

# MODELO TÉRMICO DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN PARA VEHÍCULOS DE TRANSPORTE PÚBLICO

María L. Delgado, Jorge Jiménez, Francisco Vázquez

Departamento de Ingeniería Eléctrica y Automática, Universidad de Córdoba, Campus de Rabanales, Edificio Leonardo Da Vinci, Córdoba, España, p72degum@uco.es

## Resumen

*En este trabajo se describe el modelo térmico de un sistema de calefacción para vehículos de transporte público, en concreto de autobuses. El modelo se compone de varios subsistemas. Por un lado, el habitáculo del vehículo, dividido en dos zonas térmicas (cabina de conductor y zona de pasajeros), así como la unidad de climatización de pasajeros, que han sido ajustados con datos obtenidos en ensayos realizados en autobuses reales. Por otra parte, el subsistema de la unidad de central de climatización de conductor se ha parametrizado con datos extraídos de ensayos realizados en una planta experimental. Este modelo térmico presenta una gran flexibilidad, permitiendo estudiar el comportamiento transitorio y estacionario del sistema de calefacción para diferentes condiciones de trabajo. El modelo contempla diversos parámetros, tales como la irradiancia solar incidente, el número de pasajeros, la temperatura exterior o la temperatura del motor, entre otros. Se muestra la validación del modelo con los datos extraídos de un ensayo en un autobús real.*

**Palabras clave:** Sistema de calefacción, Transporte público, Control, Modelado.

## 1 INTRODUCCIÓN

Para mantener el confort térmico en los vehículos de transporte público es fundamental que el diseño, la optimización y el control de los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC, Heating, Ventilating and Air Conditioning) sean adecuados. Estos sistemas trabajan en condiciones muy diversas [2], tales como un número variable de pasajeros, la irradiancia solar incidente o el amplio rango de temperatura exteriores a las que se expone el vehículo. Cuando estos equipos trabajan en modo de calefacción, a las condiciones antes enumeradas, se suma el hecho de que la energía empleada procede del sistema de refrigeración del motor, que está sometido a los propios cambios del régimen del autobús. Esta casuística hace necesario conocer de forma precisa la dinámica del sistema para que las estrategias de control que se implementen funcionen correctamente.

Por todo lo anterior, es necesario disponer de modelos térmicos que reproduzcan el comportamiento del habitáculo del autobús, así como de su sistema de calefacción. Respecto al primero, en la bibliografía se pueden encontrar diferentes enfoques para modelar térmicamente el habitáculo de un vehículo, algunos más detallados y computacionalmente más costosos basados en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, Computational Fluid Dynamics), centrados en el confort de los ocupantes [7, 8], en el estudio de la calidad del aire [4, 13] o en la influencia de la apertura de puertas y ventanas [6]. Por otro lado, en la literatura relacionada se pueden encontrar también modelos de parámetros concentrados para furgonetas y coches (lumped-parameter models), de menor complejidad y coste computacional, siendo los más recomendables para, por ejemplo, aplicaciones de control; algunos de ellos consideran el habitáculo del vehículo como una única zona térmica [5, 9], mientras que otros lo dividen en dos o más zonas [3, 11]. Con respecto a los sistemas de calefacción, existe una extensa bibliografía sobre el modelado de sus componentes, entre los que se pueden encontrar los intercambiadores de calor [14], las válvulas de control, con especial énfasis en su comportamiento no lineal [10], o los ventiladores [15]. Normalmente, estos modelos necesitan ser calibrados y modificados para representar adecuadamente el proceso bajo estudio.

En este contexto, en el presente trabajo se presenta un modelo térmico completo de un autobús, incluyendo el habitáculo y el sistema de calefacción, con el objetivo de que permita testear diferentes estrategias de control. Se consideran como principales aportaciones del trabajo el desarrollo de un modelo térmico de parámetros concentrados que considera dos zonas para el habitáculo (conductor y pasajeros) con intercambio bidireccional de calor entre ambas, y la caracterización y parametrización empírica de los modelos de los componentes del sistema de calefacción. La novedad de dichas aportaciones radica en que el modelo del habitáculo desarrollado se ha aplicado a autobuses (en la bibliografía sólo se consideran vehículos más pequeños) y en la caracterización de los modelos de los componentes del sistema de calefacción específicamente para los instalados en autobuses reales.

El resto del artículo se organiza del siguiente modo: en la sección 2 se describe el modelo térmico desarrollado, los subsistemas que lo forman y la caracterización de algunos de sus componentes, en la sección 3 se comparan los resultados obtenidos con el modelo con datos reales para unas condiciones similares y, por último, en la sección 4 se resumen las conclusiones y se plantean las líneas futuras del trabajo.

## 2 DESCRIPCIÓN DEL MODELO

El modelo descrito en este trabajo se basa en los componentes principales del sistema de calefacción de un autobús [1] y en el comportamiento térmico del habitáculo. En la Figura 1, se muestra un esquema general, en el que se encuentran los siguientes subsistemas: el habitáculo del vehículo, (dividido en dos zonas, pasajeros y conductor), la Unidad Central de Climatización (UCC) de conductor, compuesta por la válvula de control de caudal, el intercambiador de calor y el ventilador, la UCC de pasajeros y el propio motor del vehículo (fuente de energía calorífica del sistema de calefacción). Así mismo, también se contemplan los lazos de control necesarios para la regulación de las temperaturas de las dos zonas consideradas. Para la implementación del modelo se ha empleado el software Matlab/Simulink (Mathworks, Inc.).

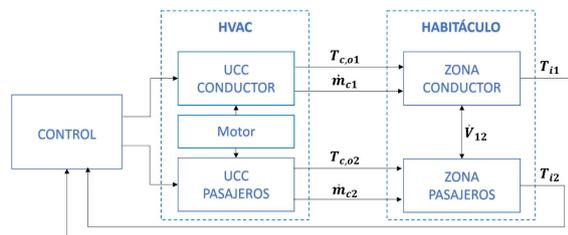


Figura 1: Esquema del modelo.

Para ajustar los modelos del subsistema del habitáculo del autobús (zona de conductor y de pasajeros), del motor y de la UCC de pasajeros, se han utilizado datos experimentales y ensayos proporcionados por la propia empresa fabricante de los equipos de climatización. Por otro lado, para el ajuste de los modelos de los elementos que componen la UCC de conductor se han empleado datos de ensayos realizados en la planta experimental diseñada por los autores del presente trabajo, descrita en [1], y que está formada por los principales elementos del sistema de calefacción de un autobús real.

### 2.1 MODELO DEL HABITÁCULO

El modelo empleado para reproducir el comportamiento térmico del interior del autobús se

basa en el descrito en [11], sobre el que, como aportaciones, se ha añadido el intercambio bidireccional de calor entre las dos zonas en las que se divide el habitáculo (descritas a continuación) y se ha realizado la adaptación a vehículos de mayor tamaño, como los analizados en el presente trabajo. Éste considera dos zonas térmicas en el interior del autobús: la cabina del conductor (zona 1) y la zona de pasajeros (zona 2), esta última con un volumen de aire considerablemente mayor que el de la zona de conductor. Esta división se debe a la existencia de sistemas de climatización independientes para cada zona, cada uno con su propia consigna de temperatura. Por otro lado, el modelo planteado es de parámetros concentrados, ya que la temperatura en cada zona puede considerarse homogénea, al disponer el autobús de múltiples conductos de salida de aire procedente del sistema de calefacción repartidos por todo el habitáculo. Esta aproximación para el modelado del proceso es la más adecuada para el diseño de las estrategias de control para los sistemas de calefacción. Para determinar la temperatura media del aire interior en las dos zonas, el modelo se basa en ecuaciones de balance de energía que consideran el volumen aire de cada una, las características de las ventanas del vehículo, el número de personas a bordo, la temperatura exterior y la radiación solar incidente.

Este modelo consta de las siguientes entradas: la temperatura exterior del autobús,  $T_o$  [K], el caudal másico y la temperatura del aire suministrado por el sistema de calefacción de conductor,  $\dot{m}_{c1}$  [kg/s] y  $T_{c,o1}$ , y el caudal másico y la temperatura del aire suministrado por el sistema de calefacción de pasajeros,  $\dot{m}_{c2}$  y  $T_{c,o2}$ . Como salidas del modelo se tienen las temperaturas medias del aire interior de las dos zonas,  $T_{i1}$  y  $T_{i2}$ .

Las ecuaciones (1) y (2) representan el balance de energía de la zona de conductor, zona 1.

$$C_{i1} \frac{dT_{i1}}{dt} = \dot{Q}_{sup1} + \dot{Q}_{oc1} - \dot{Q}_{iw1} - \dot{Q}_{12} \quad (1)$$

$$C_{w1} \frac{dT_{w1}}{dt} = \dot{Q}_{iw1} + \dot{Q}_{ow1} + \dot{Q}_{sun1} \quad (2)$$

donde  $C_{i1}$  y  $C_{w1}$  [J/K] son las capacidades caloríficas del aire y del vidrio de las ventanas de la zona 1 respectivamente,  $\dot{Q}_{sup1}$  [W] es la tasa o razón de transferencia de calor del aire suministrado por el sistema de calefacción de la zona 1,  $\dot{Q}_{oc1}$  representa la carga térmica suministrada por el conductor, que equivale a unos 70 W [11],  $\dot{Q}_{iw1}$  es la tasa de transferencia de calor por convección entre el aire interior y las ventanas de la carrocería del autobús en la zona de conductor,  $\dot{Q}_{12}$  es la razón de transferencia de calor debida a la diferencia de temperatura entre la zona de conductor y pasajeros,  $\dot{Q}_{ow1}$  la tasa de

transferencia de calor por convección entre el aire exterior y las ventanas de la carrocería de la zona 1 del autobús,  $\dot{Q}_{sun1}$  representa la tasa de transferencia de calor debida a la radiación solar incidente en la zona 1 y  $T_{w1}$  es la temperatura media de las ventanas en dicha zona.

Las capacidades térmicas del aire y del vidrio de las ventanas se definen en las ecuaciones (3) y (4):

$$C_{i1} = V_{i1} \cdot \rho_i \cdot c_{pi} \quad (3)$$

$$C_{w1} = V_{w1} \cdot \rho_{glass} \cdot c_{pglass} \quad (4)$$

donde  $V_{i1}$  y  $V_{w1}$  [m<sup>3</sup>] representan los volúmenes de aire interior de la cabina y del vidrio de las ventanas,  $\rho_i$  y  $\rho_{glass}$  [kg/m<sup>3</sup>], sus densidades y  $c_{pi}$  y  $c_{pglass}$  [J/kg·K], sus calores específicos.

En la ecuación (5) se define la tasa de transferencia de calor del aire suministrado por el sistema de calefacción de conductor:

$$\dot{Q}_{sup1} = \dot{m}_{c1} \cdot c_{pi} \cdot (T_{c,o1} - \beta \cdot T_{i1}) \quad (5)$$

donde  $\beta$  [-] simboliza el coeficiente de aire recirculado.

$\dot{Q}_{iw1}$  se calcula de la ecuación (6),

$$\dot{Q}_{iw1} = \text{signo}(T_{i1} - T_{w1}) \cdot U_{iw} \cdot A_{w1} \cdot |T_{i1} - T_{w1}| \quad (6)$$

donde  $U_{iw}$  [W/K m<sup>2</sup>] es el coeficiente global de transferencia de calor entre el aire y las ventanas, obtenido empíricamente, y  $A_{w1}$  [m<sup>2</sup>] representa la superficie de las ventanas del área de conductor. Por otra parte,  $\text{signo}(T_{i1} - T_{w1}) = -1$  si  $T_{i1} < T_{w1}$  y  $\text{signo}(T_{i1} - T_{w1}) = +1$  si  $T_{i1} \geq T_{w1}$ .

En la ecuación (7) se define  $\dot{Q}_{12}$  y en la ecuación (8), el caudal volumétrico de aire  $\dot{V}_{12}$  [m<sup>3</sup>/s] que se intercambia bidireccionalmente entre ambas zonas (de la más caliente a la más fría) debido al efecto chimenea [12],

$$\dot{Q}_{12} = \dot{V}_{12} \cdot \rho_i \cdot c_{pi} \cdot (T_{i1} - T_{i2}) \quad (7)$$

$$\dot{V}_{12} = \frac{\text{signo}(T_{i1} - T_{i2}) \cdot a \cdot A_{12}}{\sqrt{g \cdot H \cdot |T_{i1} - T_{i2}| / T_{ref}}} \quad (8)$$

donde  $A_{12}$  representa el área de contacto entre las dos zonas,  $H$  [m] es la altura de esa área y  $g$  [m/s<sup>2</sup>] es la aceleración de la gravedad.  $T_{ref}$  toma el valor de  $T_{i1}$  si esta temperatura es mayor que la de la zona de pasajeros y toma el valor  $T_{i2}$  en caso contrario. El coeficiente  $a$  se ha ajustado empíricamente al valor 0.03 empleando datos experimentales.

$\dot{Q}_{ow1}$  se determina mediante la ecuación (9),

$$\dot{Q}_{ow1} = \text{signo}(T_o - T_{w1}) \cdot U_{ow} \cdot A_{w1} \cdot |T_o - T_{w1}| \quad (9)$$

donde  $U_{ow}$  es el coeficiente global de transferencia de calor entre el aire exterior y las ventanas.

$\dot{Q}_{sun1}$  se calcula con la ecuación (10),

$$\dot{Q}_{sun1} = \alpha_w \cdot (I_F \cdot A_{F1} + I_R \cdot A_{R1} + I_L \cdot A_{L1}) \quad (10)$$

donde  $\alpha_w$  [-] es la absorptividad de radiación solar de las ventanas,  $I_F$ ,  $I_R$ , y  $I_L$  [W/m<sup>2</sup>] son las irradiancias solares de los lados frontal, derecho e izquierdo del autobús, y  $A_{F1}$ ,  $A_{R1}$ , y  $A_{L1}$  representan las superficies de ventanas de cada lado de la zona 1.

Para obtener la temperatura media interior del aire en la zona 2, de pasajeros,  $T_{i2}$  se emplean las ecuaciones (11-18), similares a las descritas para la zona de conductor, teniendo en cuenta que  $\dot{Q}_{oc2}$  se obtiene como el producto del número de pasajeros a bordo del autobús por 70 W.

$$C_{i2} \frac{dT_{i2}}{dt} = \dot{Q}_{sup2} + \dot{Q}_{oc2} - \dot{Q}_{iw2} + \dot{Q}_{12} \quad (11)$$

$$C_{w2} \frac{dT_{w2}}{dt} = \dot{Q}_{iw2} + \dot{Q}_{ow2} + \dot{Q}_{sun2} \quad (12)$$

$$C_{i2} = V_{i2} \cdot \rho_i \cdot c_{pi} \quad (13)$$

$$C_{w2} = V_{w2} \cdot \rho_{glass} \cdot c_{pglass} \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{sup2} = \dot{m}_{c2} \cdot c_{pi} \cdot (T_{c,o2} - \beta \cdot T_{i2}) \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{iw2} = \text{signo}(T_{i2} - T_{w2}) \cdot U_{iw} \cdot A_{w2} \cdot |T_{i2} - T_{w2}| \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{ow2} = \text{signo}(T_o - T_{w2}) \cdot U_{ow} \cdot A_{w2} \cdot |T_o - T_{w2}| \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{sun2} = \alpha_w \cdot (I_B \cdot A_{B2} + I_R \cdot A_{R2} + I_L \cdot A_{L2}) \quad (18)$$

Los valores de los parámetros empleados en el modelo del habitáculo del autobús se recogen en las Tablas 1 y 2.

Tabla 1: Parámetros comunes a ambas zonas.

Parámetro	Valor
$\rho_i$	1.225 kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{glass}$	2.5 · 10 <sup>3</sup> kg/m <sup>3</sup>
$c_{pi}$	1005 J/kg · K
$c_{pglass}$	850 J/kg · K
$\beta$	1
$U_{iw}$	8 W/m <sup>2</sup> · K
$U_{ow}$	3 W/m <sup>2</sup> · K
$A_{12}$	6.25 m <sup>2</sup>
$H$	2.5 m <sup>2</sup>
$\alpha_w$	0.19

Tabla 2: Parámetros específicos de cada zona.

Parámetro	Valor zona 1 (conductor)	Valor zona 2 (pasajeros)
$V_i$	12 m <sup>3</sup>	100 m <sup>3</sup>
$V_w$	0.0425 m <sup>3</sup>	0.325 m <sup>3</sup>
$A_{front}$	7 m <sup>2</sup>	-
$A_{right}$	2 m <sup>2</sup>	30 m <sup>2</sup>
$A_{left}$	2 m <sup>2</sup>	30 m <sup>2</sup>
$A_{back}$	-	5 m <sup>2</sup>

## 2.2 UCC DE CONDUCTOR

La UCC de conductor se compone principalmente de un intercambiador de calor agua-aire de flujo cruzado, una válvula de control de caudal de agua y un ventilador centrífugo. Para caracterizar estos elementos se han empleado datos obtenidos en ensayos en lazo abierto con la planta experimental diseñada por los autores (Figura 2) [1].



Figura 2: Planta experimental.

### 2.2.1 Intercambiador de calor

Las ecuaciones empleadas para reproducir el comportamiento térmico de los fluidos a la salida del intercambiador se basan en el método de efectividad-NTU [14].

Este subsistema tiene como entradas el caudal volumétrico y la temperatura de agua a la entrada del intercambiador (procedente del sistema de refrigeración del motor),  $\dot{V}_{h1}$  y  $T_{h,i1}$ , el caudal másico y la temperatura de aire a la salida del intercambiador,  $\dot{m}_{c1}$  y  $T_{c,i1}$ , y el coeficiente global de transferencia de calor  $U_1$ . Este modelo obtiene como salidas las temperaturas del agua y del aire a la salida del intercambiador,  $T_{h,o1}$  y  $T_{c,o1}$ .

El método de efectividad-NTU define la efectividad de transferencia de calor  $\varepsilon_1$  [-] como:

$$\varepsilon_1 = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_{máx1}} \quad (19)$$

donde  $\dot{Q}_1$  representa la razón de transferencia de calor real y  $\dot{Q}_{máx1}$ , la tasa de transferencia máxima.

A partir del principio de conservación de energía se define  $\dot{Q}_1$  en las ecuaciones (20) y (21):

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{h1} \cdot c_{p,h1} \cdot (T_{h,i1} - T_{h,o1}) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{c1} \cdot c_{p,c1} \cdot (T_{c,o1} - T_{c,i1}) \quad (21)$$

donde  $\dot{m}_{h1}$  y  $\dot{m}_{c1}$  son los caudales másicos del fluido caliente (agua) y el fluido frío (aire), respectivamente, y  $c_{p,h1}$  y  $c_{p,c1}$ , sus calores específicos. Se definen las tasas de capacidad calorífica del agua y del aire,  $\dot{C}_{h1}$  y  $\dot{C}_{c1}$  [W/K], en las ecuaciones (22) y (23),

$$\dot{C}_{h1} = \dot{m}_{h1} \cdot c_{p,h1} \quad (22)$$

$$\dot{C}_{c1} = b \cdot \dot{m}_{c1} \cdot c_{p,c1} \quad (23)$$

donde  $b$  es un coeficiente obtenido mediante mínimos cuadrados que se ha introducido en el modelo del intercambiador para ajustar los resultados de éste con los datos experimentales registrados en la planta del laboratorio, obteniendo un valor de 2.857.

La potencia máxima del intercambiador depende de la tasa de capacidad calorífica menor ( $\dot{C}_{min1} = \dot{C}_{h1}$  si  $\dot{C}_{h1} < \dot{C}_{c1}$ ,  $\dot{C}_{min1} = \dot{C}_{c1}$  si  $\dot{C}_{c1} < \dot{C}_{h1}$ ) y de la diferencia de temperaturas de los fluidos a la entrada del intercambiador (24).

$$\dot{Q}_{máx1} = \dot{C}_{min1} \cdot (T_{h,i1} - T_{c,i1}) \quad (24)$$

Para un intercambiador de calor con configuración de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar, la efectividad se calcula mediante la ecuación (25).

$$\varepsilon_1 = 1 - e^{\left(\frac{1}{Cr_1} \cdot NTU_1^{0.22} \left( e^{(-Cr_1 \cdot NTU_1^{0.78})} - 1 \right)\right)} \quad (25)$$

En las ecuaciones (26) y (27) se definen el número de unidades de transferencia  $NTU_1$  [-] y el cociente de capacidad  $C_{r1}$  [-],

$$NTU_1 = \frac{U_1 \cdot A_{s1}}{\dot{C}_{min1}} \quad (26)$$

$$C_{r1} = \frac{\dot{C}_{min1}}{\dot{C}_{máx1}} \quad (27)$$

donde  $A_{s1}$  representa el área de transferencia de calor del intercambiador. El producto  $U_1 \cdot A_{s1}$  se ha determinado experimentalmente para varios puntos de operación empleando un ajuste por mínimos cuadrados, que se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3: Valores  $U_1 \cdot A_{s1}$  para diferentes velocidades del ventilador

Porcentaje de velocidad del ventilador (%)	$U_1 \cdot A_{s1}$ [W/K]
20	31.796
40	90.654
60	157.28

En la Figura 3 se muestra la curva de caudal volumétrico de agua ( $\dot{V}_{h1}$ ) frente al incremento de temperatura de aire ( $T_{c,o1} - T_{c,i1}$ ) de la UCC de conductor. En ella aparecen superpuestas la curva obtenida en un ensayo en lazo abierto realizado con la planta experimental y la obtenida con el modelo del intercambiador, para una velocidad constante del ventilador del 40% (4.75 m/s).

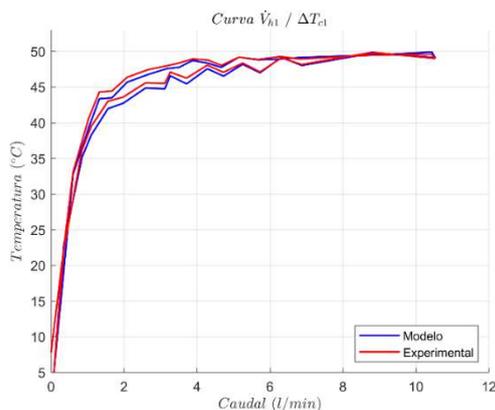


Figura 3: Curva característica del intercambiador para una velocidad del ventilador del 40%.

### 2.2.2 Válvula de control

La válvula de control de caudal de agua de la UCC de conductor es una válvula motorizada que presenta un comportamiento no lineal típico de este tipo de válvulas [10]. Para modelar este subsistema se han empleado datos obtenidos en ensayos en lazo abierto

realizados con la planta experimental, teniendo en cuenta sus no linealidades (banda muerta y zona muerta). Para su implementación se han utilizado bloques básicos del software Matlab/Simulink.

Este subsistema tiene como única entrada la consigna de posición del vástago de la válvula en tanto por ciento y como salida, el caudal volumétrico de agua  $\dot{V}_{h1}$  [l/min].

La curva característica (porcentaje de apertura de la válvula frente a caudal volumétrico de agua), es fuertemente no lineal, similar a la de la Figura 4, no mostrada por motivos de confidencialidad.

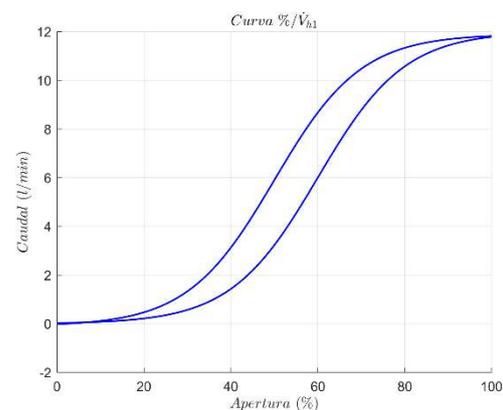


Figura 4: Curva similar a la curva característica de la válvula de control de la UCC de conductor.

### 2.2.3 Ventilador

El modelo del ventilador centrífugo del sistema de calefacción de conductor, encargado de producir el flujo de aire que circula por el intercambiador de calor de forma perpendicular al agua, se ha obtenido mediante la medición de la velocidad del aire a la salida del conducto de canalización de la planta experimental para varias consignas de velocidad del ventilador.

Este subsistema tiene como entradas la consigna en porcentaje de la velocidad del ventilador y la temperatura del aire a la salida de la UCC,  $T_{c,o1}$ . Como salidas proporciona el caudal másico de aire a la salida del intercambiador,  $\dot{m}_{c1}$ , calculado mediante la ecuación (28), y el producto  $U_1 \cdot A_{s1}$  descrito en la subsección 2.2.1.

$$\dot{m}_{c1} = \dot{V}_{c1} \cdot \rho_c \quad (28)$$

donde  $\dot{V}_{c1}$  es el caudal volumétrico obtenido mediante interpolación lineal de las mediciones realizadas en la planta experimental y  $\rho_c$  es la densidad del aire para la temperatura de salida del intercambiador,  $T_{c,o1}$ .

### 2.3 UCC DE PASAJEROS

Para modelar la unidad de climatización de pasajeros se ha empleado un bloque para reproducir el perfil de temperatura de aire que genera esta unidad a su salida ( $T_{c,o2}$ ) y otro bloque para simular el comportamiento del ventilador similar al bloque de conductor, pero con los datos de caudal volumétrico medidos en un autobús real y proporcionados por la empresa colaboradora.

### 2.4 MOTOR

El agua caliente procedente del sistema de refrigeración del motor se emplea para calentar el aire del sistema de calefacción, recirculándola mediante una bomba por las baterías de los intercambiadores de calor del autobús. La dinámica de la temperatura de este fluido ( $T_{h,i1}$ ) se ha modelado mediante un sistema de primer orden con retardo (29) para reproducir también la fase de arranque del vehículo (en la que se parte de motor frío y, por tanto, la temperatura del agua procedente del sistema de refrigeración del mismo es baja).

$$G(s) = \frac{1}{300 \cdot s + 1} \cdot e^{(-180 \cdot s)} \quad (29)$$

### 2.5 LAZOS DE CONTROL

Se han introducido controladores PID para regular la temperatura en ambas zonas (conductor y pasajeros), de la misma forma a como se implementa en un autobús real. Para ello, en la zona de conductor, se utiliza una estructura de control en cascada (Figura 5) con un lazo externo, cuya consigna es la temperatura deseada en el interior de la cabina, y un lazo interno, cuya consigna es la temperatura de aire requerida a la salida del intercambiador de calor (procedente del lazo externo) y cuya variable manipulada es el porcentaje de apertura de la válvula de control de la UCC. En el modelo desarrollado, como simplificación, para la zona de pasajeros se ha introducido un único controlador PID. Todos los bloques PID implementan *anti-windup* e incorporan histéresis.

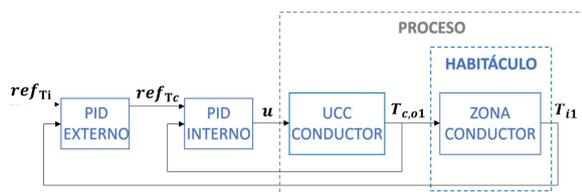


Figura 5: Control en cascada.

## 3 RESULTADOS

Para evaluar la validez del modelo, a modo de ejemplo, se ha seleccionado un ensayo realizado en un autobús real, cuyas condiciones se indican en la Tabla 4, y se han comparado las respuestas del modelo con los datos experimentales.

Tabla 4: Condiciones ensayo real seleccionado.

Temperatura interior inicial zona 1	13.8 °C
Temperatura interior inicial zona 2	17.1 °C
Rango temperatura exterior	7-16 °C
Irradiancia solar frontal	200 W/m <sup>2</sup>
Irradiancia solar laterales y trasera	120 W/m <sup>2</sup>
Número pasajeros zona 2	3
Velocidad ventilador zona 1	40%
Velocidad ventilador zona 2	35%

En el ensayo seleccionado se parte de unas temperaturas interiores de 13.8 °C y 17.1 °C en la zona de conductor y pasajeros respectivamente, antes de iniciar la calefacción del vehículo. Se selecciona, en ambas zonas, una consigna de 23 °C y se mantiene constante la velocidad de los ventiladores durante todo el experimento (40% en conductor y 35% en pasajeros). Por otro lado, se ha introducido como entrada de perturbación al modelo la temperatura exterior medida en el ensayo real seleccionado.

En la Figura 6, se muestran las evoluciones temporales de las temperaturas interiores de la cabina de conductor y de pasajeros. Se puede observar cómo los resultados del modelo y los experimentales siguen la misma tendencia, mostrando una gran similitud en las dos zonas, tanto en la respuesta transitoria como en la estacionaria. Hay que tener en cuenta que la zona de conductor está fuertemente influenciada por la de pasajeros (que tiene un volumen de aire mucho mayor) y que se ve también más afectada por las perturbaciones, lo que provoca que el control de su temperatura sea más difícil en comparación con la zona de pasajeros; esto explica las diferencias algo mayores entre la respuesta del modelo y la experimental en la zona de conductor. Asimismo, en la Figura 7, se comprueba que el error relativo de las respuestas del modelo se mantiene dentro de la banda de ±10%.

Por otra parte, en la Figura 8 se presentan las evoluciones temporales de las temperaturas del aire suministrado por las dos unidades de climatización (conductor y pasajeros) registradas durante el ensayo frente a las que calcula el modelo propuesto. Se puede observar, para ambas zonas, el alto grado de correspondencia en las tendencias y valores de las temperaturas del modelo con respecto a las obtenidas experimentalmente.

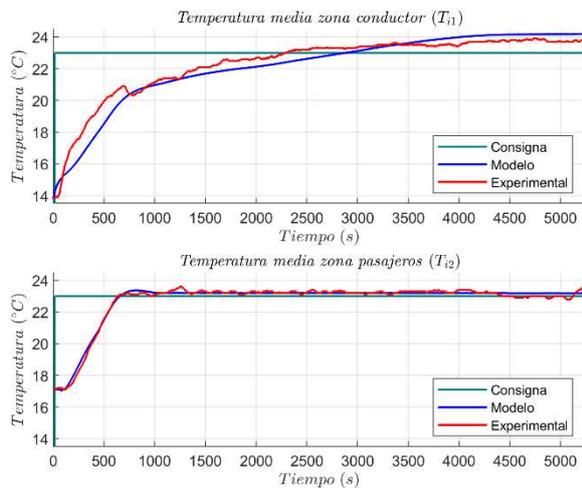


Figura 6: Temperaturas interiores del autobús.

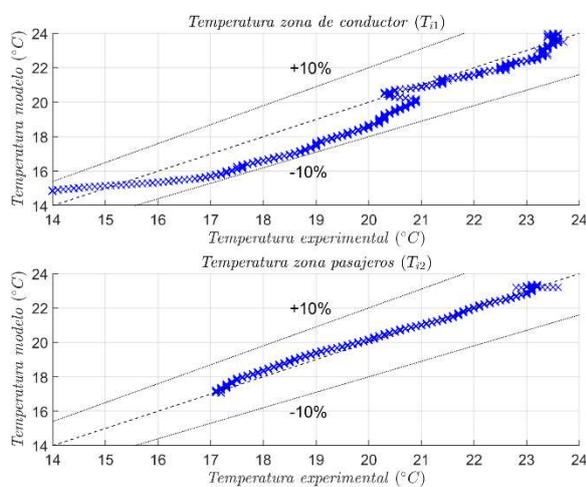


Figura 7: Errores relativos de las respuestas del modelo respecto a los datos experimentales.

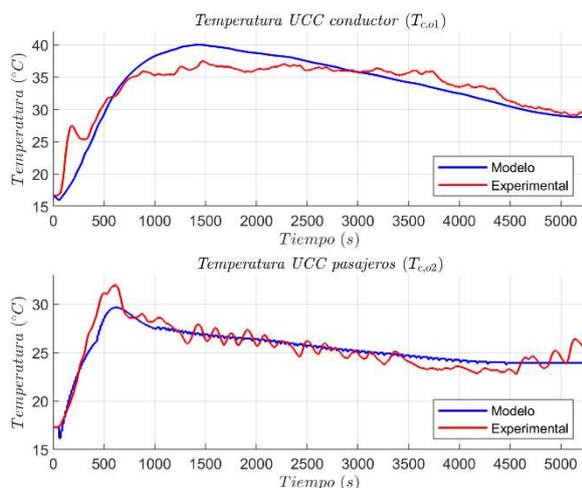


Figura 8: Temperaturas del aire suministrado por los sistemas de calefacción.

## 4 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En este trabajo se ha descrito un modelo térmico para sistemas de calefacción de vehículos de transporte público, concretamente autobuses. El modelo permite reproducir satisfactoriamente el comportamiento de los principales elementos que conforman el sistema de calefacción, así como la evolución de las temperaturas medias interiores de las dos zonas térmicas en las que se ha dividido el habitáculo del autobús (conductor y pasajeros), para diferentes condiciones definidas por la irradiancia, la temperatura exterior, el número de pasajeros, la temperatura del motor o el caudal de aire suministrado por el equipo de calefacción, entre otras. Por otra parte, el ajuste de los parámetros del modelo se ha realizado a partir de datos experimentales de un autobús real y mediante una planta experimental instalada en laboratorio, obteniéndose buenos resultados en diferentes puntos de trabajo.

Como trabajo futuro se prevé emplear el modelo descrito para estudiar diferentes estrategias de control y optimización para mejorar el confort térmico de los pasajeros, así como aumentar el rendimiento de los equipos del sistema de calefacción. Por otro lado, se espera ajustar el modelo para un rango mayor de puntos de operación, además de realizar un análisis de sensibilidad para evaluar los efectos que producen los parámetros del modelo.

### Agradecimientos

Los autores agradecen la financiación del proyecto P18-TP-2040, concedida por la Consejería de Transformación Económica, Industria, Conocimiento y Universidades de la Junta de Andalucía y por la empresa Hispacold (grupo Irizar).

### English summary

## THERMAL MODEL OF A HEATING SYSTEM FOR PUBLIC TRANSPORT VEHICLES

### Abstract

In this work, a thermal model of a heating system for public transport vehicles, specifically coaches, is described. The model is made up of several subsystems. On the one hand, the vehicle interior, which is divided into two thermal zones (driver cabin and passengers area), and the passenger HVAC unit, which have been adjusted with data obtained from tests carried out on a real bus and, on the other hand, the driver HVAC unit, characterized with data

collected from tests carried out in an experimental plant for testing coach heating systems. This thermal model presents great flexibility, allowing to study both the transient and stationary behaviours of the heating system for different operating conditions. Several disturbances are considered, such as the incident solar irradiance, the number of passengers, the outside temperature or the engine temperature, among others. The validation of the model with data collected from an experimental test carried out in a real bus is also shown.

**Keywords:** Heating systems, Public transport, Control, Modelling.

## Referencias

- [1] Delgado, M.L., Lara, M., Vázquez, F. (2021) “Planta experimental para sistemas de calefacción de vehículos de transporte público”. *En XLII Jornadas de Automática*.
- [2] He, H., Yan, M., Sun, C., Peng, J., Li, M., Jia, H., (2018) “Predictive air-conditioner control for electric buses with passenger amount variation forecast”, *Applied Energy*, vol. 227, pp. 249–261.
- [3] Kruppok, K., Claret, F., Neugebauer, P., Kriesten, R., Sax, E., (2018) “Validation of a 5-zone-car-cabin model to predict the energy saving potentials of a battery electric vehicle’s HVAC system”. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing, vol. 383, no. 1, pp. 012037.
- [4] Li, F., Lee, E. S., Liu, J., Zhu, Y., (2015). “Predicting self-pollution inside school buses using a CFD and multi-zone coupled model”, *Atmospheric Environment*, vol. 107, pp. 16-23.
- [5] Marcos, D., Pino, F. J., Bordons, C., Guerra, J. J., (2014) “The development and validation of a thermal model for the cabin of a vehicle”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, pp. 646–656.
- [6] Pathak, A., Binder, M., Chang, F., Ongel, A., Lienkamp, M., (2020) “Analysis of the influence of air curtain on reducing the heat infiltration and costs in urban electric buses”, *International Journal of Automotive Technology*, vol. 21, no 1, pp. 147-157.
- [7] Pawar, S., Gade, U., Dixit, A., Tadigadapa, S., Jaybhay, S., (2014) “Evaluation of Cabin Comfort in Air Conditioned Buses Using CFD”, *SAE Technical Paper*, No. 2014-01-0699.
- [8] Riachi, Y., Clodic, D., (2014) “A numerical model for simulating thermal comfort prediction in public transportation buses”, *International Journal of Environmental Protection and Policy*, vol. 2, no 1, pp. 1-8
- [9] Schaut, S., Sawodny, O., (2019) “Thermal management for the cabin of a battery electric vehicle considering passengers’ comfort”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 28, no 4, pp. 1476-1492.
- [10] Shoukat Choudhury, M. A. A., Thornhill, N. F., Shah, S. L., (2005) “Modelling valve stiction”, *Control Engineering Practice*, vol. 13, pp. 641–658.
- [11] Torregrosa-Jaime, B., Bjurling, F., Corberán, J. M., Di Sciullo, F., Payá, J., (2015) “Transient thermal model of a vehicle’s cabin validated under variable ambient conditions”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 75, pp. 45–53.
- [12] Yang, D., Du, T., Peng, S., Li, B., (2013) “A model for analysis of convection induced by stack effect in a shaft with warm airflow expelled from adjacent space”, *Energy and Buildings*, vol. 62, pp. 107-115.
- [13] Zhu, S., Srebric, J., Spengler, J., D., Demokritou, P., (2012) “An advanced numerical model for the assessment of airborne transmission of influenza in bus microenvironments”, *Building and Environment*, vol. 47, pp. 67-75.
- [14] Çengel, Y. A., Ghajar, A. J., (2020). “Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones”, *McGraw-Hill Interamericana Editores, S.A.*
- [15] Çengel, Y. A., Cimbala, J. M., (2012) “Mecánica de fluidos. Fundamentos y aplicaciones”, *McGraw-Hill Interamericana Editores, S.A.*



© 2022 by the authors. Submitted for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution CC-BY-NC-SA 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/deed.es>).