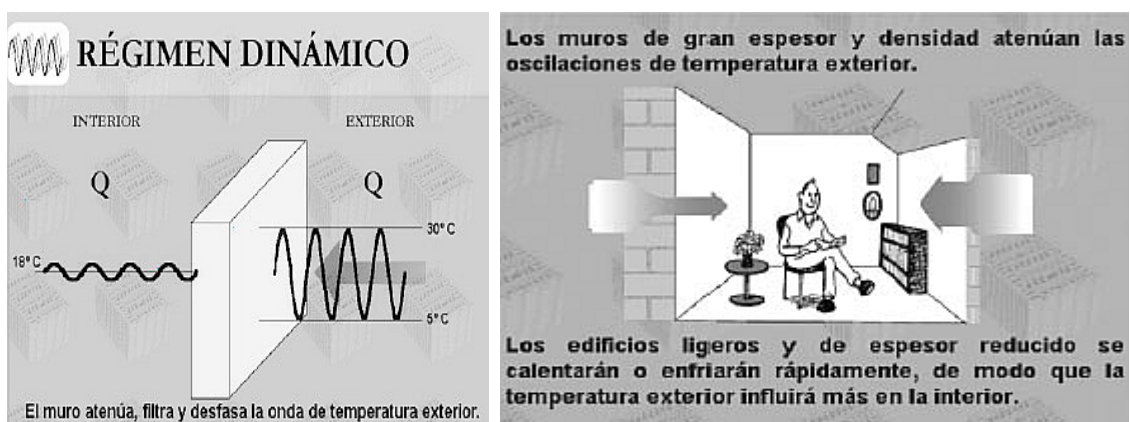


Figura 12. Explicación del régimen dinámico.

Debido a la dificultad de medir el comportamiento inercial de los elementos de construcción en un régimen dinámico, la impedancia térmica no es utilizada por la normativa actual del Código Técnico de la Edificación, CTE-2006, sobre “Condiciones térmicas en los edificios”, aún siendo imprescindible en el análisis energético de los edificios. Esta normativa considera la transmisión de calor de los cerramientos en régimen estacionario.

Los cálculos de transmisión de calor de los cerramientos en régimen estacionario consideran temperaturas constantes en el interior y en el exterior. Es decir, no se considera la variación de temperatura con el tiempo.

Para calcular U hay que tener en cuenta los materiales con los que están hechos los muros. Para este edificio se han hecho dos consideraciones:

- La primera es utilizar unos muros fabricados de termoarcilla. En estos muros el interior está fabricado mediante unos ladrillos que se humedecen con la intención de saturar el aire y tienen una cavidad por la que se hace pasar el aire a saturar.

Los ladrillos de termoarcilla presentan una serie de poros debido a que en su fabricación se añaden materiales granulares, que al pasar por el horno a altas temperatura se volatilizan creando estos pequeños huecos.

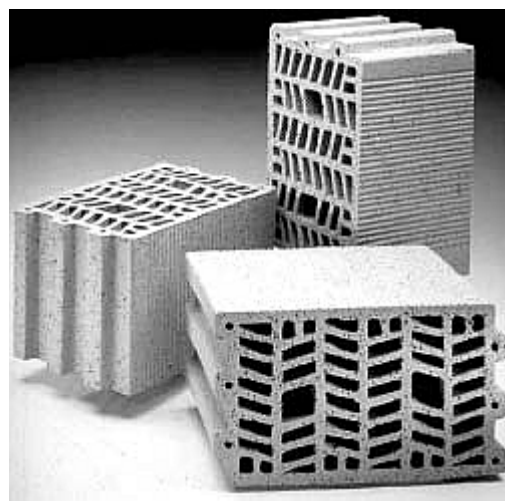


Figura 13. Imagen de un ladrillo de termoarcilla.

Además estos ladrillos tienen una gran cantidad de perforaciones en el sentido de la transmisión del calor. También existen dos grandes perforaciones para ayudar al manejo de los ladrillos.

Con este tipo de ladrillos además se busca un aislamiento térmico del local, que es la característica por la que se reduce el flujo de calor que espontáneamente se transfiere desde el ambiente más caliente al más frío. Luego en verano se busca que los muros eviten la transmisión de calor desde el exterior al interior.

Hay que destacar que un muro termoarcilla tiene un comportamiento térmico muy diferente al de un muro aislante convencional. En verano, con el muro termoarcilla se evita que en las horas centrales del día la temperatura del edificio se dispare. Gracias a la inercia térmica del muro se conseguirá una temperatura interior estable y un máximo confort.

Un muro convencional construido con termoarcilla sería el siguiente:

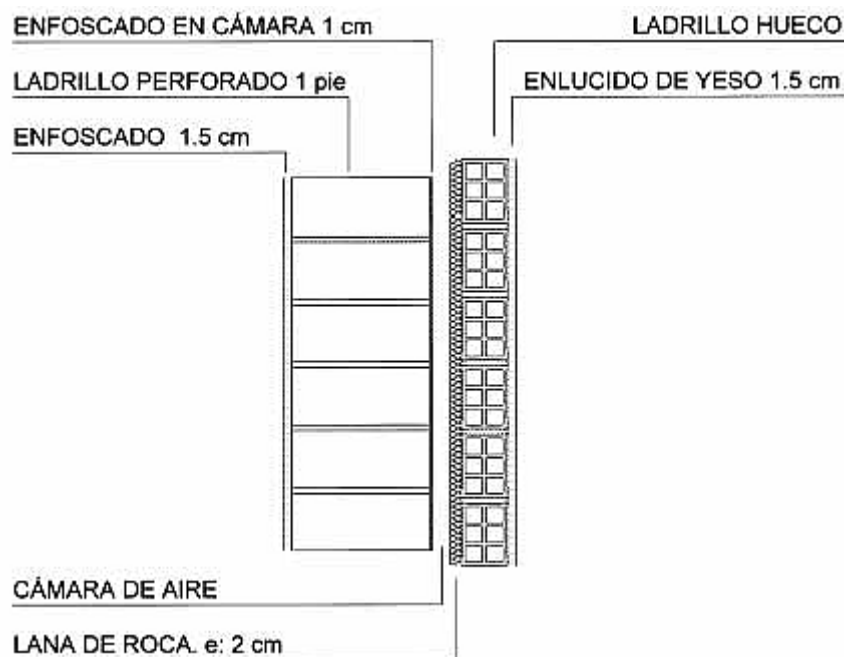


Figura 14. Imagen de una pared convencional.

Pero la intención es humedecer los ladrillos para saturar el aire y con ello bajar la temperatura del aire que entra dentro del edificio, de tal manera que se reduzca la energía necesaria para climatizar. Para ello hay que introducir agua entre las perforaciones del

ladrillo de termoarcilla. Para humedecer los ladrillos se utilizaría un rociador en el interior de los mismos, con un circuito bombeado desde un tanque de almacenamiento de agua con control del nivel del agua.



Figura 15. Imagen de una pared especial de termoarcilla.

Debido a la presencia de agua en este tipo de muros, pueden existir problemas de condensación. Algunas formas de disminuir el riesgo de aparición de condensaciones intersticiales son:

- Cámara ventilada.
 - Colocación del material aislante separado de la cara interior del muro exterior.
 - Empleo de barreras de vapor en la parte caliente de los cerramientos.
 - Empleo de revestimientos en el interior del cerramiento absorbentes.
- La segunda opción es utilizar el muro estándar de construcción con termoarcilla, pero sin humedecer, y la saturación realizarla mediante una cámara de saturación y un ventilador que impulse el aire desde el exterior al interior.

Independientemente de la opción utilizada, para el cálculo inicial de la cargas no se tendrá en cuenta dicha saturación.

Dado que no se trata de un estudio de cargas exhaustivo, la especificación de los materiales no se va a abordar, simplemente se ha calculado un valor de U que cumpla el



Código Técnico de la Edificación teniendo en cuenta que el edificio se encuentra en Madrid que es una zona climática D3 con una altura de referencia de 589 m, y basado en cuaderno técnico de PORCERAN.

ANCHO PIEZA MURO (cm)	JUNTA HORIZONTAL DEL MURO	VALORES TÉRMICOS DE MURO SIN REVESTIR	
		$\lambda_{equ}(W/m K)$	$R_m(m^2K/ W)$
29	interrumpida	0,24	1,21
24	interrumpida	0,24	1,00
19	continua	0,29	0,66
14	continua	0,28	0,50

Tabla 21: Valores térmicos para muros sin revestir con piezas Termocilla® fabricadas por PROCERAN SA Unipersonal.

Tabla 4

El valor de U que se va a utilizar es de 0.66 W/m²K.

El cálculo de cargas se va a realizar a continuación.

Debido a las diferentes orientaciones de los muros se realizará un cálculo de cargas diferenciado de cada uno de ellos.

Pared Norte

$$A_{total\ pared\ norte} = 35m \cdot 3m = 105\ m^2$$

Planta baja:

Tipo de ventana	Nº ventanas	Área (m ²)	Área total(m ²)
Cuadrada grande	7	1	7
Cuadrada pequeña	4	0.25	1
Rectangular	3	1.52	4.56
Puerta	3.52	2	7.04

Tabla 5

$$\text{Área del muro de la planta baja: } 105\ m^2 - (7+1+4.56+7.04)\ m^2 = 85.4\ m^2$$

$$\text{Área total de los cristales. } 12.56\ m^2$$



Área total de las puertas: 7.04 m²

Primera planta:

Tipo de ventana	Nº ventanas	Área (m ²)	Área total(m ²)
cuadrada grande	2	1	2
cuadrada pequeña	6	0.25	1.5
rectangular	3	1.52	4.56

Tabla 6

Área del muro de la primera planta: 105 m² – (4.56+1.5+2) m² = 96.94 m²

Área total de los cristales: 7.86 m²

Pared Sur

Planta baja:

La planta baja no tiene ventanas.

Área del muro de la primera planta: 111.6 m²

Primera planta:

A_{total pared norte} = 105 m²

Tipo de ventana	Nº ventanas	Área (m ²)	Área total(m ²)
Cuadrada grande	2	1	2
Ventana rectangular	9	1.52	13.68
Puerta de emergencia	1	2.64	2.64

Tabla 7

Área del muro de la planta baja: 105 - 2.64 -15.68 = 86.68 m²

Área total de los cristales. 15.68 m²

Área total de las puertas: 2.64 m²



Pared Oeste

$A_{\text{total pared oeste}} = 20\text{m} \cdot 3\text{m} = 60 \text{ m}^2$

Planta baja:

Tipo de ventana	Nº ventanas	Área (m ²)	Área total(m ²)
Cuadrada grande	7	1	7
Puerta de la sala de máquinas	1	2.64	2.64

Tabla 8

Área del muro de la planta baja: $60 \text{ m}^2 - (7+2.64) \text{ m}^2 = 50.36 \text{ m}^2$

Área total de los cristales: 7 m^2

Área total de las puertas: 2.64 m^2

Primera planta:

Tipo de ventana	Nº ventanas	Área (m ²)	Área total(m ²)
Ventana cuadrada supergrande	2	2.25	4.5
Ventana rectangular	5	1.52	7.6

Tabla 9

Área del muro de la primera planta: $60 \text{ m}^2 - (4.5+7.6) \text{ m}^2 = 47.94 \text{ m}^2$

Área total de los cristales: 12.1 m^2

Pared Este

$A_{\text{total pared este}} = 20\text{m} \cdot 3\text{m} = 60 \text{ m}^2$

Planta baja:

Tipo de ventana	Nº ventanas	Área (m ²)	Área total(m ²)
Ventana cuadrada	2	1	2



grande			
Ventana rectangular pequeña	1	0.76	0.76
Ventana rectangular	3	1.52	4.56

Tabla 10

Área del muro de la planta baja: $60 \text{ m}^2 - (2+0.76+4.56) \text{ m}^2 = 52.68 \text{ m}^2$

Área total de los cristales: 7.32 m^2

Primera planta:

Tipo de ventana	Nº ventanas	Área (m ²)	Área total(m ²)
Ventana cuadrada supergrande	2	2.25	4.5
Ventana rectangular	5	1.52	7.6

Tabla 11

Área del muro de la primera planta: $60 \text{ m}^2 - (7.6+4.5) \text{ m}^2 = 47.9 \text{ m}^2$

Área total de los cristales: 12.1 m^2

Techo y suelo

$A_{\text{total techo}} = A_{\text{total suelo}} = 35\text{m} \cdot 20\text{m} = 700 \text{ m}^2$

Planta baja:

Zona	Nº	Área (m ²)	Área total(m ²)
Patio	2	58.74	117.48
Entrada sala de máquinas	1	48.31	48.31

Tabla 12

Área del techo= área suelo: $700 \text{ m}^2 - (117.48+48.31) \text{ m}^2 = 534.21 \text{ m}^2$



Primera planta:

Zona	Nº	Área (m ²)	Área total(m ²)
Patio	2	58.74	117.48

Tabla 13

Área del muro de la primera planta: $700 \text{ m}^2 - (117.48) \text{ m}^2 = 582.52 \text{ m}^2$

Paredes de los patios interiores

Planta baja- patio oeste

Pared norte	
Área ventanas	6.75 m ²
Área puerta	3.3 m ²
Total	13.95 m ²
<i>Pared sur</i>	
Área ventanas	1.5 m ²
Total	22.5 m ²
<i>Pared este = pared oeste</i>	
Área ventanas	4.5 m ²
Total	12.6 m ²

Tabla 14

Planta baja- patio este

<i>Pared norte</i>	
Área ventanas	3.75 m ²
Área puerta	3.3 m ²
Total	16.95 m ²
<i>Pared sur</i>	
Área ventanas	3 m ²
Total	21 m ²



<i>Pared este</i>	
Área ventanas	6.93 m ²
Total	10.17 m ²
<i>Pared oeste</i>	
Área ventanas	4.5 m ²
Total	12.6 m ²

Tabla 15

Los dos patios de la primera planta son iguales:

<i>Pared norte</i>	
Área ventanas	6.14 m ²
Total	17.86 m ²
<i>Pared sur</i>	
Área ventanas	6.93 m ²
Total	17.07 m ²
<i>Pared este</i>	
Área ventanas	4.62 m ²
Total	12.48 m ²
<i>Pared oeste</i>	
Total	17.1 m ²

Tabla 16

Una vez que conocemos el área de los muros que está en contacto con el ambiente exterior se calcula la diferencia de temperatura equivalente, Δt_e .

Es necesario calcular la diferencia de temperatura equivalente ya que el flujo de calor de acuerdo a la ecuación (1) se encuentra en condiciones de régimen constante, sin embargo en la realidad esto no es así debido a que la temperatura seca exterior varía a lo largo del día, y además a que la radiación del sol que incide sobre la pared, también varía.

$$(1) Q_{sen} = A \cdot U \cdot \Delta t_e$$



El ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) y otros organismos han aplicado el TFM (Método de la Función de Transferencia) a diferentes muros y techos con unas condiciones de temperatura seca ambiente y radiación determinadas, y han elaborado tablas de valores de Δt_e que pueden emplearse para el cálculo de la carga de forma anual.

Para la hora solar 15:00 (hora de carga máxima), según la orientación tenemos los siguientes valores:

Este: 11.1°C
 Oeste: 5.5 °C
 Norte: 1.7 °C
 Sur: 8.3 °C
 Techo: 17.2 °C

Dado que las tablas han sido elaboradas bajo una serie de condiciones del ambiente, para otras condiciones hay que aplicar unos coeficientes de corrección:

$$\Delta t_e = \Delta t_e \text{ tabla} + a$$

El valor del coeficiente a lo sacamos de dichas tablas teniendo en cuenta $T_{e,dis}-T_{sl}$:

$$T_e - T_i = 40^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C} = 14^\circ\text{C} \quad \rightarrow \quad a = 3.5$$

$$\text{OMD} = 15.8$$

Finalmente el valor de Δt_e :

Este: 11.1+3.5=14.6°C
 Oeste: 5.5+3.5=9 °C
 Norte: 1.7+3.5=5.2 °C
 Sur: 8.3+3.5=11.8 °C
 Techo: 17.2+3.5=20.7 °C



El techo no está en contacto con el ambiente exterior, sino con el tejado, luego es necesario realizar una corrección a lo anterior:

$$\Delta t_e = T_{media} - T_{sl}$$

$$T_{media} = \frac{T_e + T_i}{2} = \frac{40 + 26}{2} = 33^\circ C$$

$$T_i = 26^\circ C$$

$$\Delta t_e = 7^\circ C$$

Finalmente se puede calcular el calor sensible a través de los muros:

Muro	U (W/m ² ·K)	Δte(°C)	A(m ²)	Qsen(W)
Pared norte planta baja	0.66	5.2	85.4	293.0928
Pared norte primera planta	0.66	5.2	96.94	332.69
Pared sur planta baja	0.66	11.8	111.6	869.14
Pared sur primera planta	0.66	11.8	66.68	519.3
Pared este planta baja	0.66	14.6	52.59	506.757
Pared este primera planta	0.66	14.6	47.82	460.79
Pared oeste planta baja	0.66	9	50.36	299.1384
Pared oeste primera planta	0.66	9	47.94	284.7636
Techo planta baja	0.38	0*	534.21	0
Techo primera planta	0.66	20.7	582.52	7958.38
Suelo planta baja	0.49	El suelo está más frío	534.21	0
Suelo primera planta	0.49	0*	582.52	0
Patio oeste planta baja	0.66	10	72.45	478.17
Patio este planta baja	0.66	10	71.51	471.966
Patios primera planta	0.66	10	75.299	496.9734
TOTAL				12971.16

Tabla 17

*Dado que lo que pierde uno la gana el otro, no vamos a contabilizar estas transferencias de calor.



Transmisión de calor a través de superficies acristaladas

Transmisión de calor por conducción / convección

$$Q = U \cdot A \cdot (Te - Ti)$$

Te = 40°C

Ti = 26°C

El valor de U lo sacamos el RITE a partir de las siguiente condiciones. El tipo de acristalamiento que se va a utilizar es doble, con carpintería de madera. La inclinación del hueco con respecto a la horizontal es $\geq 60^\circ$. El espesor del cristal es de 6 mm.

$$U = 3.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

En la siguiente tabla se recogen el valor de Q para la superficie acristalada de cada pared:

Lugar	U (W/m ² ·°C)	A (m ²)	(Tse-Tsl)(°C)	Q(w)
Pared norte planta baja	3.3	12.56	14	580.272
Pared norte primera planta	3.3	8.06	14	372.372
Pared sur planta baja	3.3	-	14	0
Pared sur primera planta	3.3	15.68	14	724.416
Pared este planta baja	3.3	7.41	14	342.342
Pared este primera planta	3.3	12.18	14	562.716
Pared oeste planta baja	3.3	7	14	323.4
Pared oeste primera planta	3.3	12.06	14	584.892
Patio oeste planta baja	3.3	17.25	14	796.95
Patio este planta baja	3.3	18.18	14	839.916
Patios primera planta	3.3	35.38	14	1634.556
TOTAL				6761.832

Tabla 18



Transmisión de calor debido a la radiación

Existen tablas elaboradas por los organismos antes mencionados que proporcionan valores de la aportación a través del vidrio en función de la latitud y la hora del día.

La aportación a través del vidrio en la hora de aportación solar máxima, para considerar el caso más desfavorable, es:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Norte: } 90 \text{ W/m}^2 \\ \text{Sur: } 130 \text{ W/m}^2 \\ \text{Este: } 130 \text{ W/m}^2 \\ \text{Oeste: } 300 \text{ W/m}^2 \\ \text{Techo: } 380 \text{ W/m}^2 \end{array} \right.$$

Estos datos extraídos de la norma son para vidrio sencillo, como se ha utilizado un vidrio doble y tenemos elementos de sombra interiores hay que aplicar unos factores de corrección. Para tener en cuenta el vidrio doble el factor de corrección es 0.9 y para las persianas interiores el factor es 0.6.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Norte: } 48.6 \text{ W/m}^2 \\ \text{Sur: } 70.2 \text{ W/m}^2 \\ \text{Este: } 70.2 \text{ W/m}^2 \\ \text{Oeste: } 162 \text{ W/m}^2 \\ \text{Techo: No hay cristales en el techo} \end{array} \right.$$



Con estos datos finalmente se calcula la radiación a través de las ventanas:

Orientación de la ventana	A (m ²)	Aportación a través del vidrio (W/m ²)	Q (W)
Norte	53.3	48.6	2590.38
Sur	34.04	70.2	2389.608
Este	40.26	70.2	2826.25
Oeste	28.06	162	4545.72
Total			12351.958

Tabla 19

Carga debida a la ventilación

Hay que prever una cierta renovación del aire para asegurar la calidad del aire en el interior del local. El aire exterior introducido será compensado con la extracción del mismo caudal de aire, con el fin de mantener la misma cantidad de aire seco en el interior del local.

La carga sensible debida a la ventilación:

$$Q_{sen} = V_{vent} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_e - T_i)$$

$$C_{pa} = 1020 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$$

$$T_e = 40^\circ\text{C}$$

$$T_i = 26^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1.2 \text{ Kg/m}^3$$

$$V_{vent} = 12.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \cdot \text{ocupantes}$$

$$\text{Ocupantes} = 95$$

El valor mínimo de V_{vent} según el documento básico HS Salubridad, en la sección tercera Calidad del aire Interior es de 3 l/s·ocupante.



Pero para calcular la tasa de ventilación se ha utilizado la norma UNE-EN 13779 basada en la ventilación de edificios no residenciales y requisitos de los sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos:

6.4.2 Caudal de impulsión de aire

6.4.2.1 Generalidades. La tasa de ventilación (caudal de aire exterior y de impulsión) debe determinarse usando los siguientes criterios:

- Ocupación humana con o sin fumadores
- Otras emisiones conocidas
- Carga de refrigeración o calefacción que debe disiparse mediante ventilación.

Para prevenir pérdidas incontroladas de aire de impulsión, la red de conductos debe ser estanca al aire de acuerdo con el capítulo A.8.

Finalmente para tomar un caudal de ventilación se escoge el primer criterio, y teniendo en cuenta un IDA 2, la norma indica un valor por defecto de 12.5 l/ s · persona.

$$Q_{sen} = 12.5 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s \cdot ocupante} 95 \text{ ocupantes} \cdot 1.2 \frac{Kg}{m^3} \cdot 1020 \frac{J}{Kg \cdot K} \cdot (40 - 26)K$$

$$= 20349 W$$

La carga latente debida a la ventilación:

$$Q_{lat} = V_{vent} \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot (w_e - w_l)$$

$$h_{fg} \text{ aire} = 2502 \text{ KJ/Kg}$$

$$\rho = 1.2 \text{ Kg/m}^3$$

$$V_{vent} = 12.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \cdot \text{ocupante}$$

$$\text{Ocupantes} = 95$$

w_e, w_l se obtienen del diagrama psicométrico:

$$26^\circ\text{C} \rightarrow \text{HR}=50\% \rightarrow 10.5 \text{ gr de H}_2\text{O/ Kgs de aire seco}$$

$$40^\circ\text{C} \rightarrow \text{HR}=30\% \rightarrow 14 \text{ gr de H}_2\text{O/ Kgs de aire seco}$$



$$Q_{lat} = 12.5 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s \cdot ocupantes} \cdot 95 \cdot 1.2 \frac{Kg}{m^3} \cdot 2502 \frac{KJ}{Kg} \cdot (14 \cdot 10^{-3} - 10.5 \cdot 10^{-3})$$

$$= 12478.725 W$$

Carga debida a las infiltraciones

Esta carga es difícil de evaluar porque su estimación es muy subjetiva. Aporta tanto carga sensible como carga latente al local.

La carga sensible:

$$Q_{sen} = V_{inf} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_e - T_i)$$

$$C_p \text{ aire} = 1020 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$$

$$T_e = 40^\circ\text{C}$$

$$T_i = 26^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1.2 \text{ Kg/m}^3$$

El caudal de infiltración, V_{inf} se calcula como:

$$V_{inf} = \frac{L_{rendija} \cdot V}{3600s}$$

El volumen de aire infiltrado por metro de rendija tiene un valor de 1.7 m³/h para una ventana normal con una rendija de 0.4 mm y una velocidad del viento de 16 Km/h. Datos obtenidos del manual de aire acondicionado de Carrier.

Dado que las ventanas del local tienen diferentes tamaños, vamos a calcularlo con la ventana de mayor tamaño, ya que se está suponiendo el caso más desfavorable. El perímetro de la ventana es de 6 m (4·1.5 m), por lo tanto la longitud de la rendija es de 6 m. Finalmente el caudal de infiltraciones es:



$$V_{inf} = \frac{L_{rendija} \cdot V}{3600s} = \frac{6 m \cdot 1.7m^3/h}{3600 s} = 2.83 \cdot 10^{-3} m^3/s$$

$$Q_{sen} = 2.83 \cdot 10^{-3} m^3/s \cdot 1.2 \frac{Kg}{m^3} \cdot \frac{1020J}{Kg \cdot K} \cdot (40 - 26)K = 48.49 \frac{W}{ventana\ o\ puerta}$$

$$Q_{sen\ total} = 48.49 \frac{W}{ventana\ o\ puerta} \cdot 67\ ventanas\ y\ puertas = 3248.83\ W$$

La carga latente:

$$Q_{lat} = V_{inf} \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot (w_{ex} - w_{sl})$$

$$h_{fg\ aire} = 2502\ KJ/Kg$$

$$\rho = 1.2\ Kg/m^3$$

$$V_{inf} = 2.83 \cdot 10^{-3} m^3/s$$

$$w_{ext} = 14\ gr\ de\ H_2O / Kgs\ de\ aire\ seco$$

$$w_{sl} = 10.5\ gr\ de\ H_2O / Kgs\ de\ aire\ seco$$

$$Q_{lat} = 2.83 \cdot 10^{-3} m^3/s \cdot \frac{1.2Kg}{m^3} \cdot 2502 \frac{KJ}{Kg} \cdot (14 \cdot 10^{-3} - 10.5 \cdot 10^{-3}) = 29.73 \frac{W}{ven\ o\ p}$$

$$Q_{lat\ total} = 29.73 \frac{W}{ven\ o\ p} \cdot 67\ vent\ o\ puerta = 1992.49\ W$$

Las infiltraciones se han calculado teniendo en cuenta el tamaño de ventana más grande para situar los cálculos en el caso más desfavorable. Además estos cálculos se encuentran sobredimensionados debido a que el método de Carrier es antiguo y existen muchos avances en cuanto a la disminución de pérdidas por infiltraciones. Debido a este sobredimensionamiento de los cálculos no se va a calcular la carga térmica que se va por las puertas, ya que se considerará incluida en los mismos.



Carga internas

Ocupantes

Los ocupantes aportan tanto carga sensible como carga latente. Los valores en reposo para una persona los sacamos de la norma UNE-EN 13779 sobre la ventilación de edificios no residenciales y requisitos de prestaciones de los sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos.

Para una persona con actividad sedentaria (oficina, laboratorio, colegio): $Q_{sen} = 75$ W/persona y $Q_{lat} = 60$ W/ persona.

La carga total aportada se calculará como el producto del nº de personas en el local por el calor que disipa cada persona. Pero además hay que tener en cuenta un factor de simultaneidad de las personas, cuyo valor es 0.75.

Para conocer el número de personas que caben en cada sala hay que tener en cuenta su uso. Conociendo su uso en la norma UNE-EN 13779 antes mencionada se indican la cantidad de m²/ persona necesarios dependiendo del uso:

Tipo de uso	Superficie de suelo por persona en m ² .persona ⁻¹ *	
	Intervalo típico	Valor por defecto
Oficinas panorámicas	7 a 20	12
Oficina pequeña	8 a 12	10
Sala de reuniones	2 a 5	3,0
Centro comercial	3 a 8	4,0
Aula	2 a 5	2,5
Sala de hospital	5 a 15	10
Habitación de hotel	5 a 20	10
Restaurante	1,2 a 5	1,5

* Superficie de suelo neta por recinto.

Tabla 20

Los valores se dan en intervalos por lo que se elegirá 4 m²/persona para las salas de reuniones 8 m²/ persona para los despachos.



Pero en la proyección del edificio la arquitecta ya ha asignado el nº de personas que habrá en cada oficina y en las salas de reuniones, asignando un número de sillas.

Observando los planos, en los despachos pequeños caben 2 personas, y en el edificio hay 8 despachos pequeños en la planta baja y 15 en la primera planta, entonces en el edificio puede haber 46 personas trabajando en dichos espacios.

En los despachos grandes puede haber 3 personas a la vez y sólo hay un despacho de este tipo. Las salas de reuniones están habilitadas para 8 personas y hay en total 3 tipos de salas de este tipo, luego hay que contabilizar 24 personas que las puedan utilizar. Además hay dos salas de espera habilitadas para 11 personas cada una, luego 22 personas las pueden utilizar.

Dado que el edificio va a ser utilizado por poca gente no se va a aplicar el factor de simultaneidad de 0.75.

Finalmente el valor de la carga sensible y la carga latente.

$$Q_{sen} = 75 \frac{W}{persona} \cdot 95 personas = 7125 W$$

$$Q_{lat} = 60 \frac{W}{persona} \cdot 95 personas = 5700 W$$

Iluminación

El calor desprendido por la luces es únicamente calor sensible. Según la norma UNE-EN 13779 de ventilación de edificios no residenciales y requisitos de prestaciones de los sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos, el valor de diseño para los niveles de iluminación es de 400 lux para salas de oficinas con ventanas. A este nivel de iluminación le corresponde una potencia de iluminación para sistemas de alta eficiencia energética de 10 W/m².

$$Q_{sen} = A \cdot P_{iluminación} = 1116.75 m^2 \cdot 10 \frac{W}{m^2} = 11167.5 W$$



Equipos/maquinaria

Según la norma UNE-EN 13779 de ventilación de edificios no residenciales y requisitos de prestaciones de los sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos, el valor de la carga de calor debido al equipamiento para edificios de oficinas, está normalmente entre 25 y 200 W/ persona, promediado en el periodo de utilización. La única carga que vamos a tener es debido al calor sensible, y se utilizará el valor de 200 W/ persona para estar en el caso más desfavorable.

$$Q_{sen} = n^{\circ} \text{ personas} \cdot P_{equipo} = 95 \text{ personas} \cdot 200 \frac{W}{\text{persona}} = 19000 W$$

En el cálculo de todas las cargas no se va a tener en cuenta un coeficiente de seguridad ya que se han realizado los cálculos para el caso más desfavorable, en el que la temperatura exterior es de 40° C.

Finalmente se recogen todos los cálculos en la siguiente tabla resumen:

Tipo de carga	Q(W)
Carga de radiación	12351.958
Convección/ conducción ventanas	6761.832
Q _{sensible} muros	12971.16
Q _{sensible} ventilación	20349
Q _{latente} ventilación	12478.725
Q _{sensible} infiltraciones	3248.83
Q _{latente} infiltraciones	1992.49
Q _{interna sensible} ocupantes	7125
Q _{interna latente} ocupantes	5700
Q _{interna} equipos/maquinaria	19000
Q _{interna sensible} iluminación	11167.5
Total	113146.495

Tabla 21

En el siguiente gráfico se representa gráficamente la distribución de la carga térmica del local:

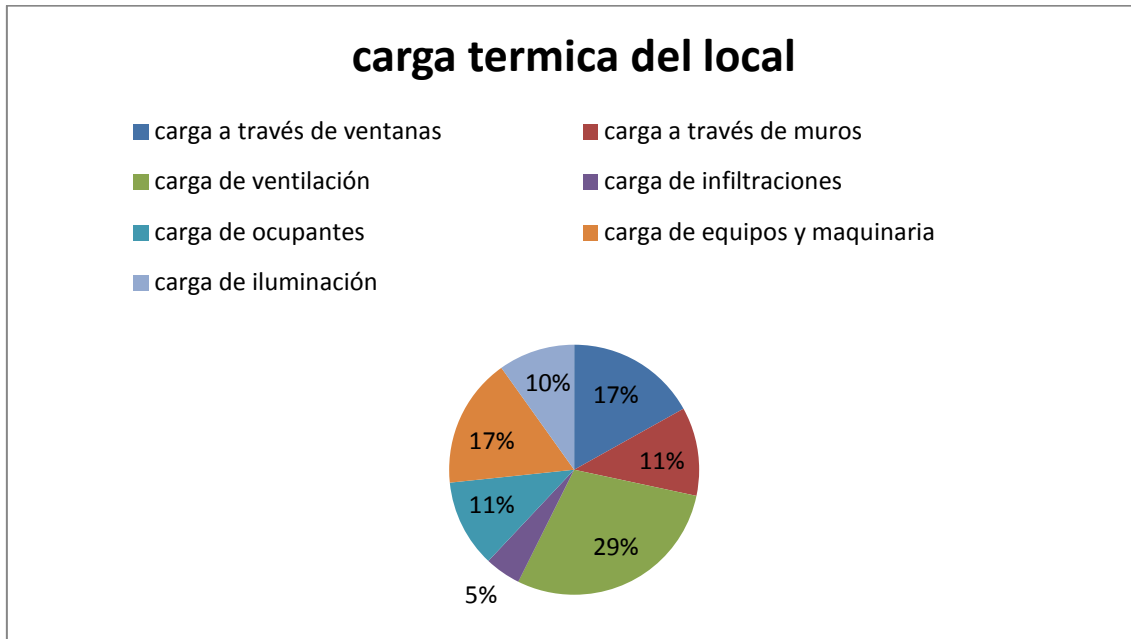


Figura 16. Reparto de la carga térmica del local.

Luego la potencia de la máquina necesaria para climatizar el edificio por m² es de 101.317 W/m².

Una vez que conocemos las cargas, térmicas podemos sacar el valor de (AU)_g y de U:

$$113146.495W = (AU)_g \cdot (40-26)^\circ C$$

$$(AU)_g = 8081.8925 \text{ W} \cdot \text{m}^2 / ^\circ C$$

$$U = 7.23 \text{ W} / ^\circ C$$

A continuación mediante el uso del programa MathCAD, los datos iniciales obtenidos de la estación meteorológica y el valor de (AU)_g, se va a calcular el valor de la carga necesaria que debe a portar la máquina de refrigeración. Se va a realizar el cálculo de la demanda térmica real, para cada día, con su temperatura exterior real.



CÁLCULO DE LA DEMANDA TÉRMICA

- **Datos de partida.**
- **Breve estudio de las temperaturas detalladas durante los meses de verano.**
- **Cálculo de la demanda térmica.**



CÁLCULO DE LA DEMANDA TÉRMICA

Datos de partida

El cálculo de la demanda térmica se realiza mediante el programa MathCAD, dado que las operaciones son vectoriales.

Los datos de partida de la estación meteorológica se encuentran recogidos en la siguiente matriz:

	Día	Minutos	T ^a	Minutos	HR	T ^a Rocío	
	0	1	2	3	4	5	
V =	0	1.62 · 10 ⁵	0	22.761	10	49.561	11.621
	1	1.62 · 10 ⁵	10	22.434	20	50.953	11.74
	2	1.62 · 10 ⁵	20	22.075	30	52.103	11.746
	3	1.62 · 10 ⁵	30	21.979	40	52.519	11.778
	4	1.62 · 10 ⁵	40	21.822	50	53.587	11.937
	5	1.62 · 10 ⁵	50	21.408	60	55.652	12.127
	6	1.62 · 10 ⁵	60	21.329	70	55.975	12.141
	7	1.62 · 10 ⁵	70	21.111	80	56.971	12.207
	8	1.62 · 10 ⁵	80	20.987	90	57.089	12.122
	9	1.62 · 10 ⁵	90	20.873	100	57.406	12.099
	10	1.62 · 10 ⁵	100	20.487	110	58.907	12.129
	11	1.62 · 10 ⁵	110	20.079	120	60.771	12.221
	12	1.62 · 10 ⁵	120	20.168	130	60.118	12.14
	13	1.62 · 10 ⁵	130	20.061	140	60.387	12.107
	14	1.62 · 10 ⁵	140	20.293	150	58.98	11.965
	15	1.62 · 10 ⁵	150	20.446	160	58.05	...

Tabla 22

El coeficiente de transmisión global calculado anteriormente resulta ser:

$$UA_g = 8.082 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

La temperatura interior a la que se va a mantener el interior del local:

$$T_i = 26^\circ\text{C}$$

La temperatura de consigna a partir de la cual el equipo de climatización arrancará:

$$T_{e_csg} = 28^\circ\text{C}$$

Breve estudio de las temperaturas detalladas durante los meses de verano.

Durante los 121 días de verano que hay al año, hay un día de mínima temperatura y un día de máxima temperatura.

El día de mínima temperatura fue el 26 de Septiembre con 8.6 °C, y el día de máxima temperatura fue el día 25 de Agosto con 38.5°C, esto se puede observar en la siguiente gráfica:

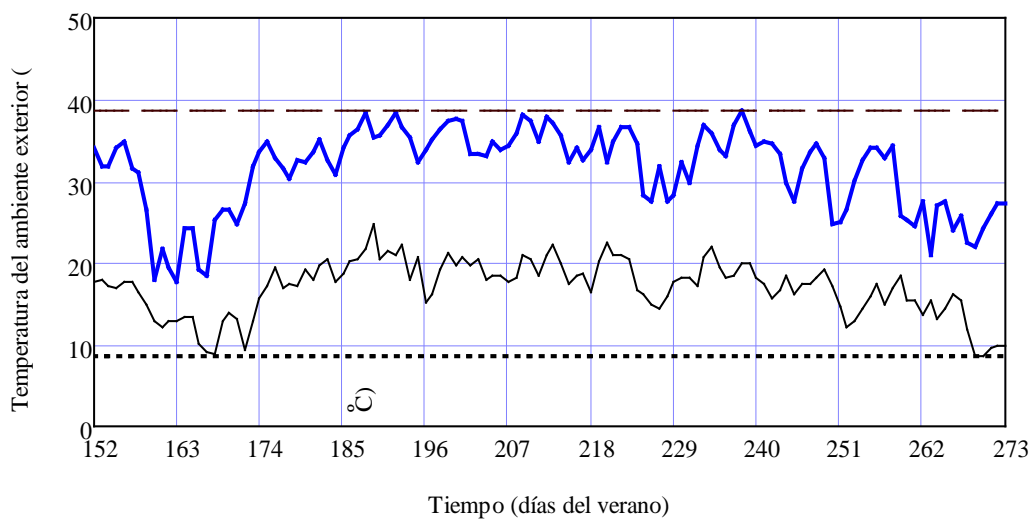


Figura 17. Temperatura máxima y mínima durante los días de Junio, Julio Agosto y Septiembre. En color azul aparecen las temperaturas máximas de cada día y el color negro las mínimas de cada día.

En la siguiente gráfica se muestran aquellos días en los que es necesario climatizar ya que la temperatura máxima supera los 28 °C.

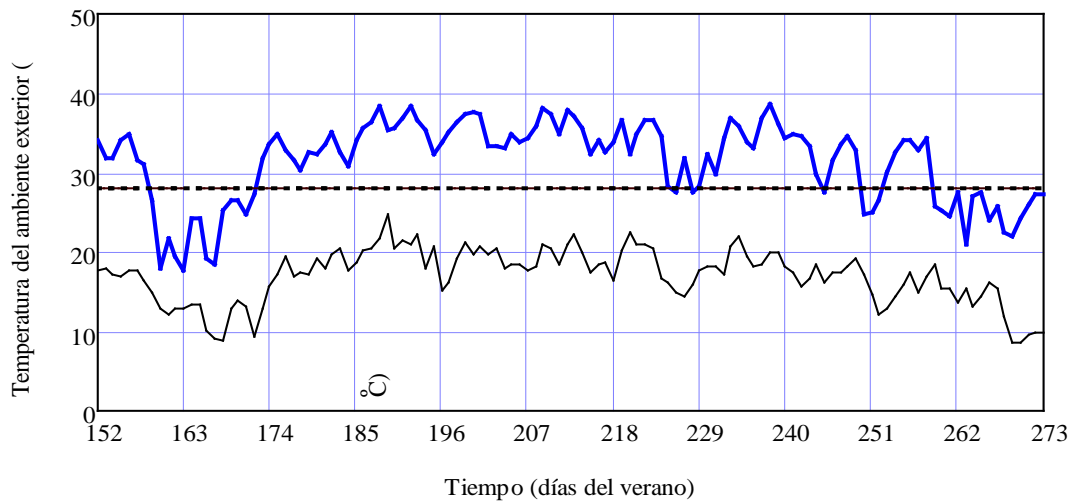


Figura 18. Temperatura máxima y mínima durante los días de Junio, Julio Agosto y Septiembre, teniendo en cuenta la temperatura de consigna a 28°C

Se puede observar como la máxima temperatura casi siempre supera los 28 °C, por lo que el aparato de aire acondicionado arrancará en gran parte de los días del verano.

A continuación se realiza un estudio sobre la incidencia de las altas temperaturas, pudiéndose observar que hubo 15 días durante el verano que se alcanzaron temperaturas entre 28.0 y 32.5 °C, además hubo 67 días en los que la temperatura estuvo entre 32.0 y 37.5 °C y 10 días entre 37.5 y 45.0 °C, luego en total hubo 92 días en los que fue necesario climatizar de un total de 121.



El perfil de la temperatura para cada hora, del día que se alcanzó la temperatura máxima es el siguiente:

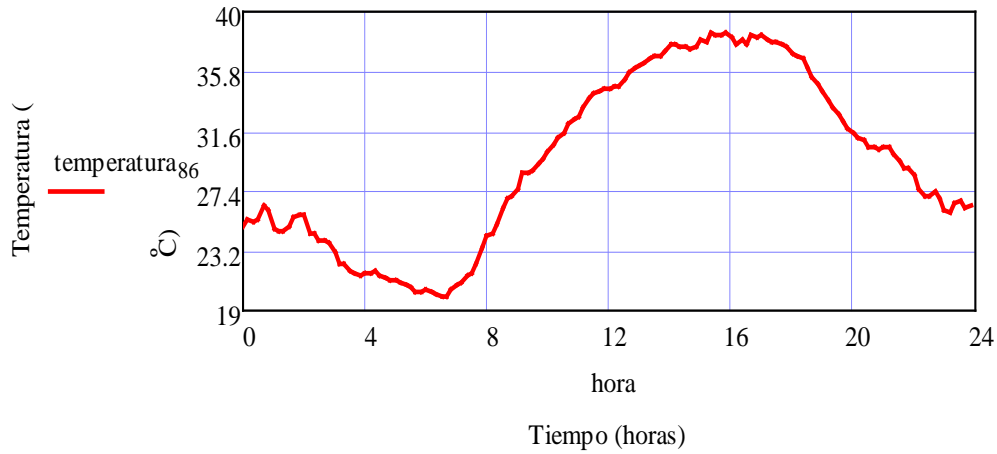


Figura 19. Perfil de la temperatura durante el día que se alcanzó la mayor temperatura.

Se puede observar como la mayor temperatura que se alcanzó en los meses de verano fue de 38.5° C entre las 15 y 16 horas del día 25 de Agosto.

Para el día más caluroso del año, este es el perfil de temperaturas cada hora:

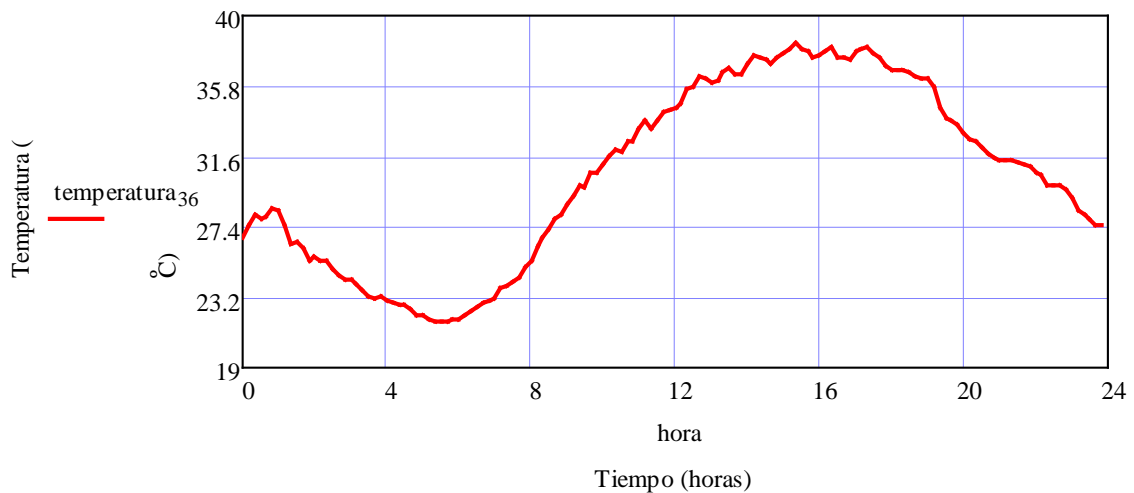


Figura 20. Perfil de la temperatura durante el día más caluroso del verano.



Se puede observar en este perfil, como la temperatura mínima de este día durante la noche no desciende por debajo de 23°C y como la máxima está cercana la temperatura máxima que es de 38.5°C.

Cálculo de la demanda térmica

Se va a considerar una temperatura de consigna exterior de 28 °C para que se empiece a climatizar el local, y todas aquellas temperaturas que estén por debajo de la temperatura de consigna se le asignan un valor de 26°C. Con esta consideración se ha formado un nuevo vector de temperaturas llamado T_{extnew} .

A continuación se calcula la energía térmica necesaria para mantener el lugar a 26°C, de la siguiente manera:

$$dT = UA_g \cdot (T_{extnew} - 26)$$

Dado que los datos de temperatura se tienen cada 10 minutos, a lo largo del día se obtienen varias demandas térmicas, pero únicamente interesa la mayor demanda térmica del día, luego se calcula el valor máximo obteniéndose el siguiente vector de la demanda térmica:

$dt_{días} =$

406.314
221.866
299.958
467.847
517.581
...

Aquellos días que aparecen con demanda 0 corresponden a los días en los que la temperatura máxima no ha superado los 28°C.

La demanda térmica del día más caluroso, que fue el 6 de Julio, ha sido de 986.473 KWh, que no coincide con el día de mayor temperatura que fue el 25 de Agosto, cuya demanda térmica fue de

885.802 KWh.

La demanda térmica para el verano es de 343.6 KWh.



En la siguiente gráfica se muestra la demanda térmica de refrigeración diaria:

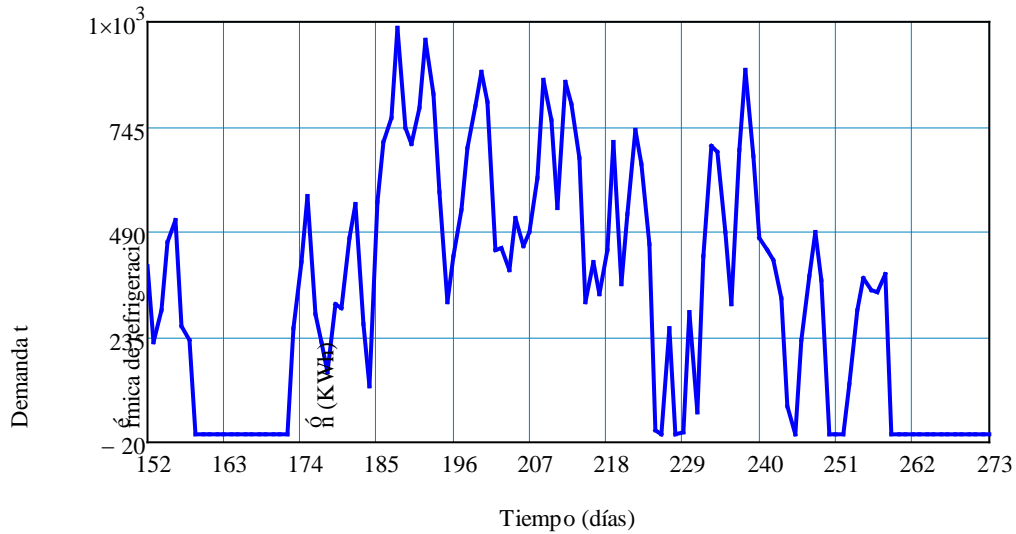


Figura 21. Demanda térmica de refrigeración durante los días de verano.

Si comparamos la demanda térmica de refrigeración máxima para cada día con la potencia térmica de refrigeración a cada hora del día de los días de verano, se observa que el máximo no coincide en el mismo día. Para el caso de la demanda térmica de refrigeración, el mayor valor se tiene el día 36 del verano, día más caluroso del verano, pero mirándolo hora por hora la mayor potencia térmica la tenemos el día 86 del verano que coincide con el día en el que se alcanzó la máxima temperatura.

Esto viene resumido en la siguiente tabla:

Día del verano	Demanda térmica de refrigeración (KWh)	Potencia térmica (KW)
36	986.473	100.176
86	885.802	101.235

Tabla 23

Esta diferencia la podemos observar en la siguiente gráfica:

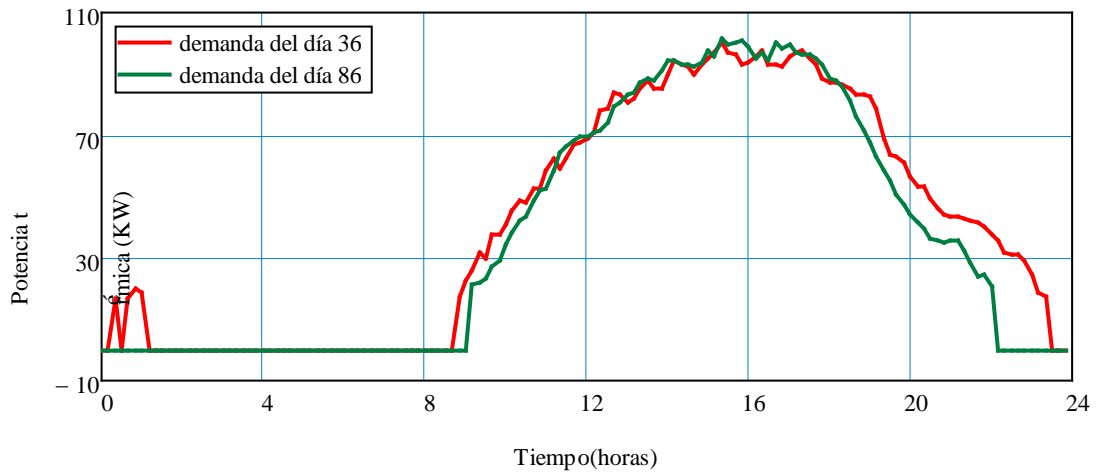


Figura 22. Potencia térmica para el día más caluroso y para el día de mayor temperatura de todo el verano.

Para el día de mayor temperatura de todo el verano, el perfil de la potencia es más puntiagudo que para el día más caluroso, que tiene un perfil más ancho.

Luego la capacidad del aparato de aire acondicionado tiene que alcanzar la máxima potencia térmica puntual que hay.

La mayor demanda a lo largo de los días del verano la tenemos el día 36 del verano, y la mayor demanda puntual el día 86 del verano, luego se va a instalar un aparato de aire acondicionado que cubra dicha demanda del edificio.



SATURAR ADIABÁTICAMENTE

- **Saturar adiabáticamente para conseguir un ahorro.**
- **Estudio con diferentes humedades relativas.**
- **Ventilación.**
- **Cálculo del ahorro energético.**
- **Ahorro económico aplicando técnicas de saturación adiabática.**

SATURAR ADIABÁTICAMENTE

Saturar adiabáticamente para conseguir un ahorro

Todo lo anterior ha sido calculado para conocer la demanda térmica necesaria del edificio, en unas condiciones normales. Ahora se va a saturar al 95% adiabáticamente, el aire de ventilación que se introduce en el edificio, y se comprobará el ahorro energético que esto produce.

La saturación adiabática se produce haciendo pasar una corriente de aire a través de una cámara aislada en cuyo interior hay agua con una gran superficie, de tal manera que se aumenta la humedad del aire. El líquido que se encuentra en la cámara está a la temperatura adiabática una vez alcanzado el régimen estacionario y no variará su temperatura al estar en contacto con el aire.

El aire se enfría al perder el calor sensible y este calor le sirve al agua para evaporarse. La humidificación del aire a nivel industrial se suele realizar mediante un rociador, en el cual el agua circula constantemente.

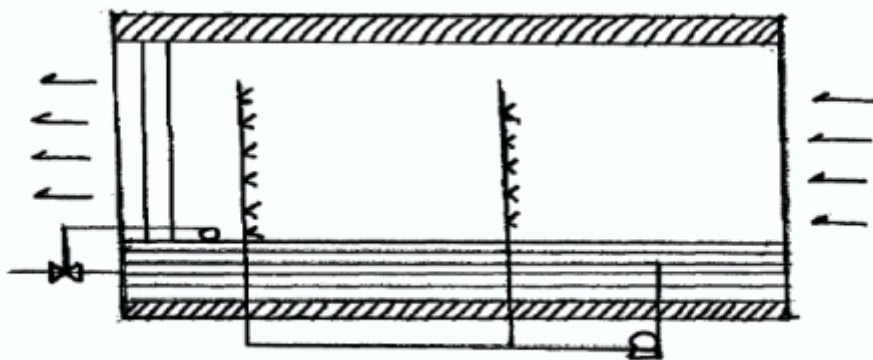


Figura 4.5 Humidificador adiabático

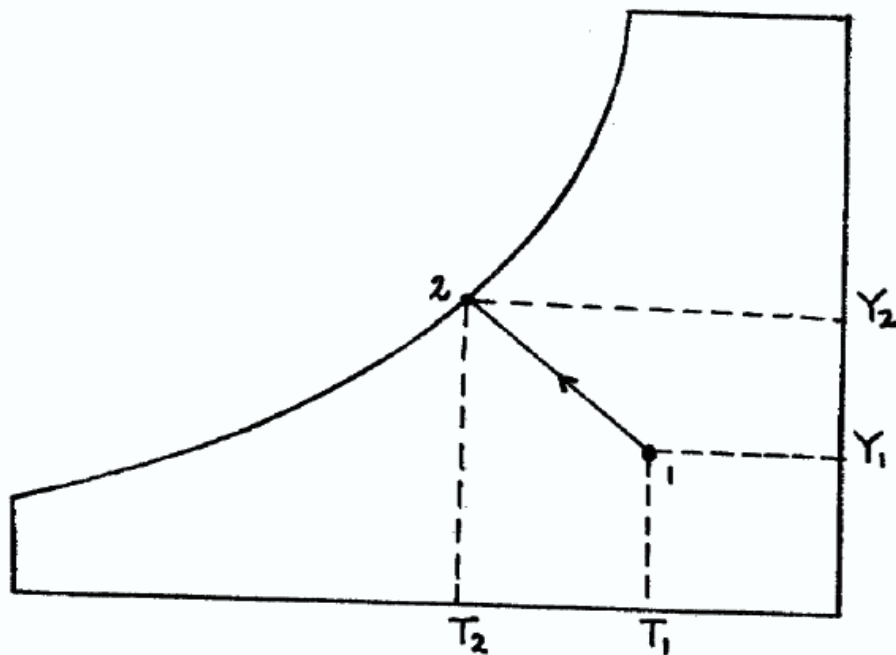


Figura 3.8 Representación humidificación adiabática

Haciendo un estudio sobre la humedad relativa de las condiciones exteriores se observa que la humedad relativa mínima es de 7.466%, día de alta temperatura y la máxima humedad relativa es de 94.774 %, día de lluvia.

Se puede observar como la humedad relativa en algunos casos casi ha llegado excepcionalmente, al 100% en días lluviosos. Pero ahora se va a imponer una humedad del aire de impulsión al local del 95% constante, mediante unos de los dos procedimientos explicados al principio.

Debido a la nueva humedad relativa impuesta, se va tener una nueva temperatura de bulbo seco, y al ser la humedad relativa casi del 100% la temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo se aproximan hasta ser prácticamente iguales.

Para calcular esta nueva temperatura de bulbo seco se utiliza el diagrama psicrométrico:

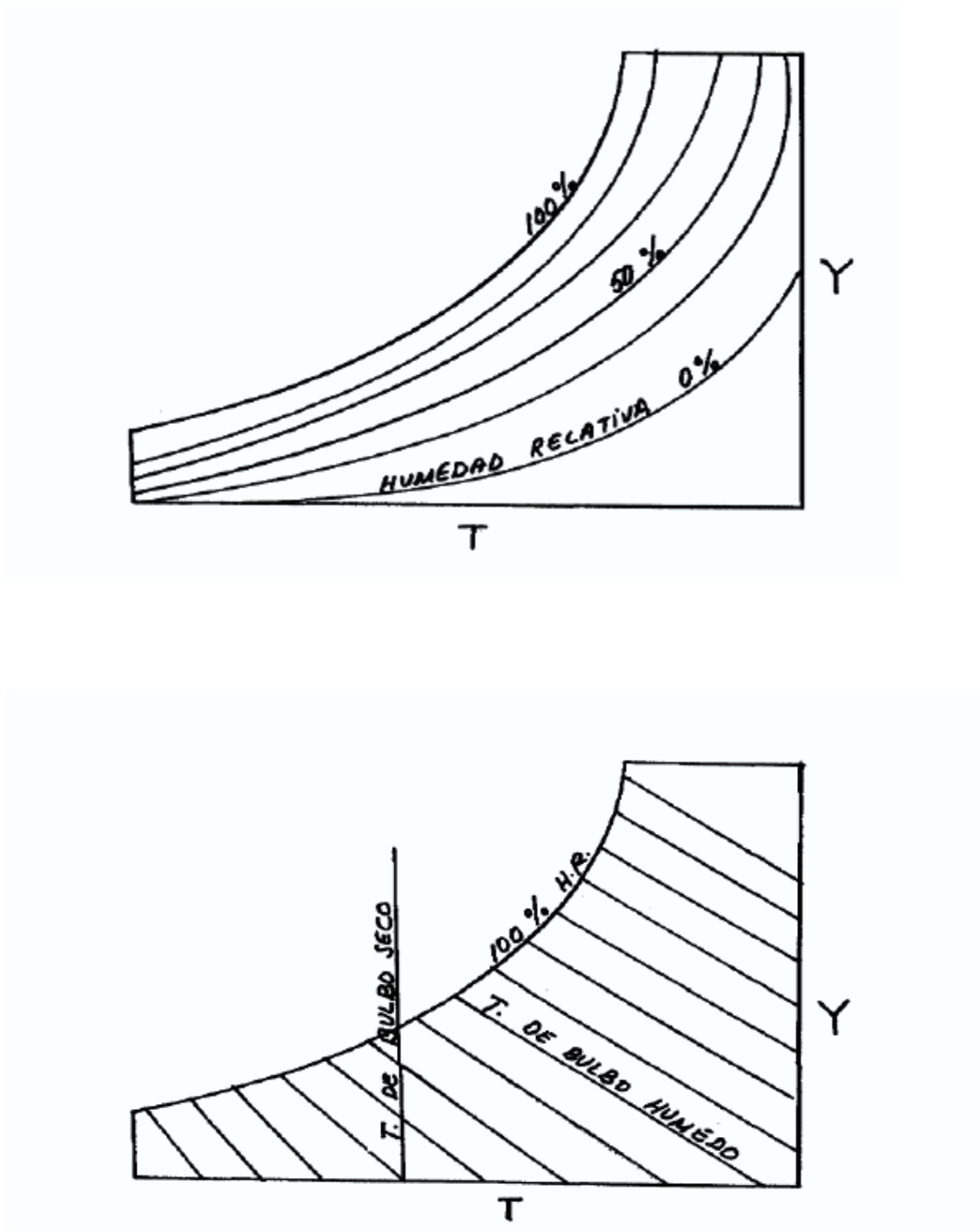


Figura 23. Diagrama Psicométrico.

Los datos de partida son la humedad relativa, la temperatura exterior, la relación de humedades, la presión y la temperatura de rocío. Dado que los puntos a buscar en el diagrama son muchos, no se puede hacer manualmente por lo que se necesitará resolver un sistema de ecuaciones.

La primera ecuación de dicho sistema se obtiene de la pendiente de la Tbh en el del diagrama psicométrico:

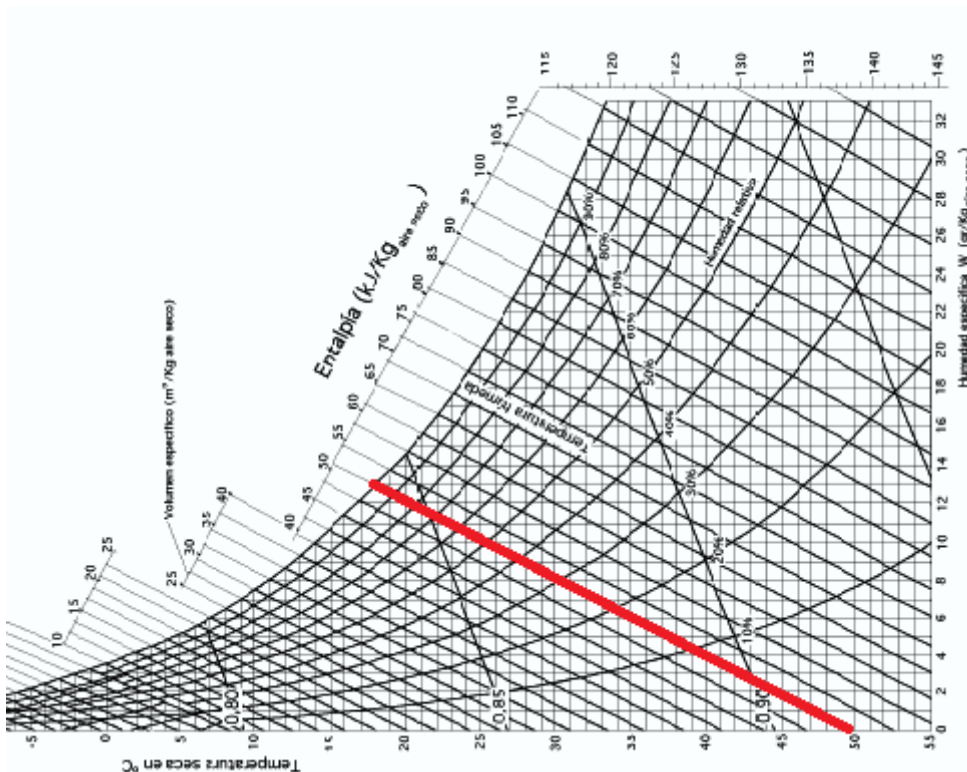


Figura 24. Diagrama psicométrico

Para ello se toman dos puntos:

Primer punto:

$$T_i = 25.5^{\circ}\text{C}$$

$$\Phi = 50\%$$

$$W_i = 10 \text{ gr/Kg de aire seco}$$



Segundo punto:

$$T_i = 18^\circ\text{C}$$

$$\Phi = 100\%$$

$$W_i = 13 \text{ gr/Kg de aire seco}$$

La ecuación de una recta es la siguiente:

$$y - y_0 = m \cdot (x - x_0)$$

Sustituyendo los puntos anteriores podemos sacar el valor de m , que es la pendiente:

$$13 - 10 = m \cdot (18 - 25.5)$$

$$m = -\frac{2}{5}$$

Finalmente la ecuación de la recta que se va a utilizar es la siguiente:

$$w_i - w_{ex} = \frac{-2}{5} \cdot (T_i - T_{ex}) \cdot 10^{-3} \quad (1)$$

De esta expresión se conoce el valor de la w_{ex} y de T_{ex} .

La segunda ecuación del sistema de ecuaciones, se obtiene de la expresión de cálculo de la presión de saturación para condiciones adiabáticas:

$$P_{vs} = 2.36845 \cdot 10^{11} \cdot e^{\frac{-5406.1915}{T_s}} \quad (2)$$



La tercera ecuación es la siguiente:

$$w_s = 0.622 \cdot \frac{P_{vs} \cdot \varphi}{P_a - P_{vs} \cdot \varphi} \quad (3)$$

La primera ecuación del sistema de ecuaciones es directamente la expresión (1), la ecuación (4) se obtiene de despejar en (3) P_{vs} , sustituirlo en la ecuación (2) y finalmente despejar T_s . (ecuación (4))

$$T_s = \frac{-5406.1915}{\text{Ln}\left(\frac{P_a \cdot w_s}{2.36845 \cdot 10^{11} \cdot \varphi \cdot (0.622 + w_s)}\right)} \quad (4)$$

En esta última expresión T_s va a ser la temperatura interior que va a estar saturada, y w_s la relación de humedades interior.

$$T_i = \frac{-5406.1915}{\text{Ln}\left(\frac{P_a \cdot w_i}{2.36845 \cdot 10^{11} \cdot \varphi \cdot (0.622 + w_i)}\right)} \quad (4)$$

Finalmente el sistema de ecuaciones es el siguiente:

$$w_i - w_{ex} = \frac{-2}{5} \cdot (T_i - T_{ex}) \cdot 10^{-3} \quad (1)$$

$$T_i = \frac{-5406.1915}{\text{Ln}\left(\frac{P_a \cdot w_i}{2.36845 \cdot 10^{11} \cdot \varphi \cdot (0.622 + w_i)}\right)} \quad (4)$$

De este sistema ecuaciones se conoce únicamente la temperatura exterior que no se encuentra en condiciones de saturación como requieren las expresiones (2) y (3), por lo que se va a tomar como dato de partida la temperatura de rocío.



Midiendo la temperatura del punto de rocío, que es por definición la temperatura a la cual la presión real de vapor se hace igual a la presión de saturación, se podrá sacar a partir del diagrama psicrométrico la presión parcial del vapor de agua en aire húmedo y la relación de humedad del aire.

Luego con dicha temperatura de rocío se calculará la presión de rocío con la ecuación (2). Seguidamente se hallará el valor de la w_{ex} conociendo la presión de rocío en la expresión (3).

Una vez que se conocen los datos del ambiente exterior en condiciones saturación, se procede a resolver el sistema de ecuaciones. Como no es lineal, para su resolución es necesario partir de un valor estimado de T_i e iterar hasta que el valor de la última iteración y de la anterior se aproximen.

Para realizar estas iteraciones se hará uso del programa matemático MathLAB.

Al estar el aire que entra saturado, la temperatura de bulbo seco es igual que la temperatura de bulbo húmedo, ya que la presión parcial del vapor de agua en el aire será igual a la presión de saturación del vapor de agua a esta temperatura seca.

En el siguiente gráfico se muestran las temperaturas interiores que resultan como solución del sistema de ecuaciones. Hay que destacar que las temperaturas exteriores por debajo de 25°C se han convertido en 25 °C para poder resolver adecuadamente el sistema de ecuaciones.

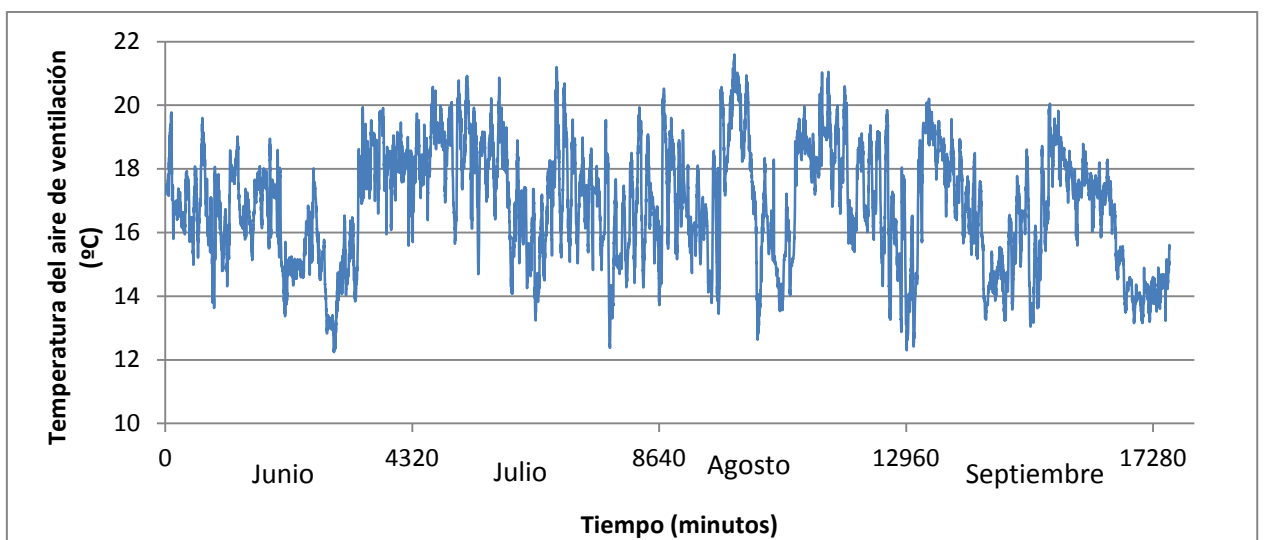


Figura 24. Temperatura del aire de ventilación impulsado después de la saturación al 95%.

Estudio con diferentes humedades relativas

A continuación se va a realizar un estudio con diferentes humedades relativas impuestas, para ver el descenso de temperatura que se produce en el aire que se introduce al interior del local. De esta forma, en situaciones en las que una saturación adiabática del 95% produzca humedades en el edificio, se puede recurrir a otros porcentajes de humedades relativas menos perjudiciales para el confort y para el interior del edificio.

Las humedades relativas con las que se va a realizar el estudio van desde 95% estudiado anteriormente hasta el 60%.

Para este rango de humedades tenemos los siguientes resultados de temperatura interior:

- Para el 80% de humedad relativa:

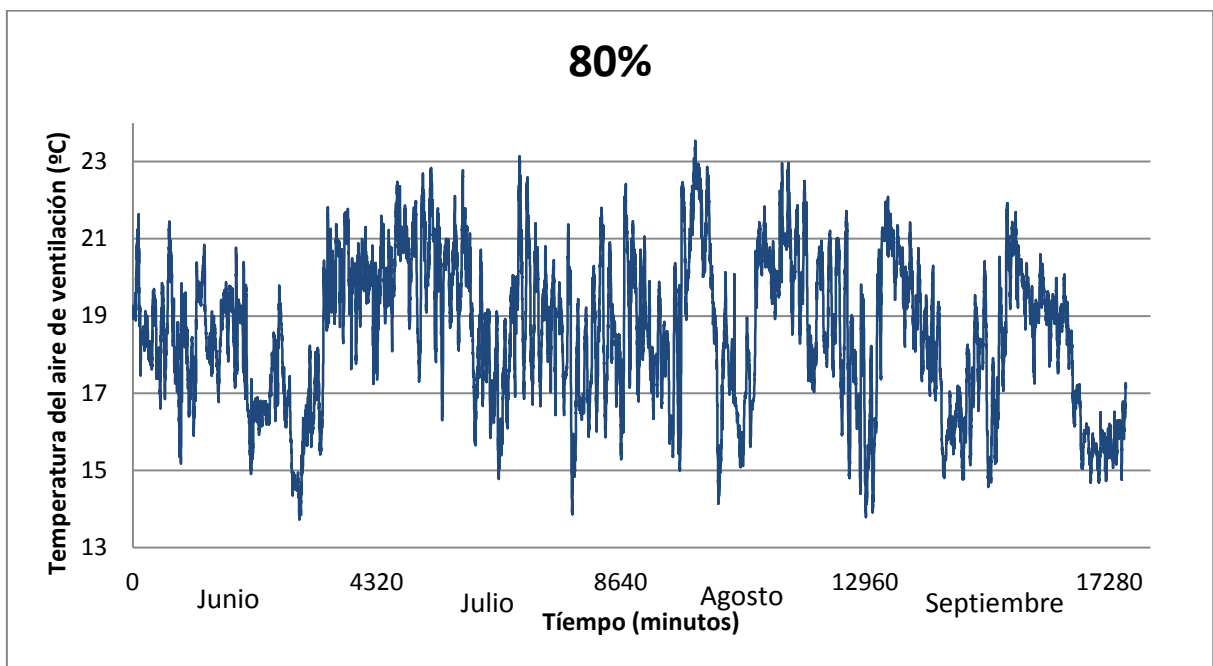


Figura 25. Temperatura del aire de ventilación después de la saturación al 80%.



- Para el 70% de humedad relativa:

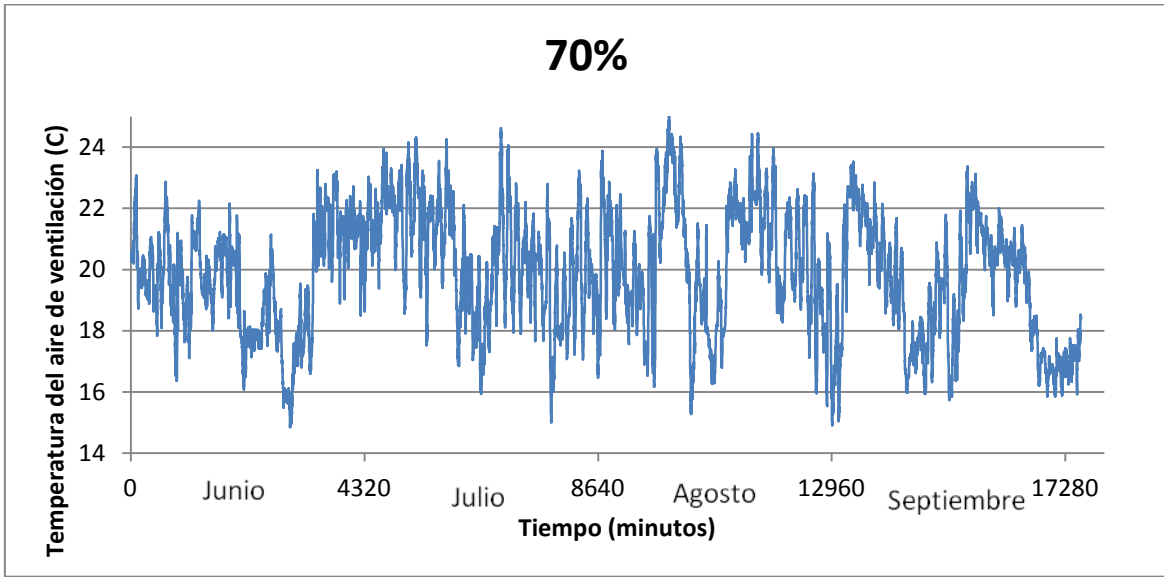


Figura 26. Temperatura del aire de ventilación después de la saturación al 70%.

- Para el 60% de humedad relativa:

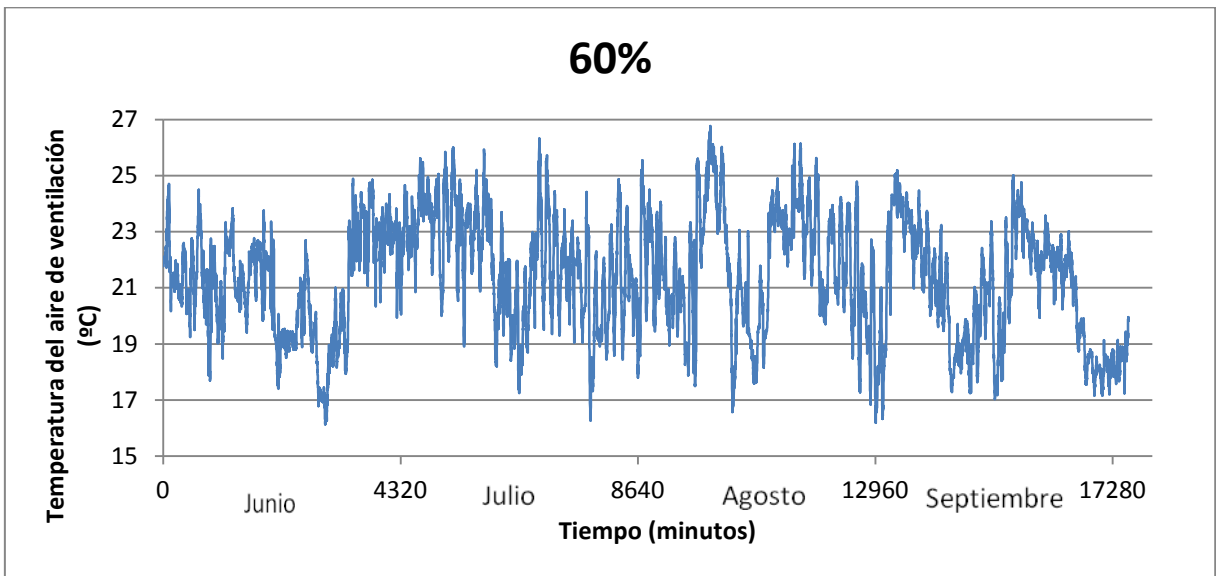


Figura 27. Temperatura del aire de ventilación después de la saturación al 60%.

En el siguiente gráfico se va a mostrar en conjunto las siguientes gráficas y se puede observar como la temperatura de aire que se introduce va disminuyendo al aumentar humedad relativa.

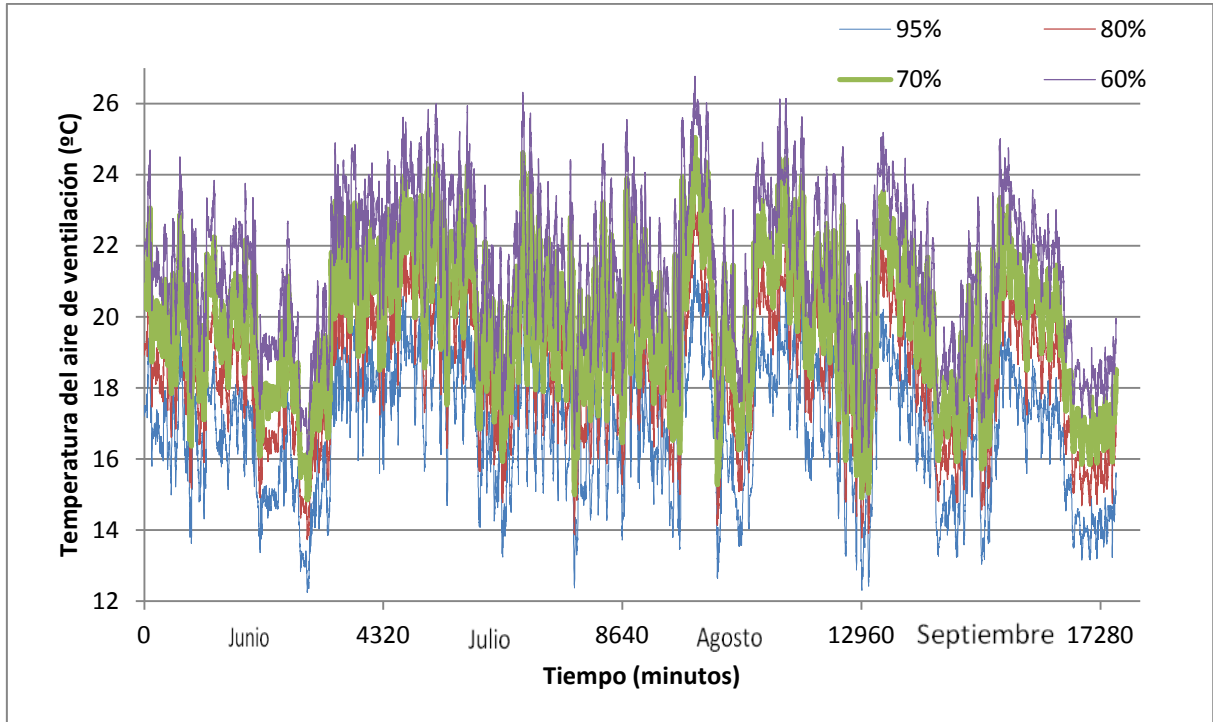
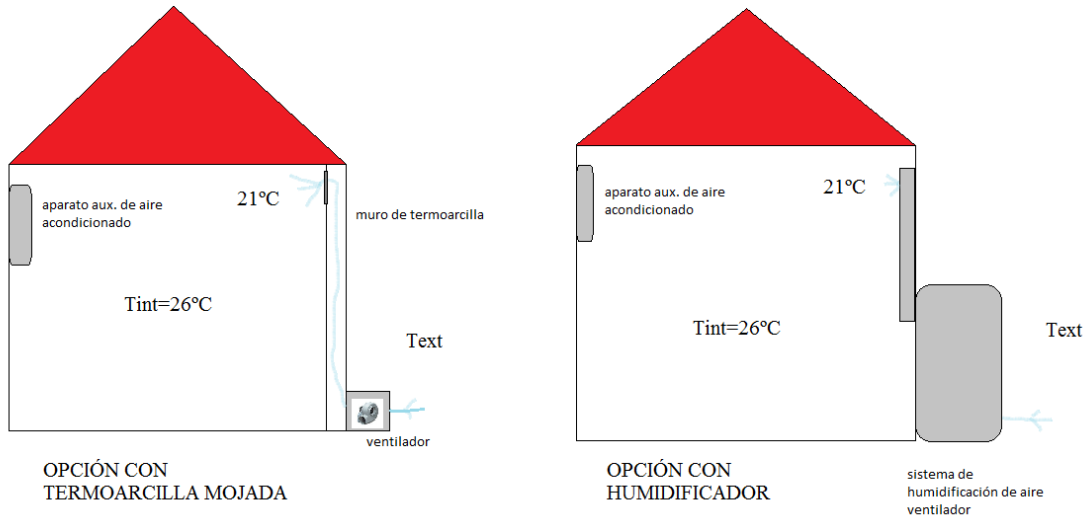


Figura 28. Comparativa de la temperatura del aire de ventilación a diferentes humedades relativas.

Se puede observar cómo debido a la saturación adiabática a la que ha sido sometido el aire que entra desde el exterior, su temperatura ha disminuido considerablemente, lo que se va a traducir en un ahorro en la energía necesaria para la climatización del edificio.

Esquemáticamente, las dos opciones que producen el ahorro de energía son las siguientes:



Ventilación

La introducción del aire del exterior saturado es el que utilizamos para la ventilación. A todo sistema de ventilación se le exigen unas ciertas condiciones como:

- Garantizar la renovación de aire por persona.
- No producir corrientes molestas en los locales a ventilar.
- El barrido tiene que ser uniforme.
- El sistema de ventilación no debe producir ruidos molestos.

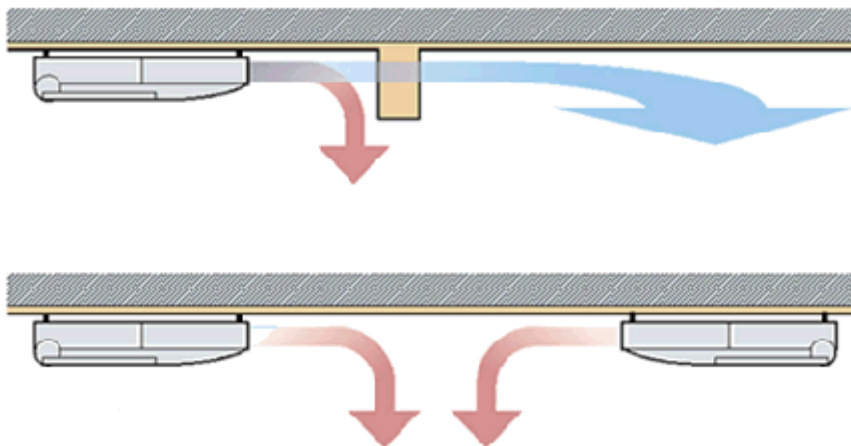
Para ventilar se utilizará una ventilación forzada. La potencia del ventilador que se va a necesitar para impulsar el aire al interior se calcula como sigue:

$$P_{ventilador} = \frac{\Delta P \cdot V_{vent}}{\eta} = \frac{50Pa \cdot 12.5 \cdot 10^{-3} \cdot m^3/s \cdot p \cdot 95 \text{ personas}}{0.6} = 98.95W$$

Hay que tener en cuenta que el ventilador sería necesario tanto en el caso sin saturación como con saturación, para impulsar el aire al interior, ya que para cumplir la norma el edificio tiene que tener una ventilación, como ya se comentó al principio.

La toma de aire se realizará en la parte más higiénica del exterior y la salida al local del aire estará ubicada en la parte superior. De esta manera se intentará aprovechar el efecto coanda.

El efecto coanda es la tendencia del fluido a adherirse y a seguir un contorno de la superficie sobre la que incide (siempre que la curvatura de la superficie sobre la que incide el fluido y el ángulo de incidencia del fluido no sean muy grandes)



La extracción se realizará por la parte inferior dónde la humedad será mayor.

Dado que el aire que entra al interior tendrá un humedad relativa del 95% y al mezclarse con el aire del local disminuye un 10% su humedad relativa, nos encontraremos por encima del intervalo de humedades relativas del RITE que es del 30-70%. Por lo tanto una mejor solución sería la de 80% de humedad relativa, o incluso menor, pero hay que tener en cuenta que el efecto de ahorro energético disminuye paralelamente a la relación de humedades.

Como prevención a un exceso de humedad se va a considerar la realización de un "night cooling" programado por la noche, previo a la entrada de los empleados, antes de las 7 de la mañana.

El "night cooling" es un método de utilización de las bajas temperaturas del aire exterior que se presentan por la noche y al amanecer, para bajar la temperatura interior del edificio. Además en este proyecto se utilizará también para disminuir la humedad relativa debido a la introducción del aire saturado durante el día a algunas horas del día.

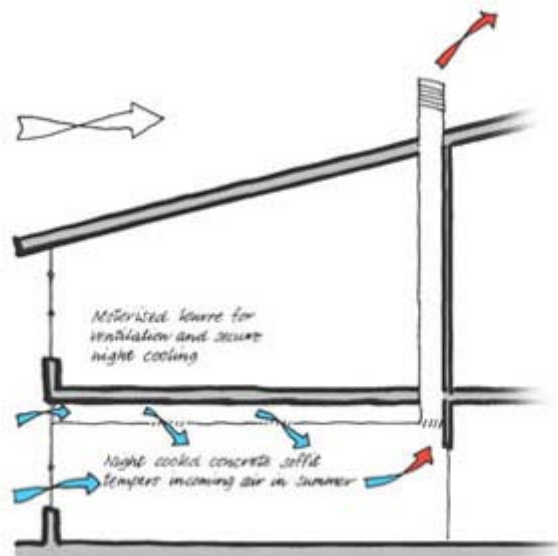


Figura 29. Representación del "night cooling".



Cálculo del ahorro energético

Debido a que se está introduciendo aire frío en la ventilación, se va a disminuir el consumo del aparato auxiliar de aire acondicionado.

$$AAC = DT - V_{vent} \cdot \rho \cdot (h_L - h_{vent})$$

Donde:

DT = Potencia térmica.

AAC = Potencia del equipo auxiliar de aire acondicionado.

V_{vent} = Caudal de ventilación.

h_L = Entalpía del local.

h_{vent} = Entalpía del aire saturado que se introduce desde el exterior.

ρ = Densidad.

Para calcular la entalpía específica total se utiliza la siguiente expresión, tomando como referencia la entalpía de referencia a 0°C, “r”:

$$h = h_a + h_v = C_{pa} \cdot t + w \cdot (C_{pv} \cdot t + r)$$

Donde:

$$C_{pa} = 1.0 \cdot \frac{KJ}{Kg \cdot K}$$

$$C_{pv} = 1.9646 \cdot \frac{KJ}{Kg \cdot K}$$

$$r = 2487.1 \cdot \frac{KJ}{Kg}$$

Para las condiciones del local, HR se va a considerar un 10% menor que la humedad relativa del aire saturado que se introduce desde el exterior, y $t = 26^\circ\text{C}$. Luego la entalpía interior variará desde 70 KJ/Kg de aire seco (95%), 62.5 KJ/Kg de aire seco (80%), 57.5 KJ/Kg de aire seco (70%), hasta 52.5 KJ/Kg de aire seco (60%). Para las condiciones del aire saturado del exterior, como la temperatura va cambiando y la relación de humedades también, se hará uso de MathLAB para resolverlo.



La ecuación a utilizar será la siguiente:

$$h_{vent} = 1 \cdot \frac{KJ}{Kg \cdot K} \cdot t_{inew} + w_{in} (1.9646 \frac{KJ}{Kg \cdot K} \cdot t_{inew} + 2487.1 \cdot \frac{KJ}{Kg})$$

Donde la temperatura, t tiene unidades de °C

Una vez conocidas las entalpías podemos calcular el ahorro energético:

$$PR = V_{vent} \cdot \rho \cdot (h_L - h_{vent})$$

PR= Potencia de refrigeración por ventilación.

Este estudio del ahorro energético se va a realizar a diferentes humedades relativas, comprendidas entre el 95% y el 60%.

La demanda térmica cubierta por la ventilación saturada para cada día, es la que se representa en las siguientes gráficas para las diferentes humedades relativas:

Para HR=95%:

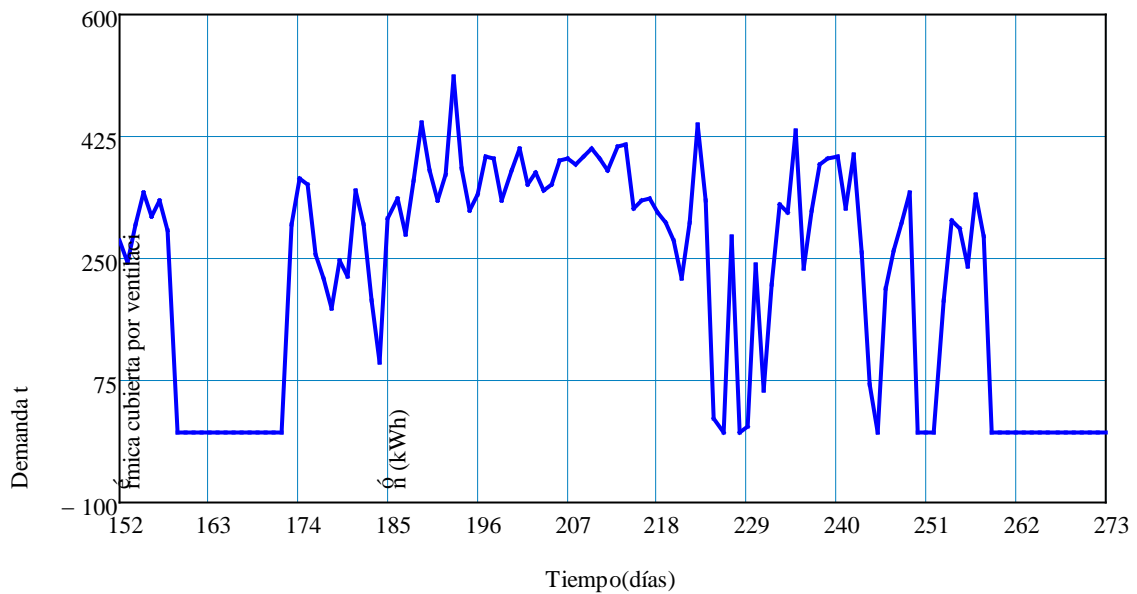


Figura 30. Demanda térmica cubierta por ventilación para una humedad relativa del 95%.

Para HR=80%:

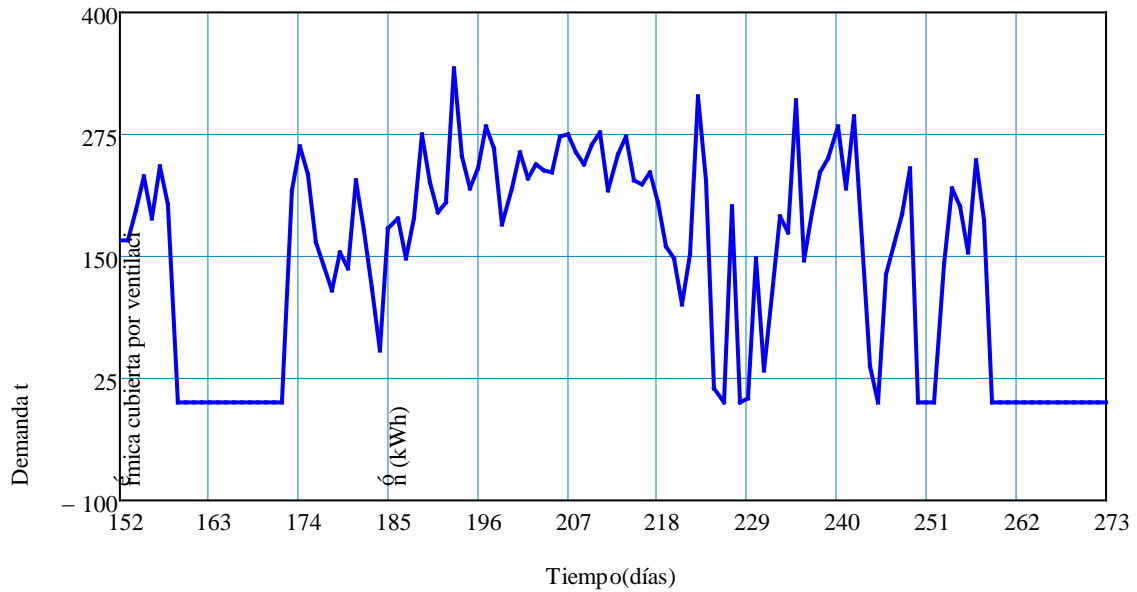


Figura 31. Demanda térmica cubierta por ventilación para una humedad relativa del 80%.

Para HR=70%:

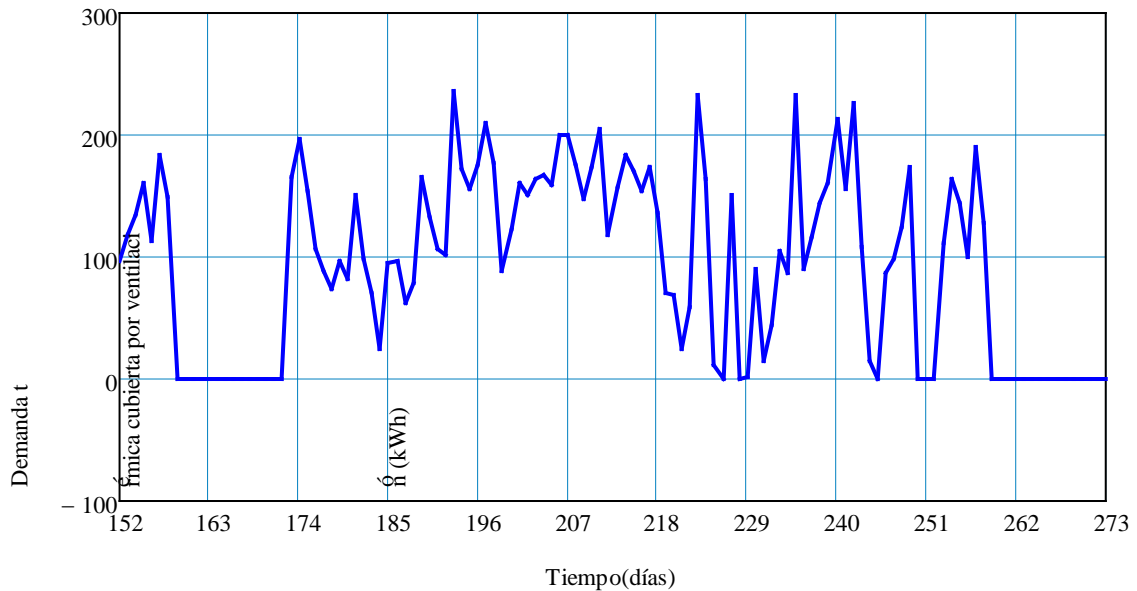


Figura 32. Demanda térmica cubierta por ventilación para una humedad relativa del 70%.

Para HR=60%:

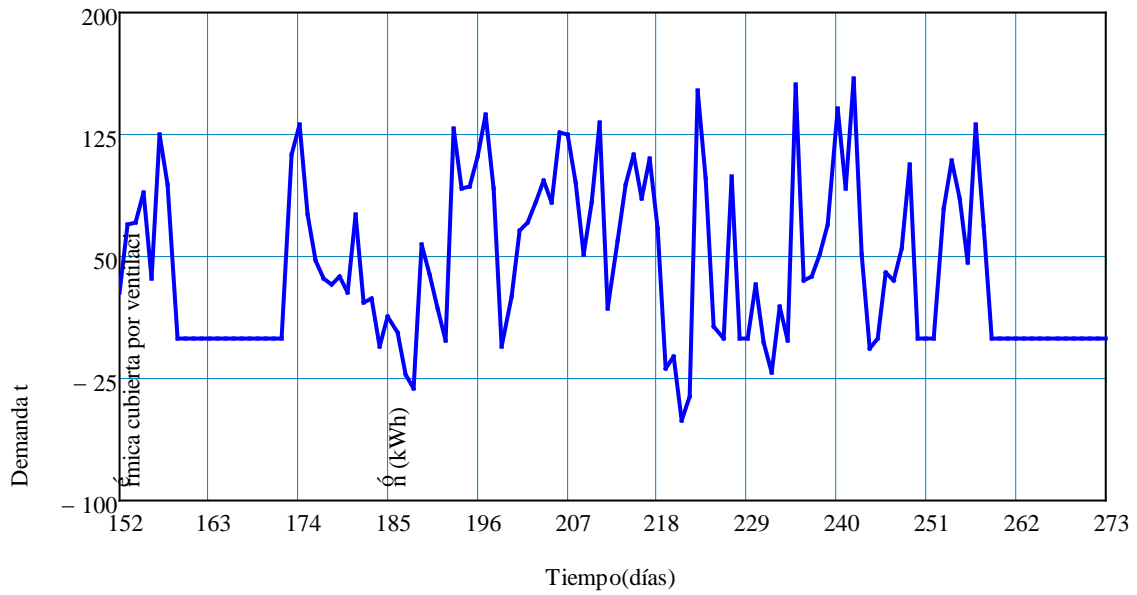


Figura 33. Demanda térmica cubierta por ventilación para una humedad relativa del 60%.

Se puede observar como al disminuir el HR lo hace también la demanda térmica cubierta por ventilación y por lo tanto el aporte de la máquina de aire acondicionado será necesariamente mayor.

Comparando la demanda térmica cubierta con la ventilación, con la demanda térmica que hay que cubrir en el edificio se puede observar el ahorro energético:

Para HR=95%

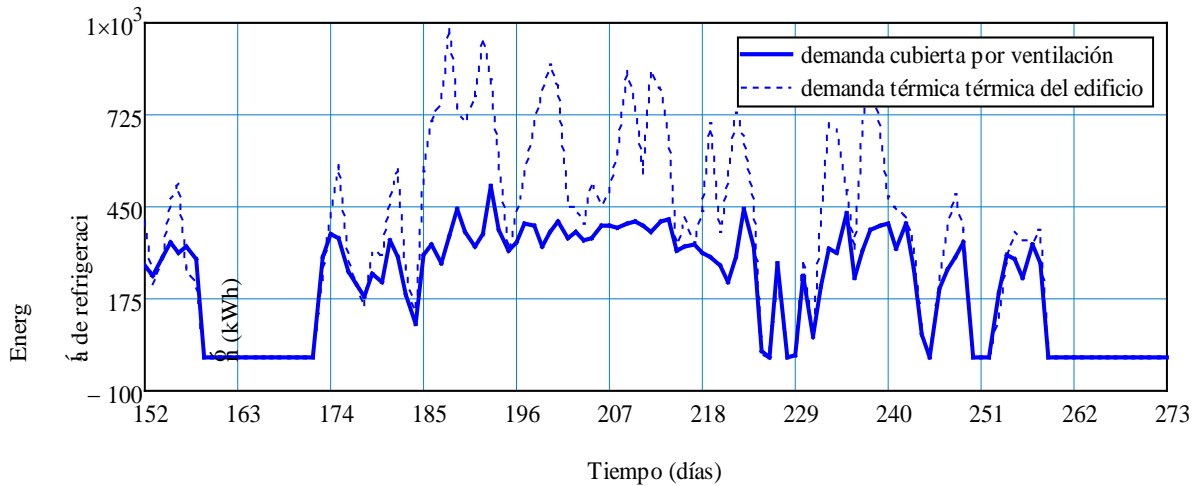


Figura 34. Demanda térmica cubierta por ventilación y demanda térmica de refrigeración del local, para una humedad relativa del 95%.

Dónde la línea discontinua es la demanda térmica del local a cubrir y la línea continua es la demanda térmica cubierta por la ventilación saturada adiabáticamente.

La diferencia entre la línea discontinua superior y la continua inferior muestra el aporte final necesario por el aparato auxiliar de aire acondicionado.

Se puede observar como casi todos los días la carga de ventilación no alcanza la demanda térmica a cubrir, por lo que es necesario utilizar el aparato auxiliar de aire acondicionado. La energía consumida por este, marcada por la diferencia entre las dos gráficas, ha disminuido claramente.

Lo mismo ocurre en los otros valores de la humedad relativa:

Para HR=80%

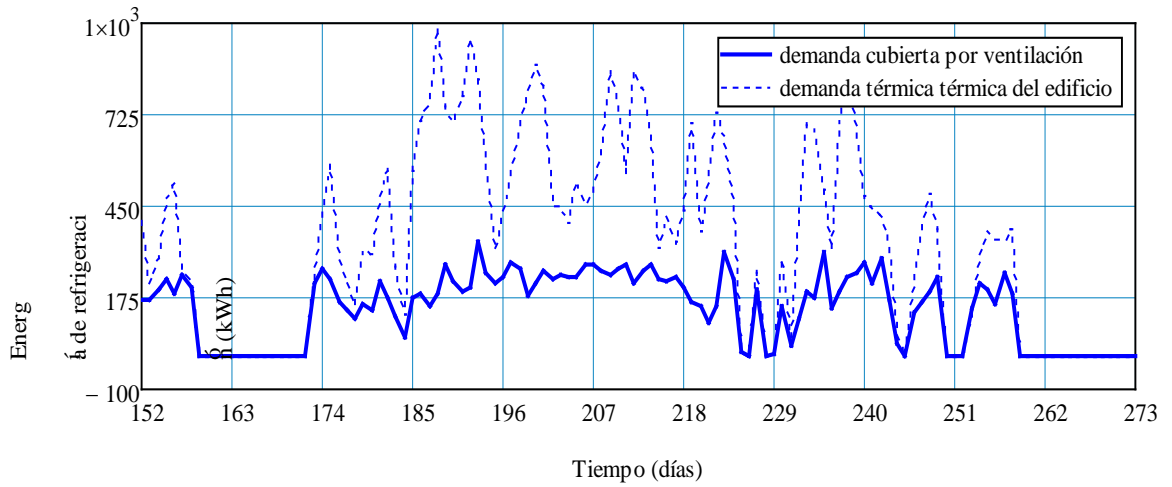


Figura 35 Demanda térmica cubierta por ventilación y demanda térmica de refrigeración del local, para una humedad relativa del 80%.

Se puede observar que al disminuir la humedad relativa, la distancia entre las dos gráficas se hace mayor y por lo tanto el consumo del aparato auxiliar de aire acondicionado.

Para HR=70%

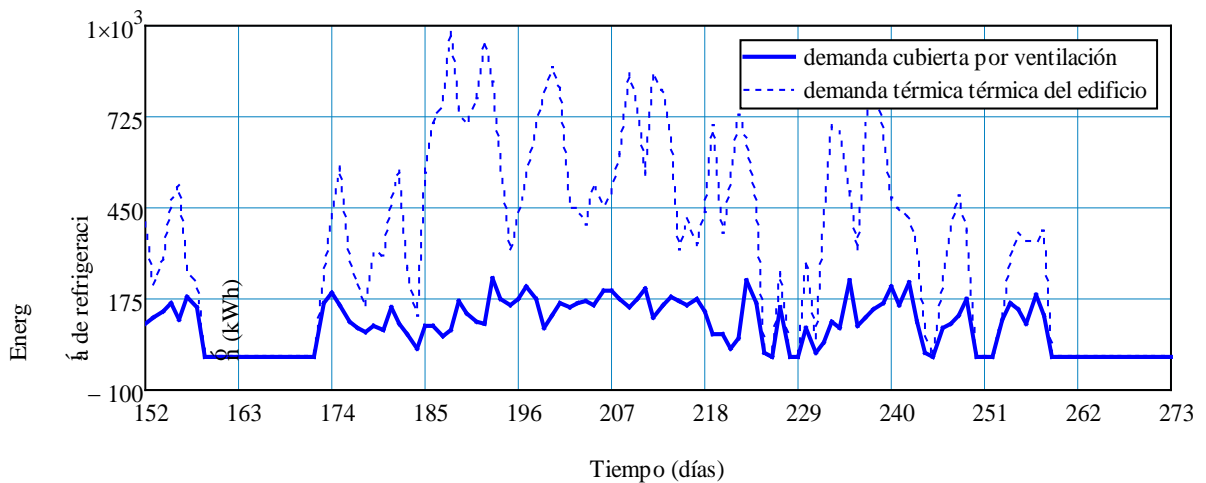


Figura 36. Demanda térmica cubierta por ventilación y demanda térmica de refrigeración del local, para una humedad relativa del 70%.



Para HR=60%

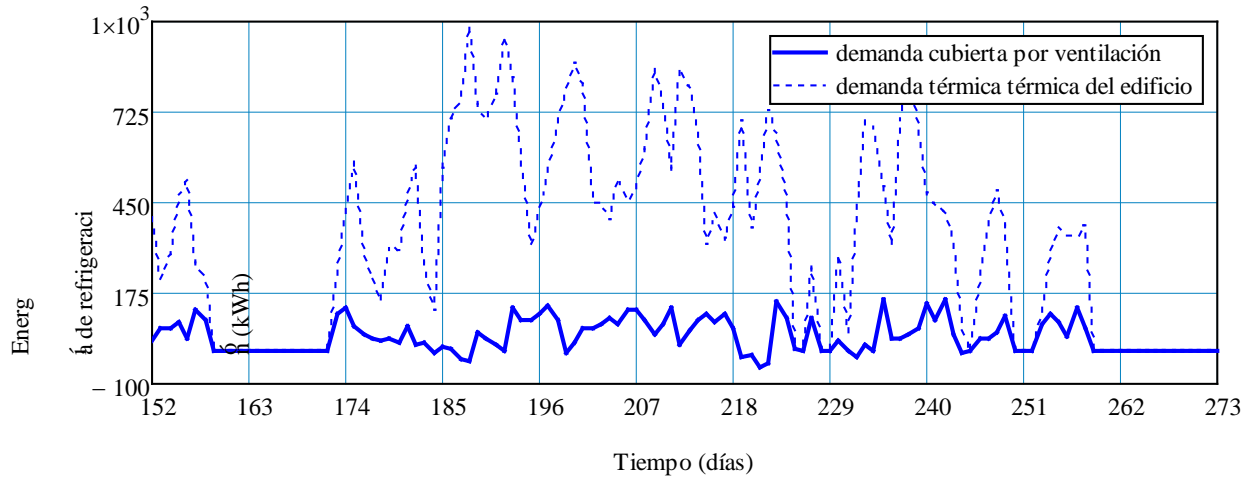


Figura 37. Demanda térmica cubierta por ventilación y demanda térmica de refrigeración del local, para una humedad relativa del 60%.

Se puede ver como la diferencia entre la demanda térmica del edificio y la demanda térmica cubierta por la ventilación cada vez se hace más grande al disminuir la humedad relativa, por lo tanto el aporte de la máquina auxiliar de aire acondicionado, como ya se ha dicho antes, cada vez es mayor.

Dicha diferencia, que deberá ser aportada por el equipo auxiliar de climatización, también está representada a continuación para cada HR y para cada día del verano, observándose la tendencia de crecimiento de la diferencia al disminuir la humedad relativa del aire de ventilación:

Para HR=95%

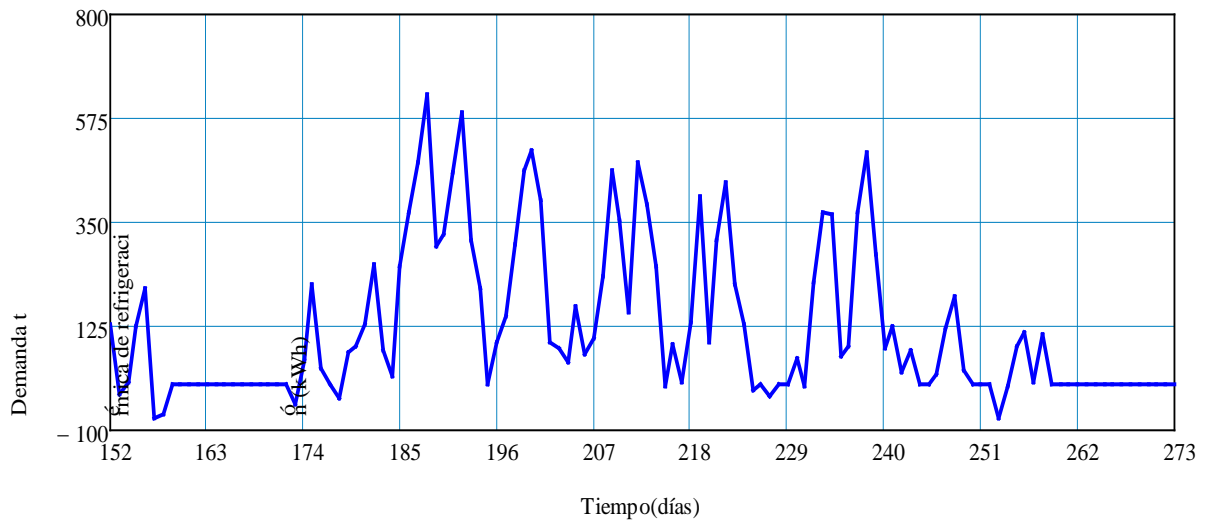


Figura 38. Diferencia entre la demanda térmica del edificio y la demanda térmica cubierta por ventilación, para HR del 95%.

Para HR=80%

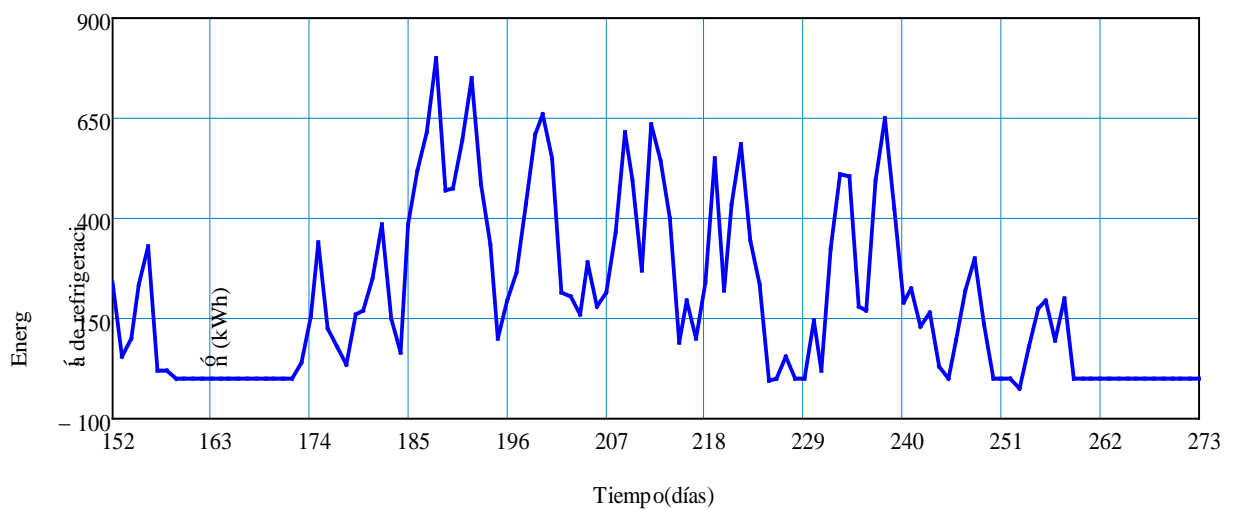


Figura 39. Diferencia entre la demanda térmica del edificio y la demanda térmica cubierta por ventilación, para HR del 80%.

Para HR=70%

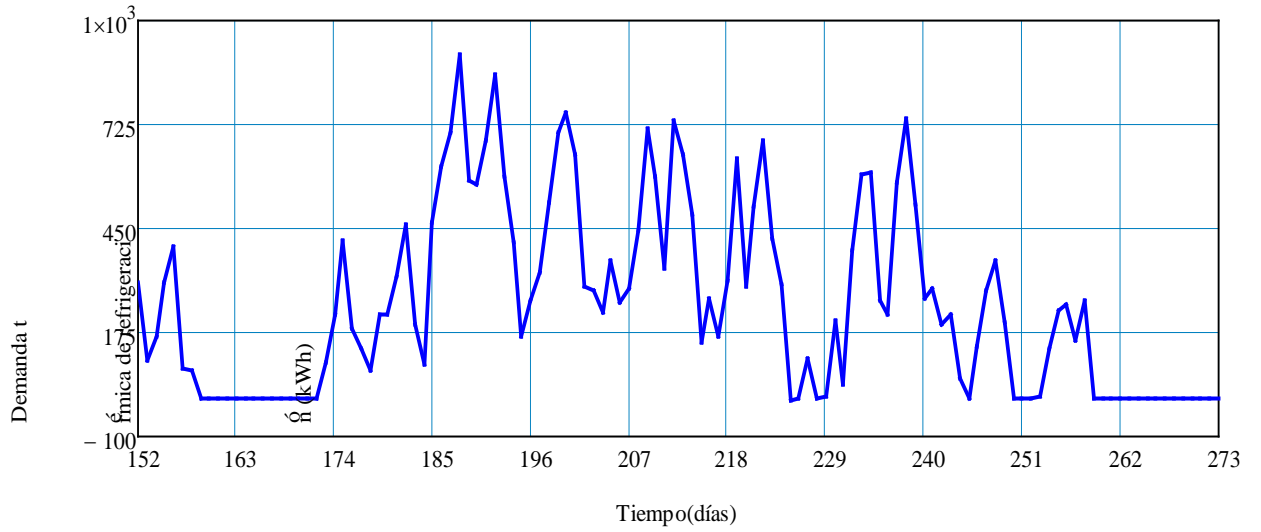


Figura 40. Diferencia entre la demanda térmica del edificio y la demanda térmica cubierta por ventilación, para HR del 70%.

Para HR=60%

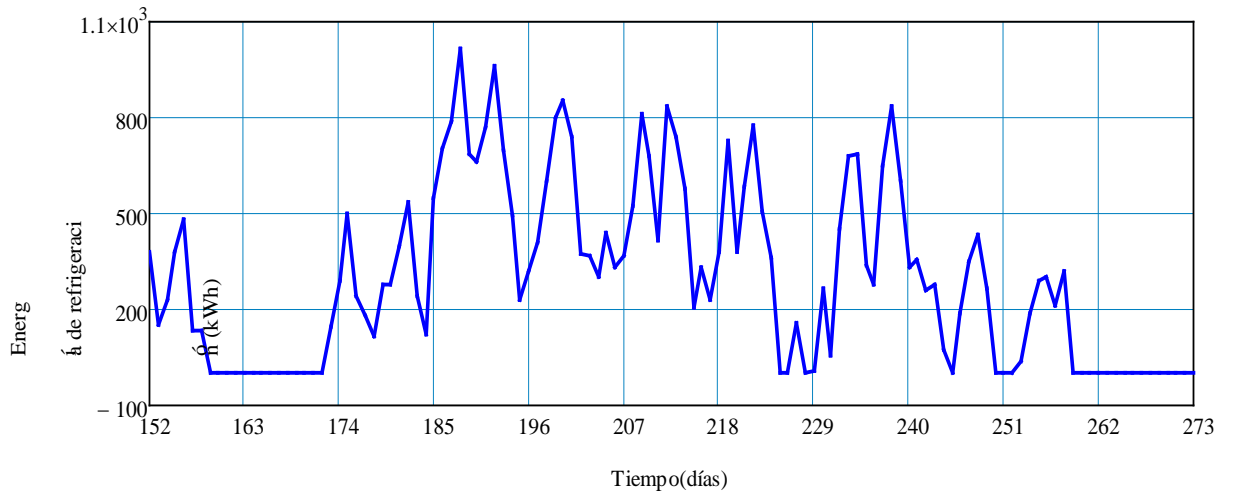


Figura 41. Diferencia entre la demanda térmica del edificio y la demanda térmica cubierta por ventilación, para HR del 60%.

A continuación se realiza un estudio del ahorro energético con los días de mayor temperatura exterior, de mayor carga térmica, de mayor carga de ventilación y de menor temperatura:

- Para el día que hubo mayor temperatura:

Para el HR=95%

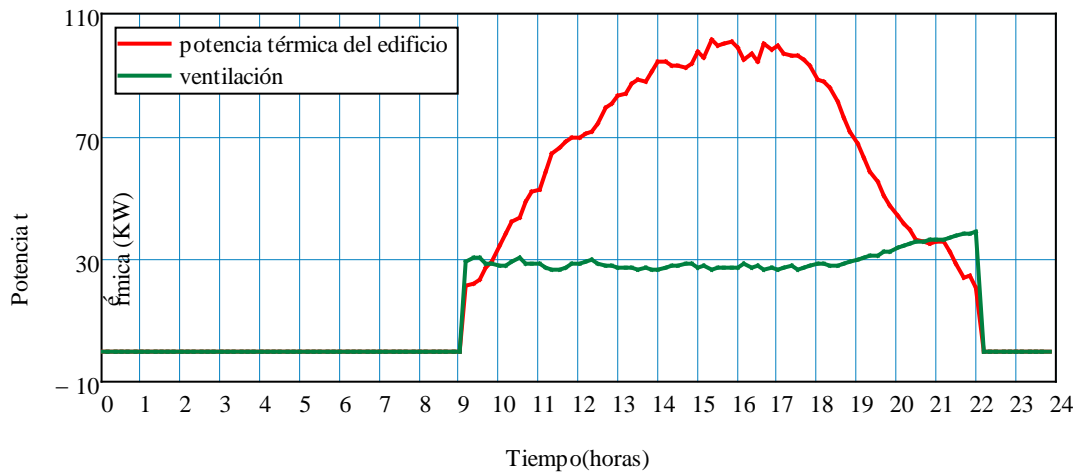


Figura 42. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 95%.

Se puede observar cómo al 95% de saturación del aire de ventilación, se cubre parte de la potencia térmica del edificio, teniendo un ahorro considerable de energía. Además, entre las 9 y las 10 de la mañana y después de las 8:30 de la tarde, la corriente de ventilación cubre en exceso las necesidades de climatización.

Debido a esta situación se va a utilizar un sistema de compuerta variable con un servomotor, de tal manera que el sistema deje pasar el aire por el muro o por el sistema de ventilación con saturación, o directamente al edificio, según la demanda.

Para esta situación, en la que la potencia demandada está por debajo de la aportación por ventilación, se dejará pasar el aire de ventilación directamente al edificio sin pasar por el sistema de humidificación, y cuando la potencia demanda sea mayor que el aporte por ventilación, se dejará pasar el aire por el sistema de humidificación.

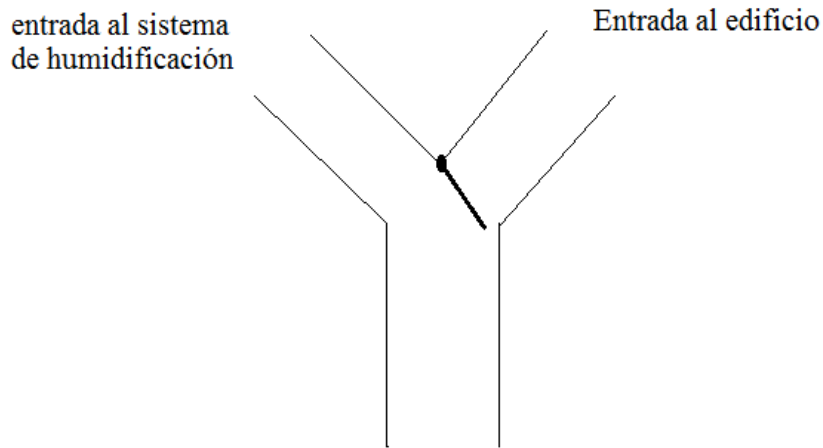


Figura 43. Representación de un sistema de compuerta variable.

En los siguientes gráficos se podrá observar como al disminuir la humedad relativa el aporte por ventilación irá disminuyendo, siendo necesario utilizar una mayor contribución por parte del aparato auxiliar de aire acondicionado.

Para HR=80%

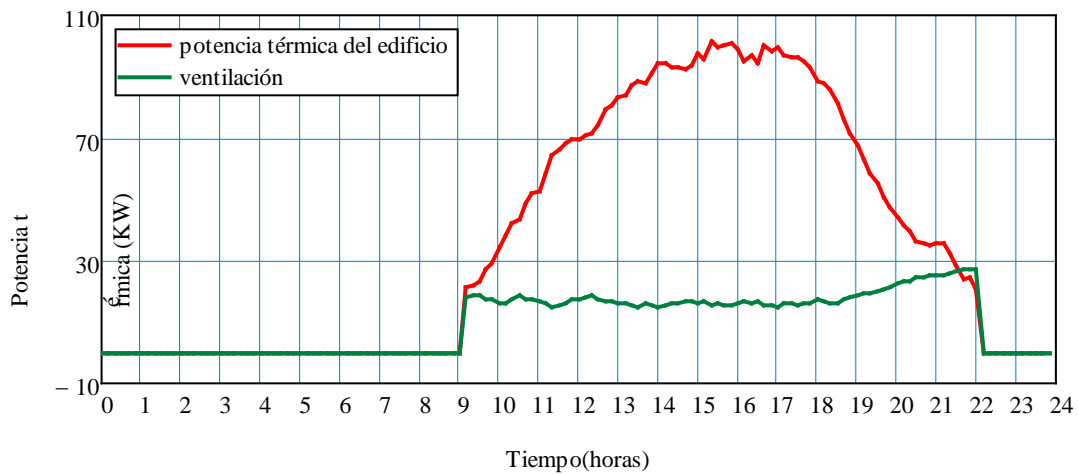


Figura 44. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 80%.

Para HR=70%

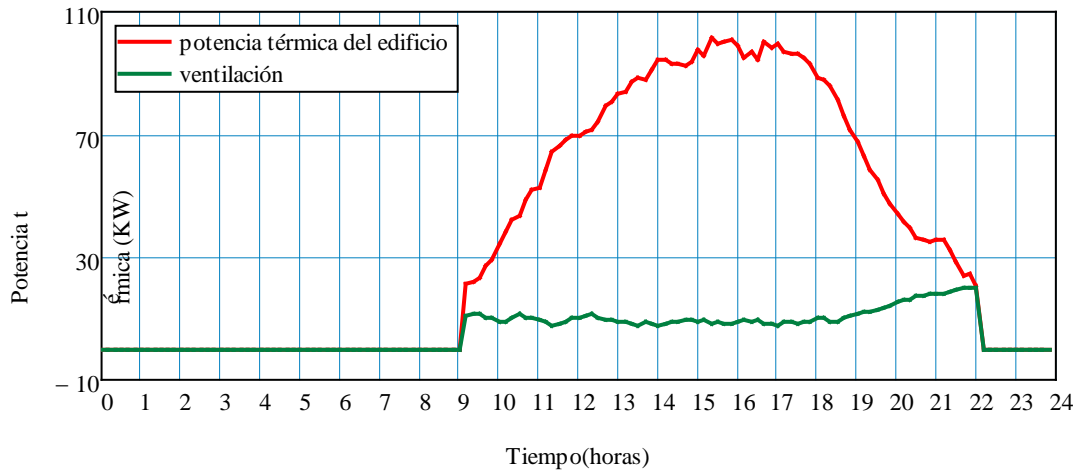


Figura 45. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 70%.

Para HR=60%

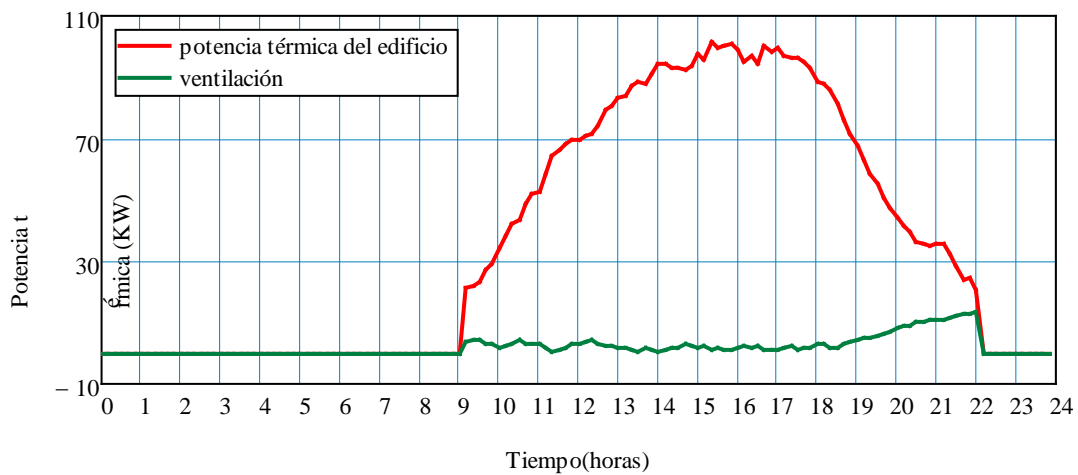


Figura 46. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 60%.

Con una humedad relativa del 60% a penas se cubre parte de la potencia demanda.

- Para el día más caluroso:

Para el día más caluroso el sistema tiene el mismo comportamiento que en el caso anterior, con cada humedad relativa. Al disminuir la humedad relativa del aire de ventilación, aumenta la diferencia de alturas entre las dos gráficas, significando esto un aumento del aporte por parte del aparato auxiliar de aire acondicionado.

Para HR=95%

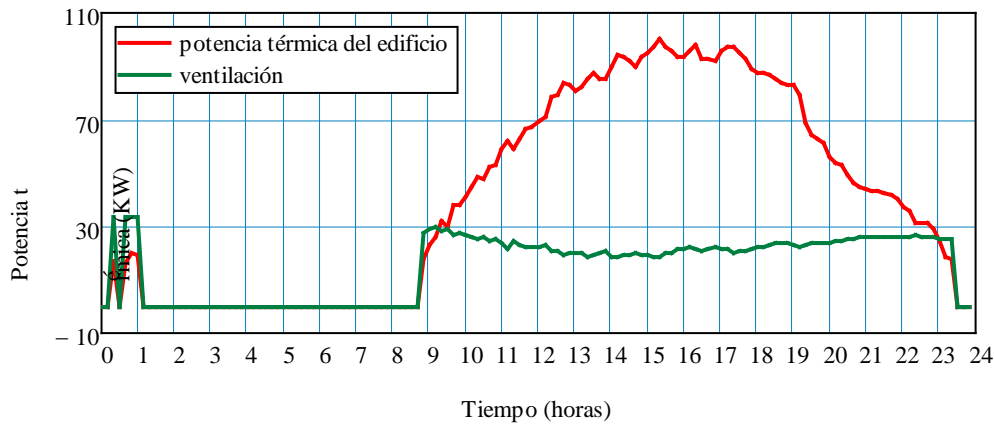


Figura 47. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 95%.

Para HR=80%

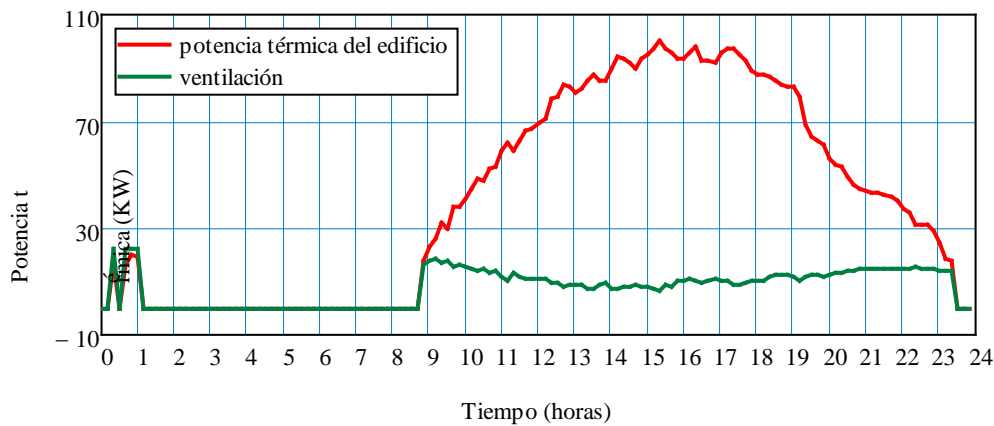


Figura 48. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 80%.

Para HR=70%

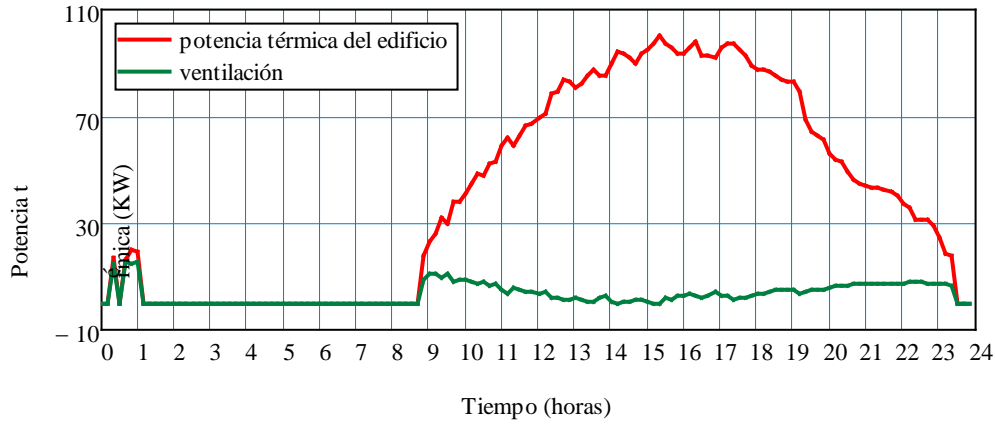


Figura 49. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 70%.

Para HR=60%

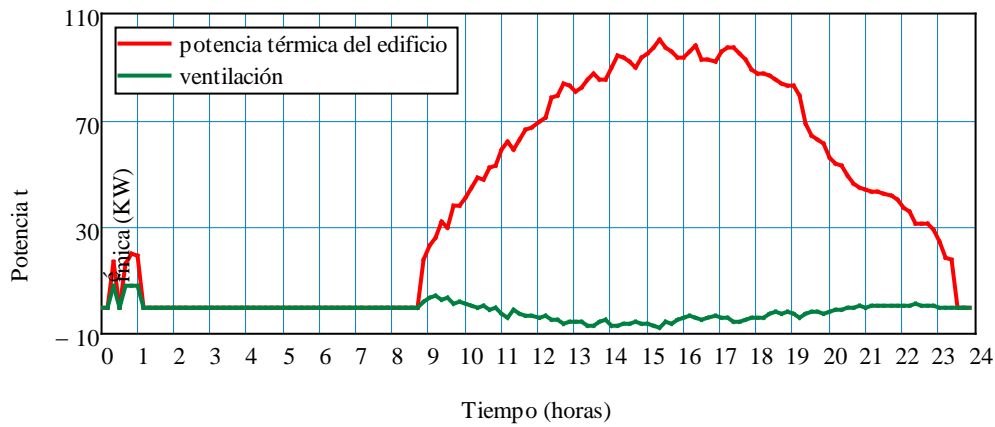


Figura 50. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 60%.

- Para el día con mayor aporte por ventilación:

Para HR=95%

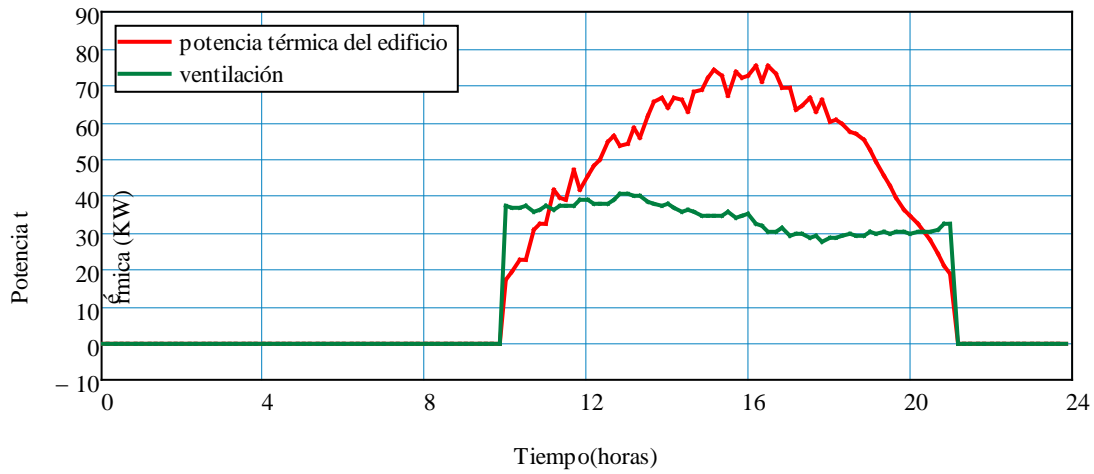


Figura 51. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 95%.

Se puede observar que el día con mayor aporte por ventilación se cubre el 50% de la potencia térmica, por lo tanto el ahorro va a ser del 50% en esta situación.

Al disminuir la humedad relativa dicho ahorro, también va disminuyendo, como se podrá observar a continuación.

Para HR=80%

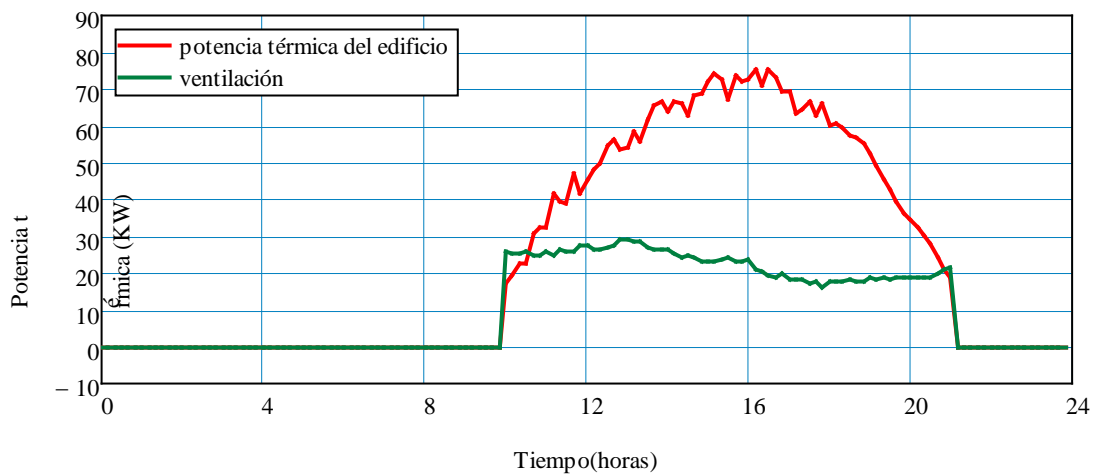


Figura 52. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 80%.

Para HR=70%

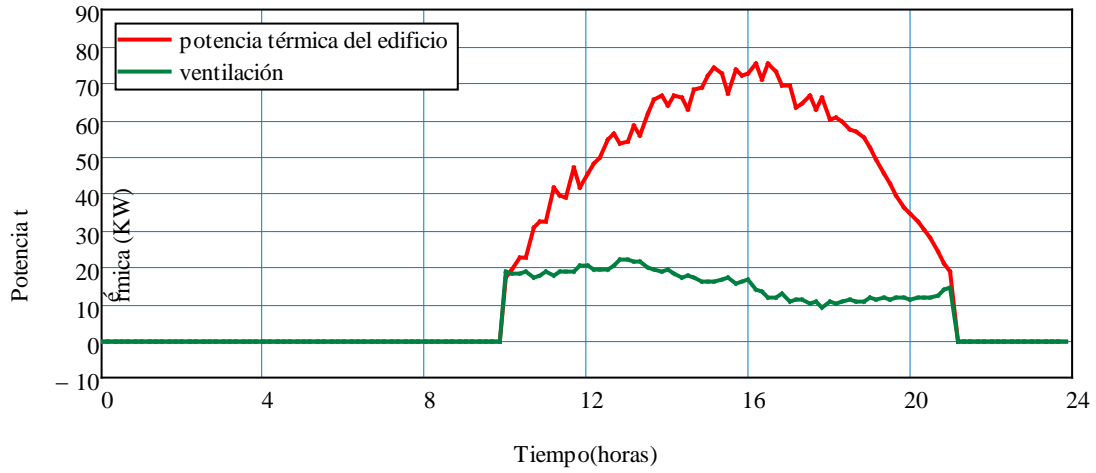


Figura 53. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 70%.

Para HR=60%

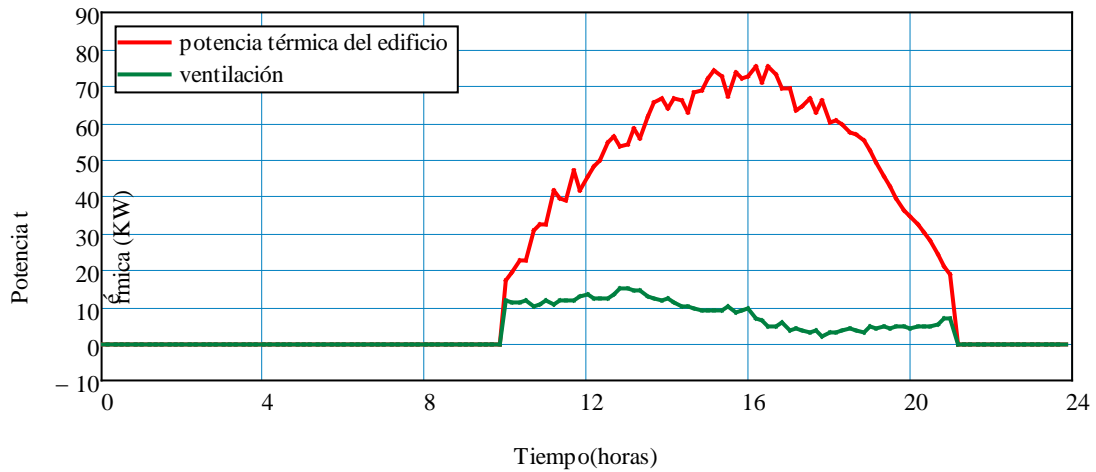


Figura 54. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para HR del 60%.



- Para el día de menor temperatura

Para el día de menor temperatura, para cada una de las HR estudiadas, la potencia térmica demanda es 0 por lo tanto no es necesario que funcione el aparato auxiliar de aire acondicionado.

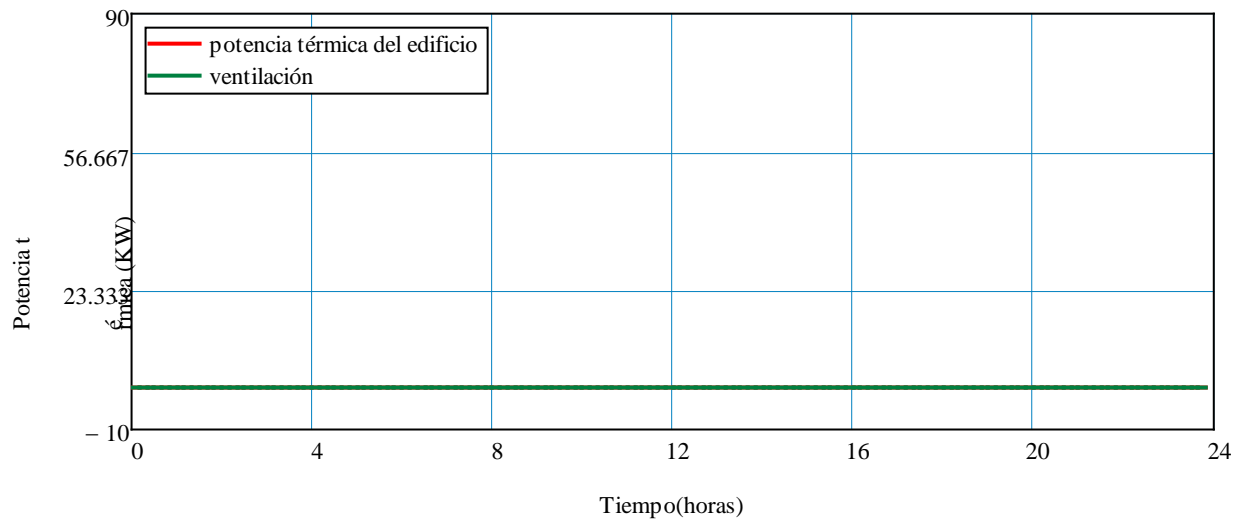


Figura 55. Potencia térmica del edificio y la potencia térmica de la ventilación para cualquier HR.



Ahorro económico aplicando técnicas de saturación adiabática.

Coste para cubrir la demanda energética

Para calcular el coste de cubrir la demanda energética para los cuatro meses de verano, primero se necesita sumar la demanda térmica de todos los días del verano:

$$dt_{\text{t}} := \sum_{\text{días}} (dt_{\text{días}})$$

$$dt_{\text{t}} = 41.920 \text{ KWh}$$

dt_t= demanda térmica

La energía de compresor se calcula como:

$$W_{\text{comp}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{\text{COP}} = \frac{dt_{\text{t}}}{\text{COP}} = \frac{41920}{2.7} = 15.530 \text{ KWh}$$

Dado que el coste de la energía es 0.18 € KWh, el coste para cubrir la demanda térmica:

$$\text{Coste demanda} = W_{\text{comp}} \cdot 0.18 \frac{\text{€}}{\text{KWh}} = 2.795 \text{ €}$$



Coste ahorrado con la saturación adiabática

Para calcular el coste ahorrado para los cuatro meses de verano, primero se necesita sumar la energía de refrigeración de la ventilación, para todos los días del verano. Para cada humedad relativa se tiene un valor:

HR(%)	Energía de refrigeración (KWh)
95	27080
80	17440
70	11340
60	5251

Tabla 24

La energía de compresor se calcula como

$$W_{comp} = \frac{Q_{evap}}{COP} = \frac{\text{Energía de refrigeración}}{COP}$$

HR(%)	W_{comp} (KWh)
95	10.030
80	6.459
70	4.202
60	1.945

Tabla 25

Dado que el coste de la energía es 0.18 € KWh, el ahorro debido a la saturación adiabática:

$$\text{Coste ahorrado} = W_{comp} \cdot 0.18 \frac{\text{€}}{\text{KWh}}$$



En la siguiente tabla aparece el coste ahorrado debido a la saturación adiabática del aire que introducimos para la ventilación del edificio:

HR(%)	Coste ahorrado(€)	Pagar(€)
95	1.806	989
80	1.163	1632
70	756	2.039
60	350	2.445

Tabla 26

El ahorro ha disminuido al disminuir la HR del aire de ventilación, luego para ahorrar en costes interesa una humedad relativa alta.

Lo que realmente hay que pagar para tener climatizado el edificio:

HR(%)	Pagar(€)
95	989
80	1632
70	2.039
60	2.445

Tabla 27

El coste de utilizar del aparato auxiliar de aire acondicionado aumenta considerablemente al disminuir la humedad relativa, por lo que se puede concluir que interesa introducir el aire con la mayor humedad relativa posible para ahorrar costes.



CONCLUSIONES

Después de realizar el estudio energético de climatización para este edificio, y comparando un sistema de climatización convencional con otro sistema de climatización basado en la saturación adiabática del aire de ventilación, se puede concluir que existe un significativo ahorro energético y consecuentemente económico, cuando se usa esta última tecnología.

Cuando el aire que se introduce para la ventilación se satura adiabáticamente, se disminuye la energía necesaria que tiene que aportar el aparato auxiliar de aire acondicionado.

Este ahorro resulta aún mayor cuando se aumenta la humedad relativa del aire de ventilación que se introduce en el interior del edificio, consiguiendo el mayor ahorro cuanto mayor sea la saturación. Pero dado que un alto nivel de saturación podría resultar excesivo según las consideraciones del conjunto de la normativa para un estado de confort, se va a optar como nivel adecuado de humedad relativa el valor 80%, aunque con ello se pierda una parte del ahorro.

Además se ha descubierto como para humedades relativas altas entre el 95% y el 80%, el ahorro en los días de mayor temperatura o más calurosos resulta ser del 30 % y en días con temperaturas medias de verano este ahorro ha ascendido al 50%.

Realizando un balance económico se ha comprobado que este ahorro económico para un edificio de oficinas con una superficie de 1116 m² localizado en la Comunidad de Madrid, es de 1.806 € para un saturación del 95%, descendiendo este a 1.163 € para una humedad relativa del 80%. Habrá, por lo tanto, que buscar una optimización de los factores económicos respetando las condiciones interiores de confort.

En consecuencia, este sistema de ventilación adiabática junto con el aparato de aire acondicionado auxiliar resulta ser una buena solución dentro del panorama energético actual, en el que se busca como objetivo principal reducir el consumo energético y consecuentemente disminuir las emisiones de CO₂.



NOMENCLATURA

U : Coeficiente global de transmisión de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$).

L_i : Espesor de la capa de material (m).

λ_i : Conductividad térmica de la capa i ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$).

h_i : Coeficiente de convección interior ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$).

h_e : Coeficiente de convección exterior ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$).

R_t : Resistencia térmica del muro ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$).

Q_{sen} : Calor sensible (W).

Q_{lat} : Calor latente (W).

Δt_e : Diferencia de temperaturas equivalente ($^{\circ}\text{C}$).

A : Área (m^2).

T_e : Temperatura seca exterior ($^{\circ}\text{C}$).

T_i : Temperatura seca interior ($^{\circ}\text{C}$).

T_s : Temperatura de saturación ($^{\circ}\text{C}$).

$T_{\text{Rocío}}$: Temperatura de rocío ($^{\circ}\text{C}$).

T_{e_csg} : Temperatura seca exterior de consigna para la climatización ($^{\circ}\text{C}$).

$T_{csg}V_i$: Temperaturas exteriores corregidas con la temperatura de consigna ($^{\circ}\text{C}$).

T_{media} : Temperatura media ($^{\circ}\text{C}$).

V_{vent} : Tasa de ventilación ($\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{persona}$).

ρ : Densidad (Kg/m^3).

C_{pa} : Capacidad calorífica del aire a presión constante ($\text{J}/\text{Kg} \cdot \text{K}$).

h_{fg} : Entalpía del aire (KJ/Kg).

w_e : Relación de humedades del exterior (gr de H_2O / Kgs de aire seco).

w_i : Relación de humedades del exterior (gr de H_2O / Kgs de aire seco).

w_s : Relación de humedades en condiciones de saturación (gr de H_2O / Kgs de aire seco).

V_{inf} : Caudal de infiltraciones (m^3/s).

L_{rendija} : Longitud de la rendija (m).

V : Volumen de aire infiltrado por la rendija (m^3).

$P_{\text{iluminación}}$: Carga térmica de iluminación (W).

P_{equipos} : Carga térmica de los equipos (W).

HR, Φ : Humedad relativa (%).

P_{vs} : Presión de vapor saturado (Pa).

P_a : Presión atmosférica (Pa).



ΔP : Variación de la presión en el ventilador (Pa).

η : Rendimiento del ventilador.

$P_{\text{ventilador}}$: Potencia del ventilador (KWh).

DT : Potencia térmica (W).

PR : Potencia de refrigeración (W).

dT : demanda térmica (KWh).

AAC : Potencia del aparato auxiliar de aire acondicionado (W).

V_{vent} : Caudal de ventilación (m^3/s).

h_L : Entalpía del local(KJ/Kg).

h_{vent} : Entalpía del aire saturado que se introduce desde el exterior (KJ/Kg).

r : Entalpía específica de referencia a $0^\circ C$.

t : Temperatura en $^\circ C$.

dt : Suma de la demanda térmica para todos los días del verano (KWh).

W_{comp} : Energía del compresor del aparato auxiliar de aire acondicionado (KWh).

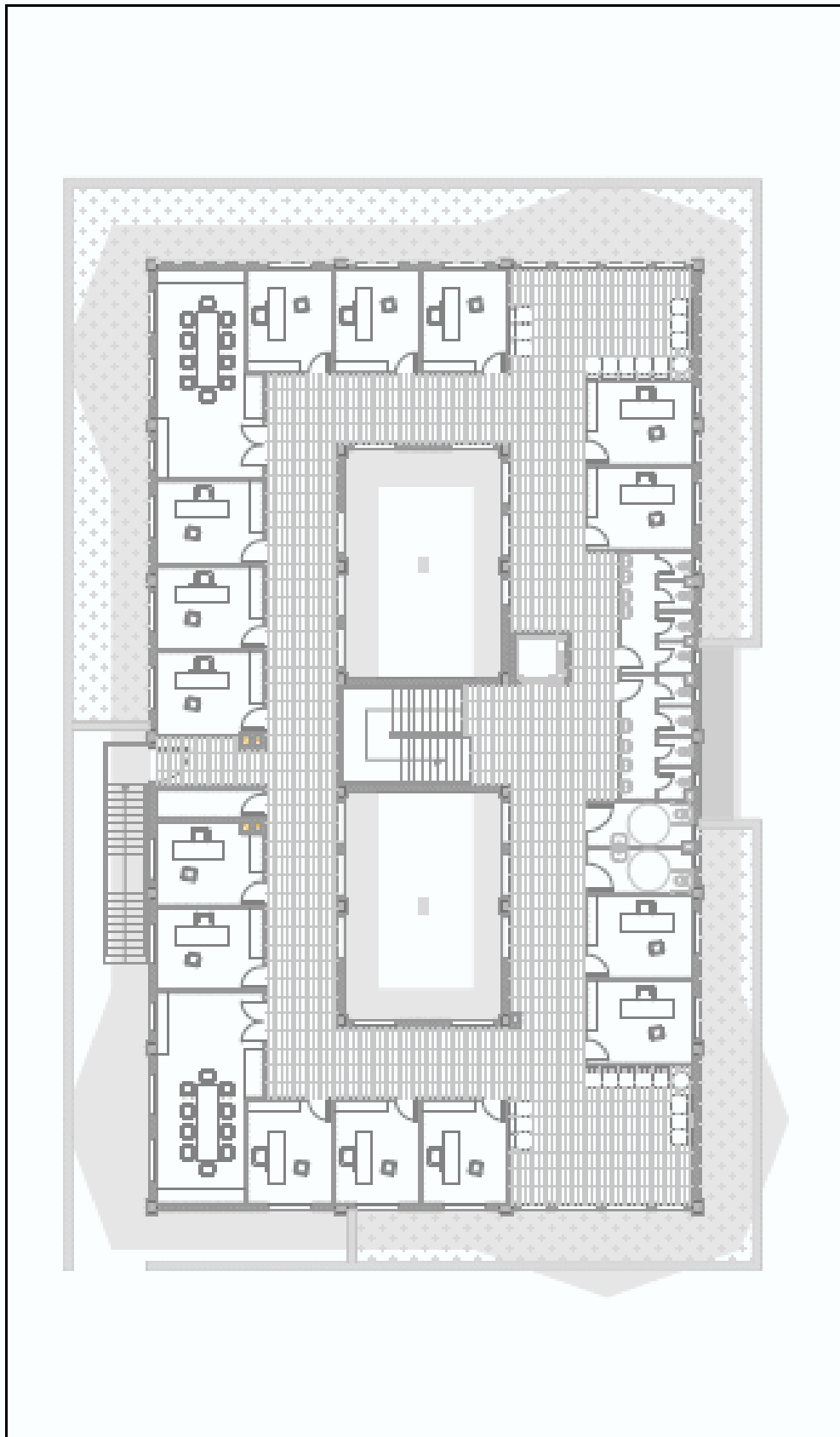
Q_{evap} : Energía del evaporador del aparato auxiliar de aire acondicionado (KWh).

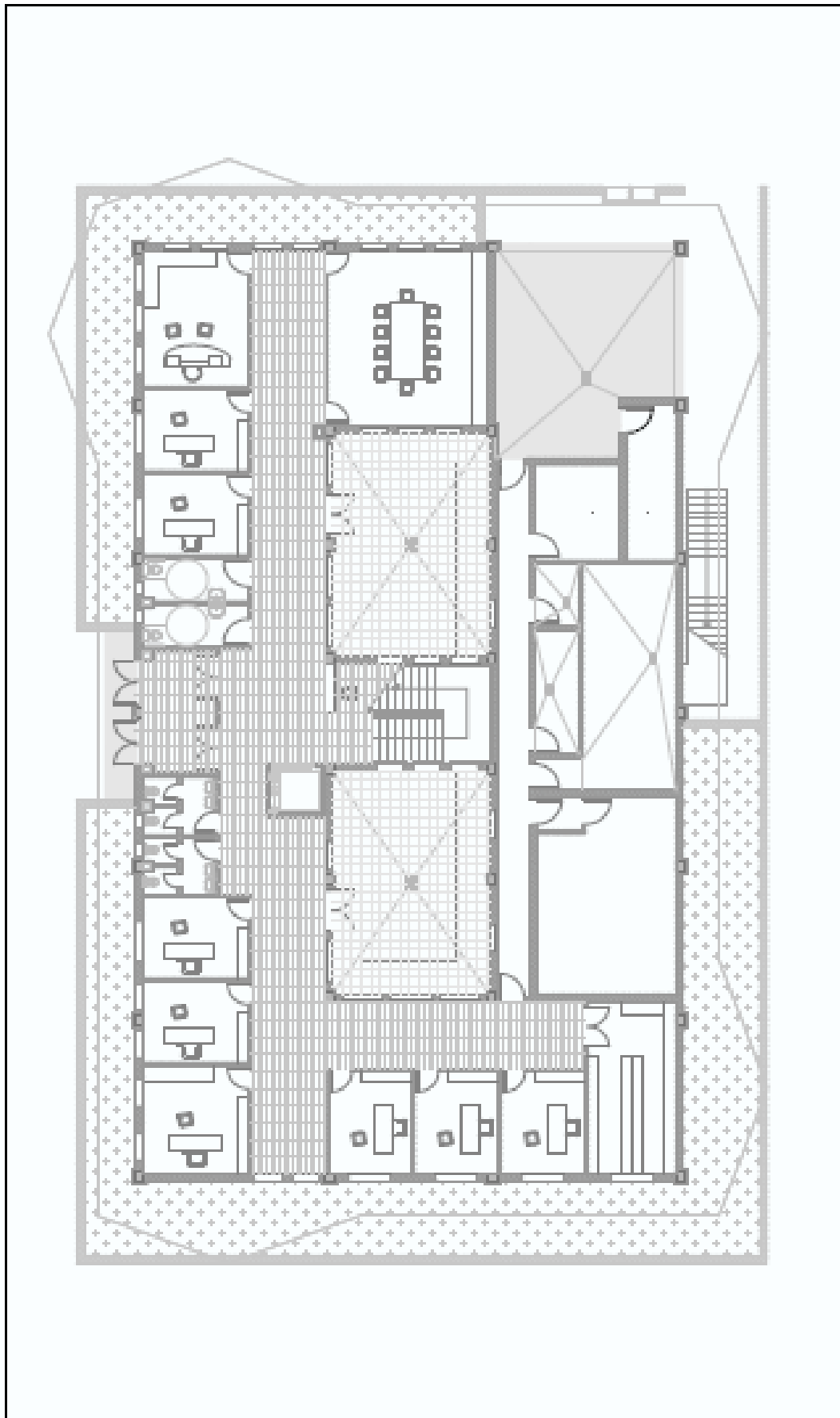
Coste demanda : Coste de cubrir la demanda térmica del local (€).

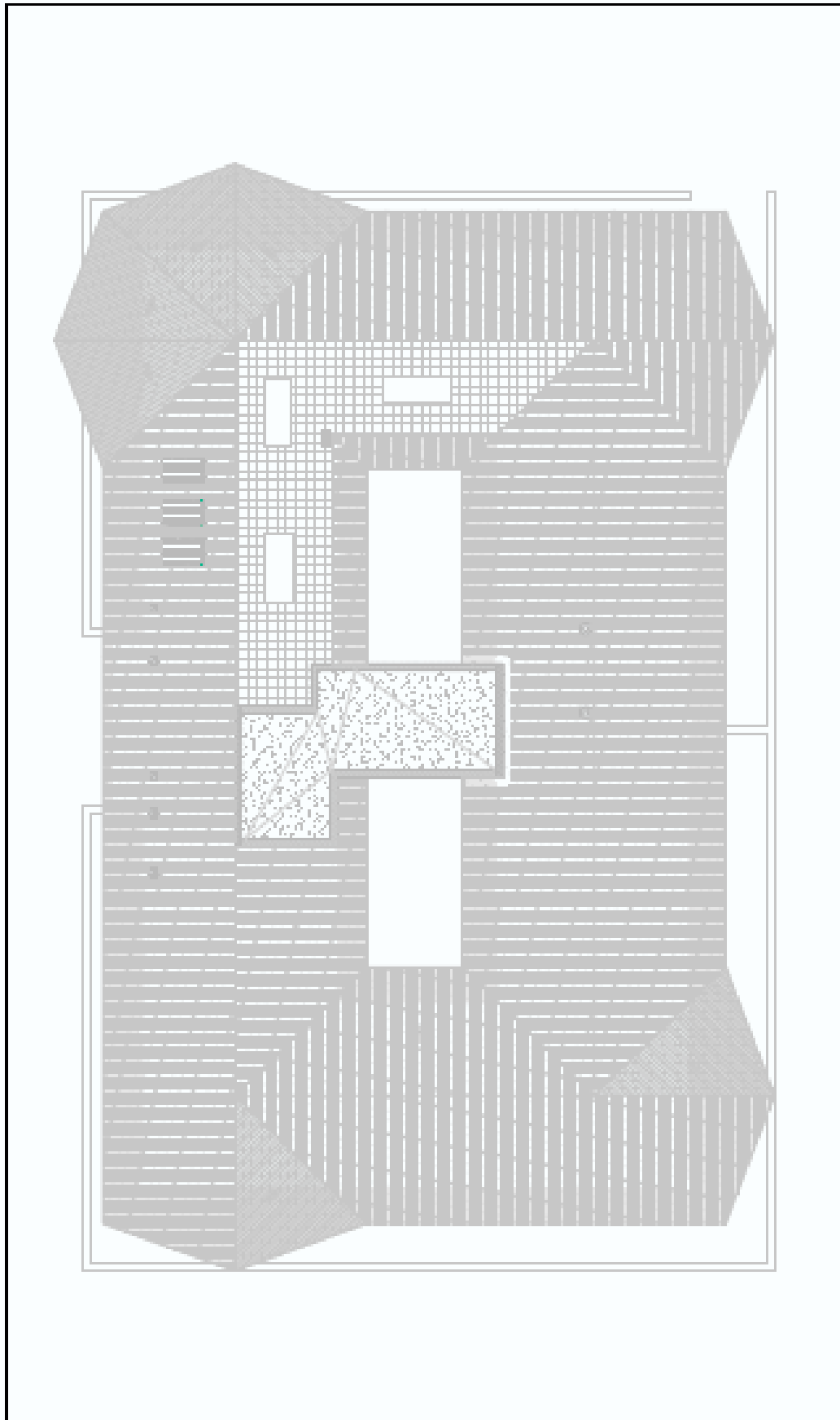
COP : Rendimiento del aparato de aire acondicionado.

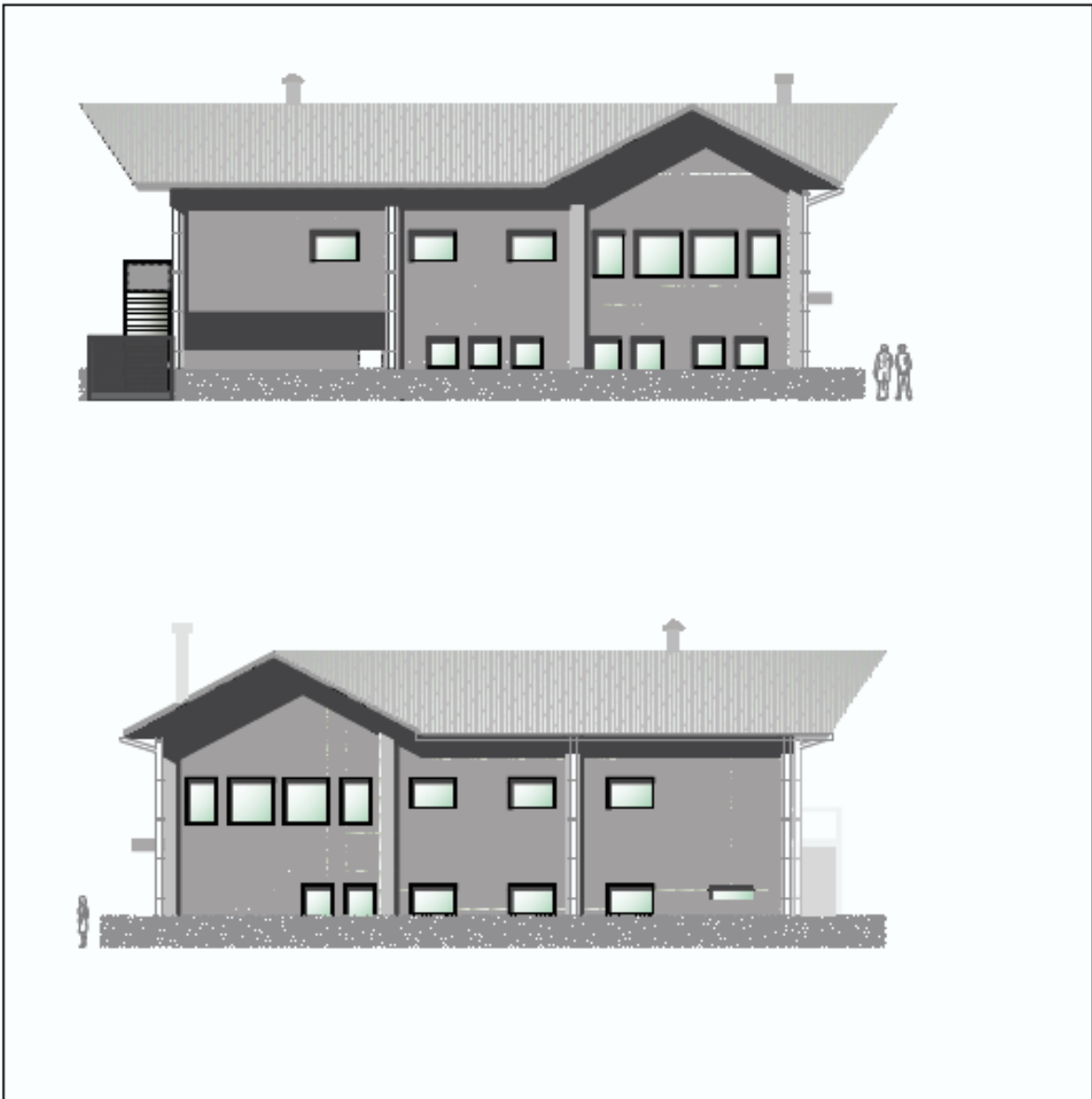


ANEXO: PLANOS DEL EDIFICIO

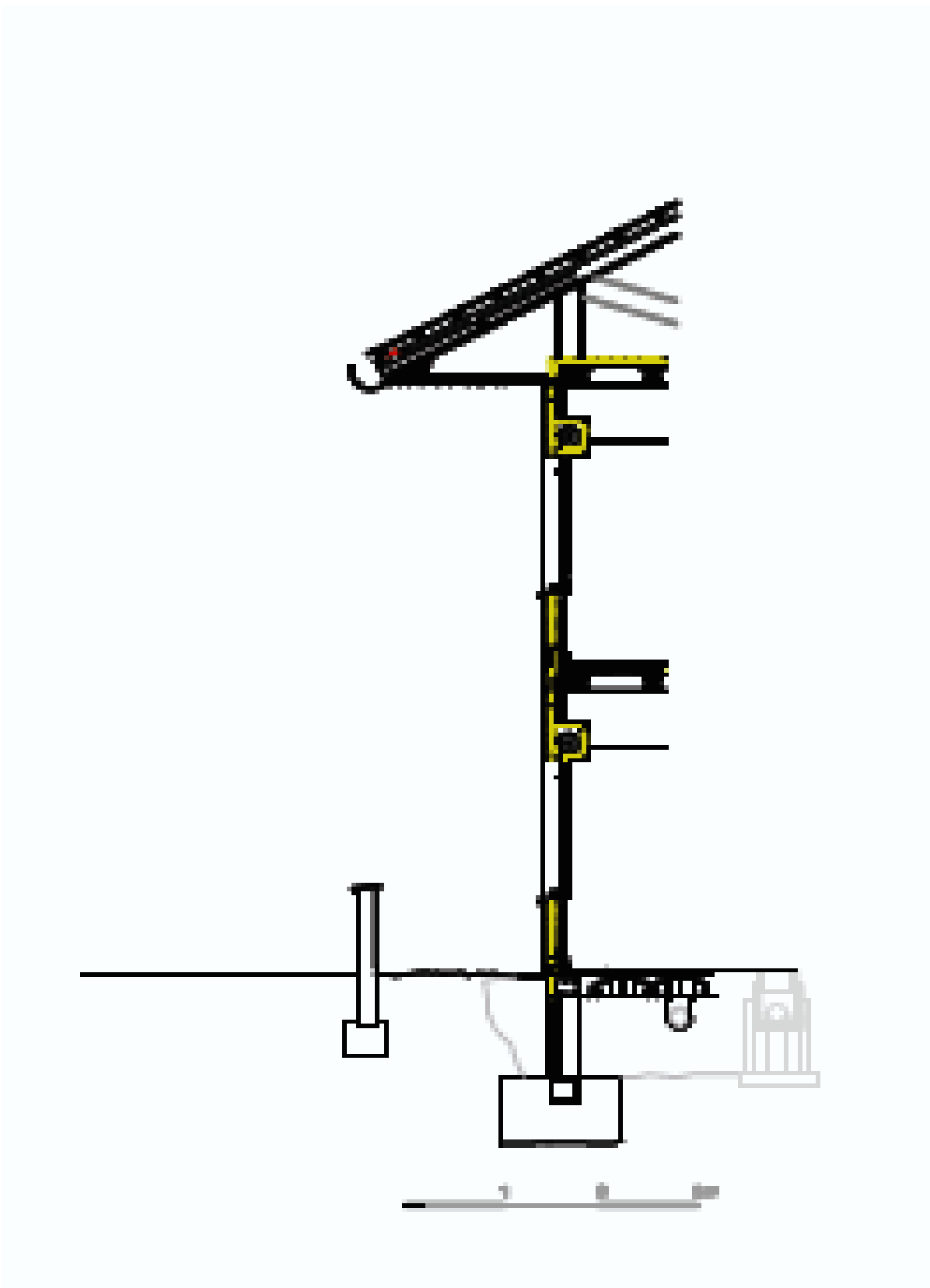














BIBLIOGRAFÍA

- <http://www.construmatica.com/>
- <http://www.weather.com>
- Documento básico HS Salubridad y de Ahorro de Energía.
- Manual de Climatización: cargas térmicas (Escrito por José Manuel Pinazo Ojer)
- la norma UNE 100001:2001
- La norma UNE 100014.
- Manual de Aire acondicionado de Carrier
- Norma UNE-EN 13779
- <http://www.passivent.com>
- <http://www.caloryfrio.com>
- <http://news.soliclima.com>
- <http://granadablogs.com>
- <http://www.arquitectura-bioclimatica.net>
- <http://arquiverdecr.blogspot.com>
- Apuntes de la asignatura de calor y frío industrial de la Universidad Carlos III de Madrid
- Planos del edificio de Irene Postigo
- Apuntes de la asignatura de termodinámica y termotecnia de la escuela de Ingeniería Agrarias
- Proyecto de climatización de un edificio de viviendas de Jorge Gallego Egado

