

CARACTERIZACIÓN TÉRMICA Y EVALUACIÓN DE DIVERSAS ESTRATEGIAS DE CONTROL DE CONDENSACIÓN EN VIGAS FRÍAS ACTIVAS

José Luis González Espín¹, Fernando Domínguez Muñoz², José Manuel Cejudo López² y Alberto Coronas Salcedo³

1: MADEL Air Technical Diffusion S.L., Barcelona, 08013, España,
jlgonzalezespín@gmail.com

2: Grupo Energética, Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Málaga,
Málaga, 29071, España, fdominguezm@uma.es, jmcejudo@uma.es.

3: Universidad Rovira i Virgili, Tarragona, 43007, España,
alberto.coronas@urv.cat

Resumen: *La aparición de condensación en la batería de intercambio de calor es uno de los principales problemas a evitar en una viga fría activa (VFA). En climas húmedos, por las infiltraciones de aire exterior, y en espacios de elevada ocupación, las vigas frías pueden presentar el problema de la condensación. Mediante simulaciones térmicas anuales realizadas con Trnsys, el presente artículo demuestra que el sistema de prevención de condensación comúnmente utilizado puede dar lugar a un elevado número de horas de discomfort térmico durante las horas de mayor ocupación del local. En este sentido, se hace indispensable añadir a los modelos térmicos actuales de VFA controles adicionales para evaluar el riesgo de condensación, y llevar a cabo las medidas correctoras necesarias. Así, el objetivo del presente artículo es el de proponer un modelo térmico de VFA que incluya diversas estrategias de prevención de condensación alternativas, que se compararán desde el punto de vista de consumo eléctrico y confort térmico.*

Palabras clave: Viga Fría Activa, Eficiencia Energética, Control de Condensación, Modelos Térmicos, Simulaciones Térmicas.

Resume: *The appearance of condensation in the coil is one of the main problems to avoid in an active chilled beam (ACB). In humid climates, due to infiltrations of outside air, and in high occupancy spaces, chilled beams may present the problem of condensation. Through annual thermal simulations carried out with Trnsys, this article shows that the commonly used condensation prevention system can lead to a high number of hours of thermal discomfort. Therefore, it is essential to add to the current thermal models of ACB additional controls to assess the risk of condensation, and carry out the necessary corrective measures. Thus, the main objective of this article is to propose a thermal model of ACB that includes alternative condensation prevention strategies. These strategies will be compared from the point of view of electrical consumption and thermal comfort.*

Keywords: Active chilled beam, Energy Efficiency, Condensation controls, Thermal Models, Thermal Simulations.

1. INTRODUCCIÓN

La viga fría activa (VFA) es un tipo de unidad terminal utilizada en los sistemas de climatización aire-agua, cuyas características fundamentales pueden resumirse en dos puntos: (1) es un convector por inducción, que utiliza aire primario para inducir el paso de una corriente de aire del local a través de una batería de enfriamiento, eliminando así la necesidad de ventiladores en el espacio ocupado; (2) la batería se alimenta con agua a una temperatura superior al punto de rocío del espacio climatizado, a fin de poder evitar la formación de condensados en su superficie y poder eliminar la bandeja de condensados y la red de drenaje. En una VFA la batería combate entre un 60 y un 85 % de la carga sensible de la zona, mientras que el aire primario combate toda la carga latente y el resto de la carga sensible de la zona. En la Figura 1 se representa un diseño típico de VFA.

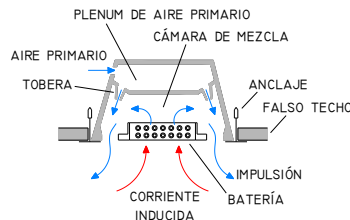


Figura 1: Diseño típico de viga fría activa.

La VFA es una unidad terminal idónea para aplicaciones con baja carga latente interna, por ejemplo edificios de oficinas, habitaciones de hotel u hospitales [1][2], colegios [3], locales comerciales, etc. La aparición de condensación en la batería de intercambio de calor es uno de los principales problemas a evitar cuando se lleva a cabo el diseño de una instalación con VFA. Existen varios sistemas para prevenir la formación de condensado y actuar en caso de aparecer. Sin embargo, la constante de tiempo de las VFA puede alcanzar hasta los 10 min [4], por lo que un aumento súbito en la humedad del local puede causar condensación antes de que el sistema tenga tiempo de reaccionar. Para evitar este problema, la mayoría de fabricantes instalan un sensor de condensación en superficie, cerca de la entrada de agua de la VFA, de manera que cuando se detecta la formación de las primeras gotas de condensado, se corta de inmediato el suministro de agua a la VFA. Esta acción puede resolver o agravar el problema, ya que se pierde entre el 60% y el 85% de la capacidad sensible de refrigeración. Cuando la fuente de humedad son las personas y se deja de climatizar el espacio, con toda seguridad aumentará la sudoración por falta de confort térmico. En estas circunstancias, si la capacidad de secado del aire no es suficiente, el punto de rocío del aire de la zona aumentará y la VFA nunca podrá entrar en funcionamiento, quedando totalmente bloqueado el sistema de climatización.

En el presente artículo se estudia el impacto de diversas estrategias de prevención de condensación en el comportamiento térmico global de una instalación de VFA de un edificio de oficinas situado en Barcelona. El objetivo consiste en estudiar las posibles desventajas que presenta el sistema de prevención de condensación más comúnmente utilizado por los fabricantes de VFA, y aportar otras posibles estrategias que mejoren el comportamiento de la instalación. La comparación de estas estrategias de prevención de condensación se realiza desde el punto de vista de consumo eléctrico total de la instalación y confort térmico. Sin embargo, no se lleva a cabo un análisis de costes de los distintos sistemas analizados. Para ello, se ha desarrollado un modelo de simulación en TRNSYS [5][6] de una instalación de VFA con una única enfriadora, que alimenta las baterías de agua de las VFA y la unidad de tratamiento de aire (UTA).

En Kosonen & Tan [7] se estudia el problema de la condensación en VFA en un edificio de oficinas de Singapur, un clima caluroso y húmedo, concluyéndose que para que el sistema opere sin condensación es necesario minimizar las infiltraciones, controlar cuidadosamente el contenido de humedad del aire primario, e implementar un procedimiento de puesta en marcha que reduzca suficientemente el punto de rocío del aire interior antes de poner en funcionamiento el lazo de agua fría del sistema. En Wahed et al. [8] se estudia la integración de una rueda desecante en la unidad de tratamiento de aire primario de un sistema de VFA. La aplicación es en un edificio de oficinas de Singapur, y las simulaciones se realizan con TRNSYS. En este trabajo se concluye que el sistema puede operar sin problemas, manteniendo las condiciones de temperatura y humedad interiores dentro del rango de confort. Así mismo, en dicho trabajo se estudian distintas fuentes para regenerar el desecante: electricidad, calor, residual y energía solar, llegando a la conclusión que la regeneración solar puede reducir el consumo de energía hasta en un 20%.

2. SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CON VIGA FRÍA ACTIVA

A continuación se describen cuatro posibles configuraciones de instalaciones de VFA que implementan diferentes estrategias para la prevención de la condensación. Todas ellas, además del bucle de control de prevención de condensación, utilizan cuatro bucles de control, ver Figura 2 y Figura 3. La válvula de tres vías V1 controla la temperatura de impulsión del aire primario T1 variando el caudal de agua suministrado a la batería de frío de la UTA. La temperatura T1 suele mantenerse en torno a 16 °C. Por otra parte, para cada zona, una válvula de dos vías (V2) varía el caudal de agua suministrado a las vigas con el objetivo de mantener la temperatura de consigna de la zona (T2). Por otro lado, en instalaciones con una única enfriadora que suministra agua fría tanto a las VFA como a la unidad de tratamiento de aire, la válvula diversora V3 controla la temperatura de agua suministrada a las VFA. Esta temperatura se encuentra normalmente entre 14 y 18 °C, mientras que la temperatura de producción de agua de la enfriadora se suele fijar a 7 °C. De esta forma, se aprovecha la temperatura del agua de retorno de las VFA para aumentar la temperatura de agua suministrada a las VFA. Por último, la compuerta de caudal de aire constante (CC) garantiza que el caudal de aire inyectado a través de las toberas de inducción se mantenga constante. De esta manera, se asegura que el caudal de aire de inducción se mantenga constante, a la vez que se evita un incremento de la potencia sonora

2.1. Sistema 0: Sensor de condensación.

Se trata del esquema de control más sencillo, siendo utilizado por muchos fabricantes de VFA. En cada zona se instala un sensor de condensación (C) sobre la superficie de la batería o en la tubería de entrada de agua fría. Si el sensor detecta gotas de agua líquida, se corta el paso de agua por la válvula (V2). Como consecuencia, pierde entre el 60% y el 85% de la capacidad sensible de refrigeración. Tal y como se comentó anteriormente, este sistema puede conducir al bloqueo de la instalación de VFA. Por este motivo, se proponen otros tres sistemas de prevención de condensación adicionales.

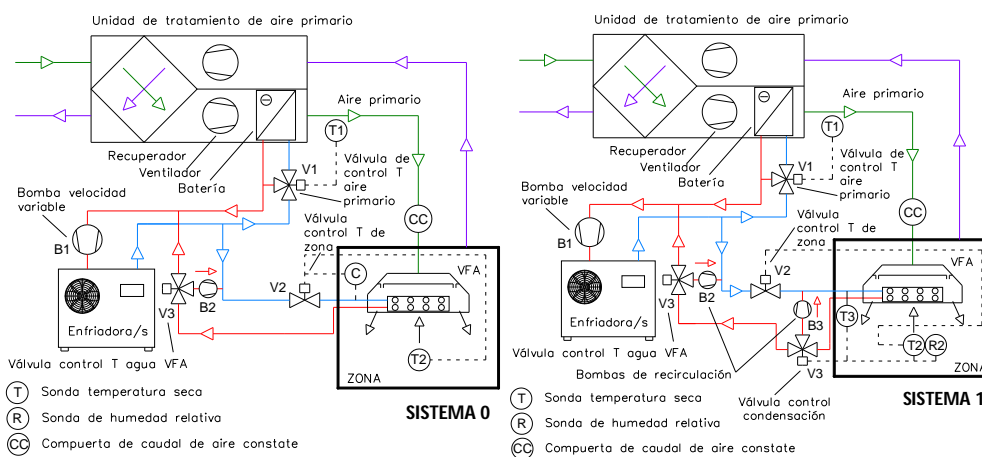


Figura 2: Sistema 0, sensor de condensación (izquierda). Sistema 1: control distribuido de la temperatura de entrada de agua en la batería (derecha)

2.2. Sistema 1: Control distribuido de la temperatura de entrada de agua en la batería.

El esquema de principio se representa en la Figura 2. En este caso, se reemplaza la sonda de condensación por un sistema más elaborado que mide la temperatura de la superficie del tubo de agua fría (T3) y la temperatura de rocío del aire del local a partir de la temperatura seca (T2) y la humedad relativa (R2). Si existe riesgo de condensación ($T_3 < T_{\text{rocío,zona}} + 0.5 \text{ °C}$), se actuará sobre la válvula diversora situada a la salida de la batería de agua de retorno para aumentar la temperatura de entrada de agua en la VFA hasta un valor que evite el riesgo de condensación ($T_3 = T_{\text{rocío,zona}} + 0.5 \text{ °C}$). Este control se llevará a cabo de forma individualizada para cada local. De esta forma, la reducción de potencia térmica asociada a este aumento de temperatura de entrada de agua en la batería, sólo afectará al local con riesgo de condensación. El inconveniente de este sistema es tener que utilizar la bomba B3. Aunque se trata de una bomba de reducidas dimensiones, el mantenimiento y ruido asociados hacen que los fabricantes raramente opten por esta solución.

2.3. Sistema 2: Control centralizado de la temperatura de impulsión de aire primario.

El objetivo de esta estrategia es reducir el contenido de humedad del aire primario cuando se detecta riesgo de condensación. En caso de riesgo de condensación, algunos fabricantes reducen la temperatura de impulsión del aire primario (Punto T1 de la imagen de la derecha de la Figura 3), que en condiciones nominales de trabajo se mantiene en 16 °C. La temperatura de consigna se reduce hasta que desaparece el riesgo de condensación. Sin embargo, se define un límite inferior de control de dicha temperatura, que se sitúa en los 14 °C. En este sistema, el control del contenido de humedad del aire primario no es directo, sino consecuencia del hecho de reducir la temperatura superficial de la batería de frío. Nótese además que la reducción de la temperatura de consigna del aire primario se aplica a todos los locales. Así, se lleva a cabo un incremento de la demanda térmica combatida por el aire primario, y como consecuencia, una reducción de la combatida por el lado agua de la VFA. Además se produce una reducción de la humedad del aire primario que reduce la humedad resultante del local.

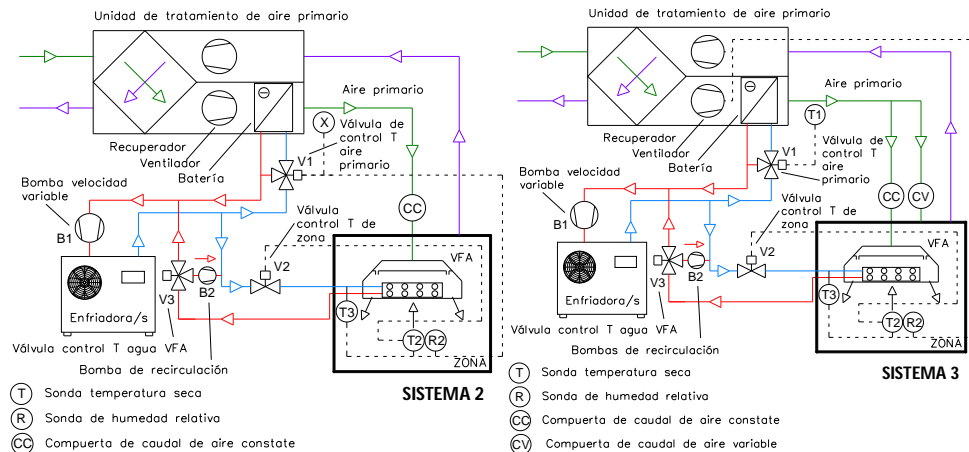


Figura 3: Sistema 2, control centralizado de la temperatura de impulsión de aire primario (izquierda). Sistema 3, control distribuido del caudal de aire primario (izquierda).

2.4. Sistema 3: Control distribuido del caudal de aire primario.

En este sistema, se persigue un aumento de la capacidad de secado de la VFA como consecuencia de un incremento del caudal de aire primario suministrado. Para ello, a diferencia del resto de esquemas analizados, además de la compuerta de caudal constante, la VFA dispone de una compuerta de caudal de aire variable (CV). En el caso de producirse riesgo de condensación, CV incrementará el caudal de aire primario directamente impulsado a la zona hasta que desaparece el riesgo de condensación. Sin embargo, se define un límite superior de control. El caudal de aire primario total suministrado a la zona no puede ser superior al nominal definido para las condiciones nominales de trabajo de las VFA. A diferencia del caso anterior, este control se llevará a cabo de forma individualizada para cada local. De esta manera, el incremento de la demanda térmica aportada por el aire primario será menor que la conseguida con la estrategia de condensación definida en el punto 2.3.

3.- MODELADO DEL SISTEMA SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CON VIGAS FRÍAS ACTIVAS.

Los modelos de simulación han sido desarrollados a través del software de simulación TRNSYS 16. La Figura 4 muestra un esquema de conexión de todos los componentes utilizados en el modelado de la instalación de VFA estudiada. Para simplificar el esquema se muestra el modelo de simulación para una única zona. A excepción del Type 872 y 876, todos los componentes utilizados pertenecen a las librerías de TRNSYS y TESS [9]. Los componentes Type 872 y 876 han sido específicamente programados en FORTRAN [6] para resolver el comportamiento térmico de una instalación de VFA. El Type 872 actúa a modo de control centralizado de la instalación de aire primario. En función de la demanda térmica de las distintas estancias, establece los parámetros de control; modo de funcionamiento, control de temperatura del primario, caudales de aire primario en función de la ocupación, señal de ON/OFF del recuperador entálpico etc. Por otro lado, el Type 876 resuelve el modelo del comportamiento térmico estacionario de la batería de una VFA propuesto por Domínguez et al. [10]. Tomando como base este modelo, se añade una función que

analiza el estado de condensación en la batería de agua, y en caso necesario, aplica alguna de las estrategia de prevención analizadas en el epígrafe 2. La definición del sistema de prevención de condensación a aplicar se establece a partir de un parámetro del Type 876. Además, el nuevo modelo de VFA propuesto solventa una de las desventajas indicadas por Bezt et al. [11] al analizar el modelo térmico de VFA incluido en la librería de TRNSYS 17. En el Type 876, se permite una agrupación de VFA en la misma sala.

La integración entre todos los componentes utilizados en el modelado de la instalación de VFA se resume en el diagrama de flujo de la Figura 4. Según lo establecido en el diagrama de flujo, es necesario llevar a cabo un exhaustivo control del valor 7 del array INFO de los componentes de TRNSYS. Este valor controla las actuaciones a realizar en cada una de las llamadas que el motor de cálculo de TRNSYS realiza durante un paso de tiempo. De esta manera, en las dos primeras llamadas de cada paso de tiempo, el Type 872 actúa como un sistema térmico ideal sobre el modelo de edificio (Type 56). Así, en función de la demanda térmica de cada una de las zonas, el Type 872 establecerá las condiciones de trabajo de la unidad de tratamiento. Esta información se traslada al modelo de edificio, de tal manera, que los aportes de energía correspondientes al aire primario y el lado agua quedan desacoplados. Posteriormente, se resuelve el modelo térmico de la batería de agua de la VFA, para vencer la demanda térmica restante del edificio. Las salidas que genera el Type 876 son las correspondientes a las condiciones de salida del agua de la batería; caudal de agua (m_w) y temperatura ($T_{w,out}$). Esta información se utiliza para resolver los modelos de la válvula diversora que controla la temperatura de agua suministrada a las VFA (Type 11b), así como el de la enfriadora (Type 655). Con el objetivo de evitar que alguno de los componentes converja sin que se cumplan las condiciones establecidas en el diagrama de flujo, el Type 872 genera una serie de salidas ficticias conectadas a cada uno de ellos. De esta manera, a través del Type 872 se puede forzar la no convergencia del resto de componentes del modelo de instalación de VFA definido en TRNSYS. Los datos de entrada de cada componente son a su vez datos de salida de otros. De esta manera, si se permite que alguno de los componentes converja antes que el resto, sus datos de salida dejan de calcularse, y por tanto, los datos de entrada del resto de componentes pueden dejar de estar actualizados.

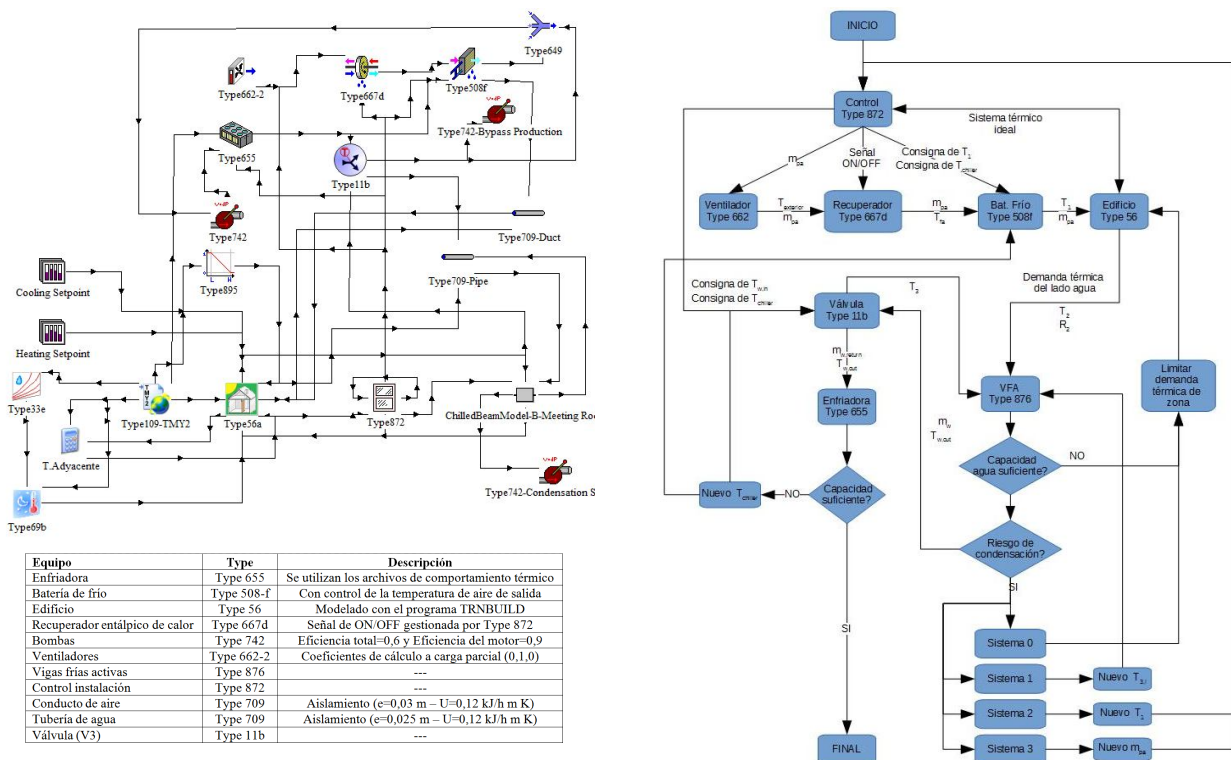


Figura 4. Conexión de todos los componentes utilizados en el modelado (izquierda). Diagrama de flujo de interacción entre los diferentes componentes del modelo de instalación de VFA (derecha).

4. CASO DE ESTUDIO.

4.1. Descripción del edificio utilizado.

Tal y como se muestra en la Figura 5, el edificio de oficinas estudiado presenta una superficie total de 121 m² dividida en 5 zonas. Un detalle de las áreas y superficies de muros exteriores y acristaladas de cada zona se resume en la Tabla 1. Por otro lado, las propiedades termo-físicas de los materiales de construcción utilizados en los muros exteriores se definen en la Tabla 2. En cuanto a las condiciones de contorno de suelo y techo, se han considerado expuestos a espacios no climatizados, cuya temperatura se ha calculado como la media entre la temperatura exterior y la de la zona adyacente climatizada.

Tabla 1. Resumen de áreas y superficies de muros exteriores y vidriadas.

Zona	Área (m ²)	Muros Exteriores			Ocupación (personas)
		Superficie (m ²)	Orientación	Superficie vidriada (m ²)	
Oficina 1	21	8 / 5	Oeste / Sur	1,4 / 0	2
Oficina 2	19	7,5 / 13	Sur / Este	3,1 / 3,1	2
Oficina 3	18,6	4 / 15	Sur / Este	0 / 3,1	2
Oficina 4	24	5,5 / 12,5	Sur / Este	0 / 3,1	3
Sala de reuniones	39	21 / 11	Oeste / Sur	4,1 / 0	2 a 6

Tabla 2. Propiedades termo físicas de los materiales

Material	Espesor (m)	Conductividad (W/mK)	Calor específico (kJ / kg K)	Densidad (kg/m ³)
Muro de cemento ligero	0,13	0,58	1	1900
Aislamiento	0,024	0,029	1,22	56
Yeso	0,012	0,72	0,84	1860

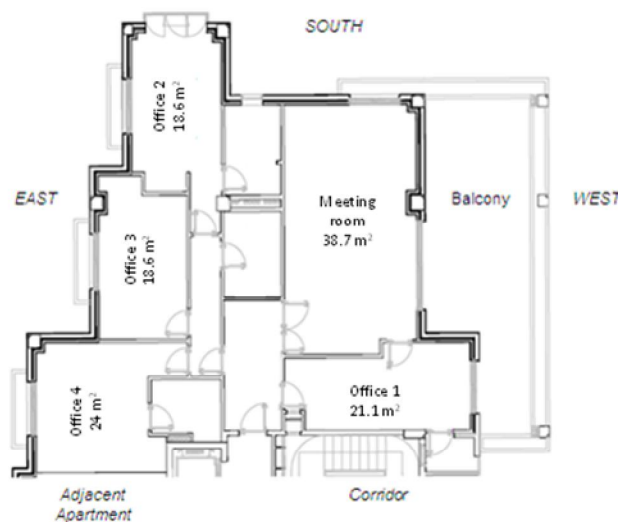


Figura 5. Distribución en planta del edificio

Las ganancias interiores correspondiente a personas y luminarias se especifican según la norma ISO 7730 (TRNSYS 16 Manual, 2007), mientras que las asociadas a los equipos informáticos se establecen según Hosni et al. [12][13]. La Tabla 3 muestra las cargas internas utilizadas en cada una de las zonas que conforman el edificio utilizado en las simulaciones.

Tabla 3. Resumen de las cargas internas

	Ganancia interna
Iluminación	5 W/m ²
Personas: sentado, trabajo muy ligero	120 W/persona (Sensible = 65 W, Latente = 55 W)
Ordenador y monitor	216 W/persona

El periodo de simulación estudiado corresponde a la época de demanda de frío (15 de Junio al 15 de Septiembre). La período de ocupación del edificio es de 8 a 19 h de lunes a viernes, mientras que permanece desocupado los fines de semana. La temperatura de consigna se mantiene constante a 26 °C en todo el tiempo de simulación estudiado.

4.2. Selección de los equipos.

Los equipos de producción, así como los elementos terminales, se seleccionan a través de los cálculos de demanda térmica obtenidos mediante simulaciones térmicas. La selección de estas vigas frías se lleva a cabo mediante el software de selección del fabricante MADEL Air Technical Diffusion [14], siguiendo criterios térmicos y de difusión de aire. Por otro lado, la Tabla 4 muestra las características nominales de los equipos seleccionados en cada uno de los sistemas de prevención de condensación estudiados. Como criterio de selección se ha buscado garantizar que las enfriadoras y VFA tuvieran la capacidad suficiente para aportar el 100% de la demanda. En concreto, para asegurarnos que los resultados de consumos eléctricos fueran comparables, se busca que los factores de carga parcial (PLR) máximos de la enfriadora esté entre 0,85 y 0,95.

Tabla 4: Resumen de la demanda térmica de cada zona

Estrategia	Enfriadora		Circuito aire primario			
	Capacidad nominal (W)	COP nominal	T _{pa} (°C)	Caudal agua (l/h)	Caudal aire primario nominal (kg/h)	Consumo nominal ventiladores del recuperador de calor (W)
Sistema 0	10111	3	15	660	1100	800
			16	520	1100	800
Sistema 1	10111	3	16	520	1100	800
Sistema 2	10111	3	14 a 16	800	1100	800
Sistema 3	10111	3	16	800	2200	1300

5. RESULTADOS.

5.1. Confort térmico.

La Tabla 5 muestra el porcentaje de horas de disconfort térmico asociado a cada sistema de prevención de condensación ($T_2 > 26,5$ °C), en base al total de horas de ocupación de cada estancia. Se observa un porcentaje de horas de disconfort muy elevado asociado al sistema 0 con una temperatura de aire primario de 16 °C. En este sentido, se comprueba que el corte inmediato del suministro de agua a la VFA puede llegar a bloquear el sistema de climatización. En cambio, este problema de bloqueo de la instalación desaparece si se reduce la temperatura de aire primario a 15 °C. En este sentido, se pone de manifiesto la importancia de la definición de la temperatura de aire primario en el sistema 0. De la misma manera, los problemas de disconfort se reducen drásticamente en el resto de sistemas de prevención de condensación estudiados.

Tabla 5. Porcentaje de horas de disconfort asociado a cada sistema de prevención de condensación ($T_2 > 26,5$ °C)

	Sistema 0		Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3
	T ₁ =15 °C	T ₁ =16 °C			
Sala reuniones	3,7%	58,4%	4,3%	3,6%	4,3%
Oficina 1	0,8%	73,4%	0,8%	1,6%	0,8%
Oficina 2	3,4%	93,4%	3,7%	5,2%	23,8%
Oficina 3	3,3%	93,1%	3,4%	5,1%	11,7%
Oficina 4	1,7%	92,9%	2,6%	5,0%	3,8%

La Figura 6 muestra la evolución de de las temperaturas de rocío y secas para un día de ocupación de la oficina 3. En el caso del sistema 1, que permite ajustar la temperatura de entrada de agua en la batería, la temperatura de rocío se encuentra por encima de la temperatura de impulsión de agua fría al circuito de VFA, establecida en 16 °C. En cambio, en el resto de sistemas analizados que son capaces de garantizar los niveles de confort, la temperatura de rocío se mantiene por debajo de los 16 °C.

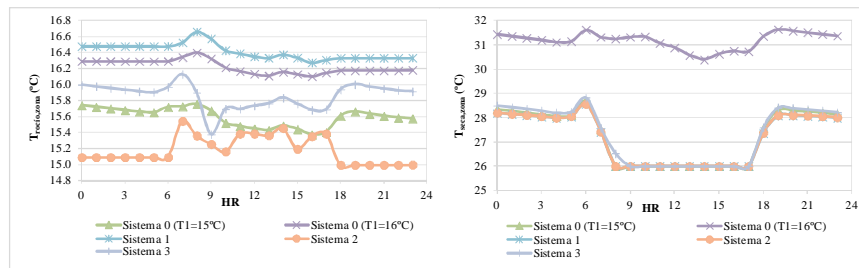


Figura 6. Evolución de temperatura de rocío (izquierda) y seca (derecha) para un día de ocupación de la oficina 3.

5.2. Consumo eléctrico.

La

Tabla 6 muestra que de los tres sistemas de prevención de condensación adicionales propuestos, el sistema 1 es el que consume menos energía. Mediante este sistema, cuando existe riesgo de condensación, se aprovecha parte del calor residual del agua de retorno de las VFA para aumentar la temperatura de entrada de agua en las baterías. En estos casos, se reduce la demanda de frío de la enfriadora, y por tanto, trabaja con un menor factor de carga parcial (PLR). Como consecuencia, se consigue mejorar su valor de EER y reducir el consumo eléctrico. Por otro lado, la Figura 7 muestra el balance entre la demanda térmica aportada por las baterías de agua de las VFA y el aire primario. Tal y como era esperado, en los sistemas 2 y 3 se lleva a cabo un incremento de la demanda térmica aportada por el aire primario con respecto al sistema 1.

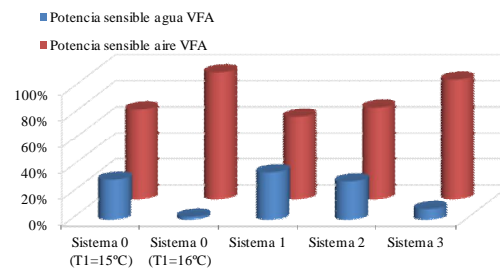


Figura 7. Porcentaje de potencia correspondiente al lado agua y aire asociado a cada sistema estudiado

Tabla 6. Resumen de consumos eléctricos en Wh/año

	Sistema 0		Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3
	T ₁ =15 °C	T ₁ =16 °C			
Consumo Enfriadora	931102	601634	849979	945493	1033807
Consumo bomba (B1)	185	27	244	195	57
Consumo bombas (B3)	0	0	33	0	0
Consumo bomba (B2)	54	21	84	45	11
Consumo ventiladores	542475	538205	542364	542424	624230
Total	1473818	1139888	1392704	1488157	1658105

5. CONCLUSIONES.

En el caso de estudio analizado, el control de prevención de condensación más comúnmente utilizado por los fabricantes de VFA (sistema 0), presenta un elevado riesgo en la selección de la temperatura de aire primario. Una selección incorrecta puede dar lugar al bloqueo de la aportación de energía del lado agua de las VFA, y como consecuencia, un elevado número de horas de disconfort. Por este motivo, se han propuesto tres sistemas de prevención de condensación adicionales que reducen este riesgo. Los tres sistemas analizados garantizan unos niveles de confort adecuados. Sin embargo, desde el punto de vista energético, el sistema 1 es el que opera con un menor coste. Además, este sistema ofrece un mejor balance entre la demanda térmica aportada por las baterías de agua de las VFA y el aire primario. Sin embargo, el inconveniente de este sistema es tener que utilizar una bomba adicional por estancia (B3). A pesar de que se trata de una bomba de reducidas dimensiones y coste, sería necesario llevar a cabo un análisis de costes para estudiar su impacto sobre la amortización de la instalación.

REFERENCIAS

- [1] Ventura F. Comparative study of HVAC systems in hospitals: chilled beams and fan coils, REHVA Journal, pages 19-22, August 2013.
- [2] Devlin N. Validations of an active chilled beam design for a healthcare facility, pages 625-632, 2011.
- [3] Loudermilk K. The case of chilled beams in schools. HPAC Heating, Piping, AirConditioning Engineering, 2016, 88(8):4-5.
- [4] Chartered institution of Buildings Services Engineers, Environmental Design: CIBSE Guide A, 2006
- [5] Klein SA, Duffie JA Beckman WA y otros, Trnsys 16: A transient system simulation program. Multizone Building modelling with Type 56 and TRNBuild, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2007.
- [6] Klein SA, Duffie JA Beckman WA y otros, Trnsys 16: A transient system simulation program. Programmer's guide, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2007.
- [7] Kosonen R and Freddie T. A feasibility study of a ventilated beam system in hot and humid climate: a case-study approach, Building and Environment, 2005, 40(9):1164-1173.
- [8] Wong YW, Toh KC, Ho HK, Wahed MA. Performance analysis of thermally regenerated desiccant system integrated with chilled beam for warm humid climate, Proceedings of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, volume 5: Energy systems analysis, thermodynamics and sustainability; nanoengineering for energy; engineering to address climate change, parts a and b.
- [9] Trnsys, <http://www.trnsys.com/tess-libraries/>, consultado el 2017.11.10.
- [10] Domínguez Muñoz F., González Espín JL, Coronas Salcedo A, Cejudo López JM, Analysis of the thermal performance of heat exchangers for active chilled beams units, IX Congreso Ibérico / VII Congreso iberoamericano de las ciencias y técnicas de frío, Valencia, España, 19 al 21 de Junio de 2018.
- [11] Bezt F, McNeill J, Talbert B, Thimmanna H, Repka N. Issues arising from the use of chilled beams in energy models, Fifth National Conference of IBPSA-USA. Madison, Wisconsin, August 1-3, 2012
- [12] Hosni MH, Jones BW, Xu H. Experimental result for heat gain and radiant convective split from equipment in buildings, ASHRAE Transaction 105 (2) (1999) 527-539.
- [13] Hosni MH, Jones BW, Xu H. Total heat gain and split between radiant and convective heat gain from office and laboratory equipment in buildings, ASHRAE Transaction 104 (1A) (1998) 356-365.
- [14] Madel Air Technical Diffusion, <http://www.madel.com>, consultado el 2017.12.20.