



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Universitat Politècnica de València

“Desarrollo de un modelo para el cálculo
del consumo de climatización en
vehículos de pasajeros urbanos”

Tesis Doctoral

Daniela Carina Vásconez Núñez

Supervisores

Prof. Dr. José González Maciá

Prof. Dr. Jorge Payá Herrero

Abril 2019

Desarrollo de un modelo para el cálculo del consumo de climatización en vehículos de pasajeros urbanos

Por

Daniela Carina Vásconez Núñez

Una tesis presentada para obtener el grado de

DOCTOR EN INGENIERÍA Y PRODUCCIÓN INDUSTRIAL

En

Instituto Universitario de Investigación en Ingeniería Energética

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Bajo la supervisión de

Prof. Dr. José González Maciá

Prof. Dr. Jorge Payá Herrero

Tribunal evaluador:

Prof. Dr. Rafael Ruiz Mansilla

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

Universitat Politècnica de Catalunya

Prof.^a Dra. Carla Isabel Montagud Montalvá

Departamento de Termodinámica Aplicada

Universitat Politècnica de València

Prof. Dr. Joan Carles Bruno Argilaguet

Departamento de Ingeniería Mecánica

Universitat Rovira i Virgili

Abril 2019

AGRADECIMIENTOS

La realización de esta tesis doctoral ha sido posible gracias al apoyo de muchas personas que, a lo largo de estos años, han contribuido académica y emocionalmente para que esta investigación finalice con éxito. Me gustaría expresar mi sincero agradecimiento a todas esas personas.

En primer lugar, quiero expresar mi agradecimiento a mis dos directores de tesis, José González y Jorge Payá, quienes han sabido guiarme para culminar con éxito esta tesis. Sin su ayuda este trabajo no hubiera sido posible. Gracias por compartir su conocimiento, su paciencia, sus valiosas ideas y todo el tiempo que han dedicado al seguimiento de mi trabajo.

Mi gratitud a Carla Montagud, quien fue mi tutora de tesis de máster y fue el primer nexo para ingresar al IIE. De igual manera, agradezco a José Miguel Corberán quien me ayudó en el inicio de mi tesis doctoral.

En el desarrollo de la tesis, vas aprendiendo en el camino y hay personas compañeros, amigos del instituto que comparten su conocimiento de una manera desinteresada y contribuyen a que sigas avanzado hasta cumplir con el objetivo. Me gustaría reconocer la ayuda de José María, Toni, Joan y Bárbara, quienes han contribuido con su conocimiento en diferentes etapas de mi trabajo. Merece especial mención Toni, mi compañero de despacho y amigo, quien siempre me ha brindado su ayuda cuando la he necesitado, realmente el mejor compañero de despacho (mi F1 en Trnsys). Además, quiero agradecer a Rafa por socorrerme de manera inmediata cuando el ordenador no funciona, y me comprometo desde ahora a dejar apagado mi ordenador.

Además, quiero reconocer el soporte financiero brindado por el programa de becas para estudios de posgrado “CONVOCATORIA ABIERTA 2013-SEGUNDA FASE”, que fue financiado por la SENESCYT (Secretaría de Educación Superior, Ciencia, Tecnología e Innovación) (Adjudicación No 2014-AR3R7463) de Ecuador.

Gracias a todos los que hacen la familia del IIE, quienes han hecho que mi estancia aquí sea agradable y que se me haga muy difícil regresar. Entre ellos quiero mencionar a Alex, Abdel, Emilio N., Fran, Albert, Miguel, Javi B., Estefanía, Letti, Javi M., Alessandro, Emilio L, María, Alberto, Antonio, Luis, gracias por su apoyo.

Finalmente, debo expresar mi profunda gratitud a mi familia, a mis padres Olguita y Víctor, a mi hermana Vanessa y a mi sobrina Camila por brindarme su apoyo incondicional que, a pesar de la distancia, supieron transmitirme ánimo, alegría y la fortaleza necesaria para seguir adelante. De manera especial a Fernando mi compañero de viaje y de vida, quien ha sido mi soporte en esta montaña rusa, el desarrollo de la tesis doctoral. Gracias por ser mi apoyo cuando las cosas no funcionan y por levantarme para seguir adelante.

¡Gracias a todos!

RESUMEN

El sistema de climatización es uno de los equipos auxiliares más importantes de un vehículo, el cual crea un ambiente térmicamente confortable al controlar la temperatura del aire interior, sin embargo, su utilización aumenta al consumo energético global del vehículo.

En la presente tesis doctoral, se desarrolla un modelo global para calcular el consumo y las emisiones de CO₂ del sistema de climatización de vehículos cuando estos recorren un trayecto determinado. El modelo global comprende tres submodelos. El primer submodelo corresponde a un modelo dinámico de la cabina de un vehículo que estima la variación de la temperatura y humedad del aire interior del vehículo en función de las condiciones exteriores y las diferentes cargas térmicas. El modelo fue validado de acuerdo con dos ensayos experimentales, con y sin radiación solar. Su principal objetivo es calcular la demanda térmica que necesita satisfacer el sistema de climatización para mantener el interior de la cabina del vehículo a una temperatura predefinida. El modelo toma en cuenta la variación de las condiciones climatológicas y los cambios de dirección que el vehículo toma a lo largo de un trayecto. El segundo submodelo consiste en un modelo del equipo de aire acondicionado, que contiene modelos detallados de los diferentes componentes del ciclo de compresión de vapor (compresor, evaporador, condensador, dispositivo de expansión, etc.). Este modelo genera mapas de prestaciones del equipo de aire acondicionado para diferentes condiciones de trabajo (temperaturas de entrada al evaporador y condensador, velocidad del compresor, humedad relativa, etc.). El tercer submodelo integra el modelo dinámico de la cabina con el modelo del equipo de aire acondicionado. El modelo determina las prestaciones del equipo de aire acondicionado en cada paso de tiempo, en función de la demanda de refrigeración instantánea; además, calcula el consumo y las emisiones de CO₂ producidas por el sistema de aire acondicionado cuando el vehículo realiza una trayectoria definida, tomando en cuenta el sistema de accionamiento del compresor (mecánico y eléctrico) y sus respectivas eficiencias de la cadena de transformación de energía.

Finalmente, se presenta un caso de estudio en donde se estima el consumo y las emisiones de CO₂ del sistema de climatización de un autobús, en función del tipo de accionamiento del compresor. Se consideró un autobús de 50 pasajeros que realiza un trayecto extraurbano (ida y vuelta) entre las ciudades de Valencia y Madrid. El

sistema de climatización con accionamiento mecánico consume 10.2 litros de combustible (gasoil) y emite 27.3 kg de CO₂ durante el viaje de ida, asumiendo que el equipo funciona a una velocidad constante del compresor de 2000 rpm. Por otro lado, el sistema de aire acondicionado en el autobús impulsado eléctricamente consume 18.1 kWh durante el viaje de ida, esta energía corresponde a 8,2 kg de emisiones indirectas de CO₂.

RESUM

El sistema de climatització és un dels equips auxiliars més importants d'un vehicle, el qual manté un ambient tèrmicament confortable al controlar la temperatura de l'aire interior, no obstant això, la seua utilització incrementa el consum energètic global del vehicle.

En la present tesi doctoral, es desenvolupa un model global per a calcular el consum energètic i les emissions de CO₂ del sistema de climatització de vehicles quan aquests recorren un trajecte determinat. El model global està comprés de tres submodels. El primer submodel és un model tèrmic dinàmic de la cabina d'un vehicle que estima la variació de la temperatura i humitat de l'aire interior en funció de les diferents càrregues tèrmiques i de les condicions exteriors (temperatura ambient i radiació solar). El model va ser validat d'acord amb dos assajos experimentals, amb i sense radiació solar. A més, el model calcula la demanda tèrmica que necessita satisfer el sistema de climatització per a mantenir l'interior del vehicle a una temperatura predefinida. El model desenvolupat considera la variació de les condicions climatològiques i els canvis de direcció que el vehicle realitza al llarg del trajecte.

El segon submodel consisteix en un model de l'equip d'aire condicionat, que conté models detallats dels diferents components del cicle de compressió de vapor (compressor, evaporador, condensador, dispositiu d'expansió, etc.). Aquest model genera mapes de prestacions de l'equip d'aire condicionat per a diferents condicions de treball (temperatures d'entrada a l'evaporador i condensador, velocitat del compressor, humitat relativa, etc.). El tercer submodel integra el model tèrmic dinàmic del vehicle amb el model de l'equip d'aire condicionat. Aquest model determina les prestacions de l'equip d'aire condicionat en cada pas de temps, en funció de la demanda de refrigeració instantània; a més, calcula el consum i les emissions de CO₂ produïdes pel sistema de climatització quan el vehicle realitza una trajectòria definida, tenint en compte el tipus d'accionament del compressor (mecànic o elèctric) i les seues respectives eficiències de la cadena de transformació d'energia.

Finalment, es presenta un cas d'estudi on s'estima el consum energètic i les emissions de CO₂ del sistema de climatització d'un autobús amb accionament mecànic o elèctric. Es va considerar un autobús de 50 passatgers que realitza un trajecte extraurbà (anada i tornada) entre les ciutats de València i Madrid. Els resultats mostren que el

sistema de climatització amb accionament mecànic consumeix 10.2 litres de combustible (gasoil) i emet 27.3 kg de CO₂ durant el viatge d'anada, assumint que l'equip funciona a una velocitat constant del compressor de 2000 rpm. D'altra banda, el sistema d'aire condicionat en l'autobús impulsat elèctricament consumeix 18.1 kWh durant el viatge d'anada i genera 8,2 kg d'emissions indirectes de CO₂.

ABSTRACT

The air conditioning system is one of the most important auxiliary systems in a vehicle. It provides a thermally comfortable environment by controlling the temperature of the indoor air; however, its excessive use increases the overall energy consumption of the vehicle.

In the present PhD thesis, a global model is developed to calculate the consumption and CO₂ emissions of a climate control system for passenger vehicle, when it travels in a determined path. The main model comprises three sub-models: The first sub-model corresponds to a dynamic modeling of the vehicle's cabin. The proposed model calculates the temperature and humidity variation of the vehicle's interior air according to the external conditions and different thermal loads. It was validated according to two experimental tests, with and without solar radiation. Its main objective calculating the thermal demand that the air conditioning system needs to maintain the interior of the vehicle at a predefined temperature. The developed model takes into account the weather conditions and changes in direction the vehicle takes along the journey. The second sub-model is a quasi-static model for a conventional air conditioning system, which contains detailed modules for the different components of vapor compression cycle (compressor, evaporator, condenser, expansion device, etc.). This model generates performance maps for different working conditions (evaporator and condenser inlet temperatures, compressor speed, etc.). The final sub-model integrates the former dynamic and a quasi-static models of the vehicle's cabin. It determines the performance of the air conditioning system for each time step based on the cooling load. Furthermore, it calculates the consumption and emissions produced by the air conditioning system when the vehicle performs a defined path. In this study, mechanically and electrically driven compressors, with their respective efficiencies of the energy transformation chain were considered.

Finally, a case study is presented to analyze the energy consumption of air conditioning system for a bus driven by mechanical or electrical motor. The bus analyzed makes a round trip from Valencia to Madrid. Regarding the mechanically driven bus, it has a diesel engine that consumes 10.2 liters of fuel and exhausts 27.3 kg of CO₂ during the outward journey. The air conditioning system in this case is assumed to be operating at a constant compressor speed of 2000 rpm. On the other hand, the air

conditioning system in electrically driven bus consumes 18.1 kWh during the outward trip; this energy corresponds to 8.2 kg of indirect CO₂ emissions.

NOMENCLATURA

A	Área de intercambio de aire, [m ²]
Az	Acimut, [°]
C _p	Calor específico, [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
E	Consumo de energía del compresor, [kWh]
Ė	Consumo del compresor, [kW]
Ė _m	Consumo medio del compresor, [kW]
$\bar{\dot{E}}_c$	Consumo medio ponderado del compresor, [kW]
F _m	factor de densidad
g	Aceleración gravitacional, [m ² /s]
h	Entalpia, [kJ/Kg]
H	Altura de la superficie, [m]
\bar{h}	Coefficiente de convección, [W/m ² K]
1/h	Cambios de aire por hora
\dot{m}	Flujo másico, [kg/h]
\bar{Nu}_L	Número de Nusselt, [-]
n	Velocidad de giro del compresor, [rpm]
l	Litros, [l]
L	Longitud característica de la superficie, [m]
P _c	Poder calorífico, [MJ/kg]
Pr	Número de Prandtl, [-]
$\bar{\dot{Q}}_c$	Capacidad frigorífica ponderada, [kW]
\dot{Q}_c	Capacidad frigorífica, [kW]
Ra _L	Número Rayleigh, [-]
Re _L	Número de Reynolds, [-]

R_p	Relación de presiones [-]
T	Temperatura [°]
\dot{V}_s	Volumen del compresor [m ³]

Subíndice / superíndice

amb	Ambiente
bat	Batería
conv	Convertidor
f	Película
inf	infiltraciones
inv	inversor
ref	refrigerante
s	succión
sup	Superficie
trans	transmisión
tot	total
1	Zona más cálida
2	Zona más fría

Símbolos Griegos

η_v	Eficiencia volumétrica, [%]
β	Coefficiente volumétrico de expansión térmica
v	Velocidad, [m/s]
α_{RL}	Difusividad térmica, [m ² /s]
ν	Viscosidad cinemática, [m ² /s]
ρ	Densidad, [kg/m ³]
ξ	Perdidas de calor en el compresor, [%]

α	Dirección [°]
ε	Eficiencia
β	Coefficiente volumétrico de expansión térmica
v	Velocidad [m/s]
ν	Viscosidad cinemática
ρ	densidad

Abreviaciones

0-D	Cero dimensional
1-D	Uno dimensional
A/C	Aire Acondicionado
ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración
CFD	Dinámica de fluidos computacional
CO ₂	Dióxido de carbono
<i>COP</i>	Coefficiente de funcionamiento
ESVE	Equipo de suministro para vehículos eléctricos
EV	Vehículos eléctricos
FH	Calefactor eléctrico
F _{ON}	Factor de encendido
HVAC	Ventilación, calefacción y aire acondicionado
MCI	Motor de combustión interna
NTU	Número de unidades de transferencia
rpm	Revoluciones por minuto
TMY2	Typical Meteorological Year
TRNSYS	Herramienta de simulación de sistema transitorios
UPV	Universidad Politécnica de Valencia
UTM	Universal Transverse Mercator

TABLA DE CONTENIDOS

AGRADECIMIENTOS	iii
RESUMEN	v
RESUM	vii
ABSTRACT	ix
NOMENCLATURA	xi
TABLA DE CONTENIDOS	xv
LISTA DE FIGURAS	xix
LISTA DE TABLAS	xxv
Capítulo 1. Introducción y revisión bibliográfica	27
1.1 Motivación.....	29
1.2 Estado del arte	32
1.2.1 Revisión de literatura sobre sistemas de aire acondicionado automotriz	38
1.3 Hipótesis	41
1.4 Objetivos.....	42
1.5 Metodología.....	43
1.6 Organización de la tesis	44
Capítulo 2. Modelo dinámico de la cabina de un vehículo	47
2.1 Introducción.....	49
2.2 Desarrollo del modelo térmico de la cabina de un vehículo.....	50
2.2.1 Simulación del ensayo 1 sin radiación solar	53
2.2.2 Simulación del ensayo 2 con radiación solar.	54
2.2.3 Cálculo de los coeficientes de convección exteriores	55
2.2.4 Cálculo del flujo de aire intercambiado entre dos zonas térmicas	58

2.2.5	Infiltraciones	59
Capítulo 3. Validación experimental del modelo dinámico de la cabina de un vehículo		
61		
3.1	Introducción.....	63
3.2	Escenarios experimentales con y sin radiación solar.....	63
3.2.1	Ensayo 1 (sin radiación solar)	64
3.2.2	Ensayo 2 (con radiación solar).....	65
3.3	Características geométricas y los materiales de la cabina del vehículo.	66
3.4	Resultados de la validación	68
3.4.1	Ensayo experimental 1	68
3.4.2	Ensayo experimental 2 → A y B.....	69
3.5	Influencia del flujo de aire intercambiado entre las dos zonas.	74
3.6	Influencia de los coeficientes de convección externa sobre la temperatura interior y la capacidad frigorífica.....	75
3.7	Balance de energía solar sobre las superficies de la cabina del minibús	78
Capítulo 4. Metodología de cálculo del consumo energético del sistema A/C de vehículos.....		
81		
4.1	Introducción.....	83
4.2	Metodología de cálculo del consumo energético del sistema A/C en vehículos.....	84
4.3	Submodelo 1: Estimación de la demanda frigorífica.....	86
4.3.1	Cálculo de los cambios de dirección del vehículo a lo largo de un trayecto definido.....	86
4.3.2	Estimación de la temperatura ambiente y la radiación solar a lo largo del trayecto.	89
4.4	Sub-modelo 2: Modelo del sistema A/C desarrollado en IMST-ART ..	91
4.5	Submodelo 3: Estimación de la capacidad frigorífica	100
4.5.1	Sistema A/C con accionamiento mecánico (vehículo convencional – motor de combustión interna)	100

4.5.2	Sistema A/C con accionamiento eléctrico.....	102
4.5.3	Cálculo del consumo y las emisiones de CO ₂ del sistema A/C.....	103
Capítulo 5. Cálculo del consumo de energía del sistema A/C en vehículos ...		109
5.1	Introducción.....	111
5.2	Determinación de los datos de entrada del modelo	111
5.2.1	Definición de las características geométricas y constructivas del autobús.	111
5.2.2	Definición del trayecto del autobús.....	114
5.3	Análisis de los resultados	117
5.3.1	Estimación de la demanda frigorífica (sub-modelo 1).....	117
5.4	Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).	119
5.4.1	Sistema con accionamiento mecánico (autobús con MCI)	119
5.4.2	Sistema con accionamiento eléctrico (autobús con batería).....	131
5.5	Cálculo de las emisiones de CO ₂ producidas por el sistema A/C.....	135
5.5.1	Emisiones de CO ₂ del sistema A/C con accionamiento mecánico..	135
5.5.2	Emisiones de CO ₂ del sistema A/C con accionamiento eléctrico ...	136
5.6	Variación del flujo de aire del ventilador en el condensador	137
Capítulo 6. Conclusiones		141
6.1	Conclusiones.....	143
6.2	Trabajos futuros.....	145
6.3	Publicaciones.....	146
Capítulo 7. Anexos		147
REFERENCIAS.....		161

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Emisiones de gases de efecto invernadero por transporte en 2014 [1]... 29	29
Figura 2. Metodología utilizada para el cálculo del consumo energético y emisiones de CO ₂ del sistema A/C de vehículos 44	44
Figura 3. Esquema del flujo de energía en la cabina de un vehículo. 49	49
Figura 4. Zonas térmicas del modelo de la cabina del vehículo. 51	51
Figura 5. Esquema general del modelo de la cabina de vehículo 52	52
Figura 6. Esquema del modelo de la cabina de vehículo (ensayo 1). 54	54
Figura 7. Esquema del modelo de la cabina de vehículo (ensayo 2). 55	55
Figura 8. Esquema de la ubicación de la instrumentación del ensayo 1 [50]. 64	64
Figura 9. Esquema de ubicación de la instrumentación del ensayo 2 [50]. 65	65
Figura 10. Resultados experimentales y de simulación de la temperatura del aire dentro de la cabina (ensayo 1, zona 1)..... 69	69
Figura 11. Temperatura ambiente e irradiancia global horizontal. a) Ensayo 2-A. b) Ensayo 2-B. 70	70
Figura 12. Resultados experimentales y de simulación de la temperatura del aire interior de la cabina (ensayo 2- A, zona 2)..... 71	71
Figura 13. Resultados experimentales y de simulación de la temperatura del aire interior de la cabina (ensayo 2-B, zona 1) 72	72
Figura 14. Resultados experimentales y de simulación de la temperatura de las masas interiores. Ensayo 2 A y B. 73	73
Figura 15. Diferencia de temperatura entre la zona de pasajeros y del conductor. 74	74
Figura 16. Flujo de aire intercambiado entre las dos zonas. (Test 2) 75	75
Figura 17. Temperatura del aire de la cabina considerando los coeficientes de convección exteriores (natural y forzada). 77	77
Figura 18. Capacidad frigorífica de la cabina considerando los coeficientes de convección exteriores (natural y forzada). 77	77
Figura 19. Balance de las ganancias de calor solar en la cabina del minibús 79	79
Figura 20. Esquema general del modelo de cálculo consumo energético y emisiones de CO ₂ del sistema A/C de vehículos. 85	85

Figura 21. Estimación de los diferentes cambios de dirección lo largo de un trayecto	87
Figura 22. Acimut de las superficies del vehículo para una dirección α	88
Figura 23. Variación de las condiciones ambientales durante el trayecto del vehículo entre dos ciudades A y B.	90
Figura 24. Sistema A/C con todos sus componentes y el diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión de vapor.	91
Figura 25. Eficiencia del compresor a diferentes velocidades.....	93
Figura 26. Eficiencia del compresor a diferentes velocidades.....	93
Figura 27. Distribución de los tubos del evaporador [46].....	96
Figura 28. Distribución de los tubos del condensador [46].	96
Figura 29. Mapas de prestaciones del equipo A/C para una velocidad de 2000 rpm, 50% de HR y varias temperaturas del aire a la entrada del evaporador y condensador.....	99
Figura 30. Sistema de accionamiento mecánica[59].....	100
Figura 31. Parámetros de entrada y salida del submodelo 2, para un sistema de accionamiento mecánico.....	101
Figura 32. Cadena de energía del sistema A/C en un vehículo eléctrico.	102
Figura 33. Entradas y salidas del submodelo 2, para un sistema de accionamiento eléctrico.	103
Figura 34. Cadena de energía relativa al vehículo convencional.....	105
Figura 35. Eficiencia global del vehículo eléctrico.....	106
Figura 36. Dimensiones generales de un autobús de 12m [62].....	112
Figura 37. Ruta Valencia – Madrid [63].....	114
Figura 38. Variación de la temperatura y radiación solar durante el trayecto Valencia -Madrid.....	115
Figura 39. Valores de acimut que el vehículo toma a lo largo del trayecto de ida.	116
Figura 40. Incidencia de la radiación solar sobre las superficies del vehículo durante el trayecto de ida Valencia-Madrid.....	117
Figura 41. Demanda frigorífica durante el trayecto Valencia – Madrid.	118

Figura 42. Ganancias térmicas del autobús en el trayecto de ida Valencia-Madrid.	119
Figura 43. Capacidad frigorífica del sistema A/C para varias velocidades del compresor (trayecto de ida Valencia-Madrid).....	120
Figura 44. Variación de la capacidad frigorífica, el consumo del compresor y la variación del flujo másico de refrigerante en función de la velocidad del compresor.	121
Figura 45. Variación del consumo del compresor en función de la relación de compresión, para varias velocidades del compresor.....	122
Figura 46. Factor de encendido del equipo de A/C.	124
Figura 47. Consumo medio del compresor para el trayecto de ida Valencia-Madrid para distintas velocidades del compresor.	125
Figura 48. Coeficiente de funcionamiento (COP) a distintas velocidades del compresor para el trayecto de ida Valencia-Madrid.	126
Figura 49. Parámetros medios ponderados del ciclo de refrigeración durante el trayecto de ida Valencia-Madrid.	128
Figura 50. Flujo másico de condensado a distintas velocidades para el trayecto de ida Valencia-Madrid.	129
Figura 51. Humedad relativa a distintas velocidades para el trayecto de ida Valencia -Madrid.	130
Figura 52. Velocidad del compresor en el trayecto de ida Valencia -Madrid. Accionamiento eléctrico.	131
Figura 53. Capacidad frigorífica y consumo del compresor en el trayecto de ida Valencia -Madrid. Accionamiento eléctrico.	132
Figura 54. Coeficiente de funcionamiento (COP) en el trayecto de ida Valencia - Madrid. Accionamiento eléctrico.	133
Figura 55. Flujo másico de condensado medio en el trayecto de ida Valencia - Madrid. Accionamiento eléctrico.	134
Figura 56. Humedad relativa media en el trayecto de ida Valencia -Madrid. Accionamiento eléctrico.	134
Figura 57. Energía consumida y las emisiones producidas por el sistema A/C con accionamiento mecánico.	136
Figura 58. Energía consumida y las emisiones producidas por el sistema A/C con accionamiento eléctrico.	137

Figura 59. Consumo del sistema A/C para varios flujos de aire del ventilador del condensador.....	138
Figura 60. Consumo del compresor y de los ventiladores para varios flujos de aire.....	139
Figura 61. Consumo total de energía eléctrica del sistema de aire acondicionado y de los ventiladores para varios flujos de aire.....	140
Figura 62. Acimut de las superficies del autobús en el trayecto de retorno Madrid - Valencia.....	149
Figura 63. Radiación solar sobre las superficies del autobús en el trayecto de retorno Madrid - Valencia.	150
Figura 64. Demanda frigorífica durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.	151
Figura 65. Ganancias térmicas del autobús durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.....	151
Figura 66. Capacidad frigorífica del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.....	152
Figura 67. Factor de encendido del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.....	153
Figura 68. Consumo medio del compresor del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.	154
Figura 69. COP del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.	154
Figura 70. Parámetros medios ponderados del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.	155
Figura 71. Flujo másico de condensado durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.....	155
Figura 72. Humedad relativa del aire interior durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.....	156
Figura 73. Velocidad del compresor durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.....	156
Figura 74. Capacidad frigorífica del sistema A/C y consumo del compresor durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.	157

Figura 75. COP del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.....	157
Figura 76. Flujo másico medio de condensado durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.....	158
Figura 77. Humedad relativa media durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.....	158
Figura 78. Emisiones de CO ₂ del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento mecánico.	159
Figura 79. Emisiones de CO ₂ del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.....	159

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Revisión de lo publicado de modelos térmicos de cabina de vehículos... 37	37
Tabla 2. Correlaciones de números de Nusselt para la convección natural externa en las superficies del vehículo [42]	57
Tabla 3. Correlaciones de números de Nusselt para la convección forzada flujo laminar y turbulento[43].	57
Tabla 4. Resumen de los ensayos y equipos de medida utilizados en la validación de los escenarios.	63
Tabla 5. Características geométricas del minibús	66
Tabla 6. Materiales utilizados en las superficies de la cabina.	67
Tabla 7. Propiedades ópticas de los materiales del vehículo.	68
Tabla 8. Variación de la temperatura de la cabina y la capacidad frigorífica para varios coeficientes de transferencia de calor (natural y forzado)	76
Tabla 9. Ecuaciones para el cálculo del Acimut de las superficies del vehículo ...	87
Tabla 10. Coeficientes de la correlación de eficiencia del compresor.	94
Tabla 11. Coeficientes de la correlación de eficiencia volumétrica del compresor	95
Tabla 12. Características del evaporador	95
Tabla 13. Características del condensador	97
Tabla 14. Factores de conversión de litros de combustible a Kg de CO ₂	108
Tabla 15. Dimensiones de las superficies del autobús.	112
Tabla 16. Materiales utilizados en el autobús	113

Capítulo 1

Introducción y
revisión bibliográfica

1.1 Motivación

En las últimas décadas, el incremento del consumo de combustibles derivados del petróleo, por parte del sector del transporte, ha generado impactos negativos en el medio ambiente. En la actualidad, el sector del transporte contribuye aproximadamente con una cuarta parte de todas las emisiones de gases efecto invernadero en Europa y es la principal causa de contaminación del aire en las ciudades. El transporte es el único sector donde las emisiones de efecto invernadero siguen aumentando, ya que se basa, principalmente, en la combustión de combustibles fósiles.

En Europa, el transporte por carretera representó más del 70% de todas las emisiones de gases efecto invernadero generadas por el sector del transporte en 2014 (Figura 1) [1].

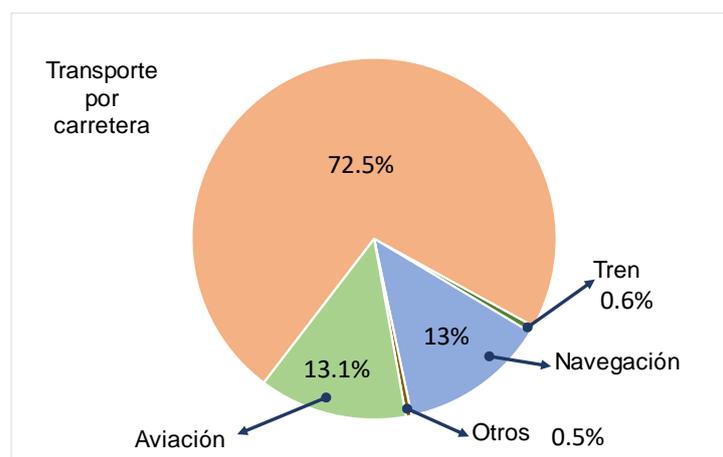


Figura 1. Emisiones de gases de efecto invernadero por transporte en 2014 [1].

Debido al aumento significativo del consumo de energía en el sector del transporte, la Unión Europea estableció nuevas estrategias y regulaciones encaminadas a la movilidad de bajas emisiones, las cuales se enfocan en mejorar la eficiencia del sistema de transporte, utilizar energías alternativas y desarrollar vehículos con tecnologías

eficientes, de bajas emisiones o de cero emisiones, como una forma efectiva de reducir las emisiones de carbono, el consumo de energía, la contaminación del aire y la dependencia del petróleo [2].

El sector automotriz ha impulsado el desarrollo de nuevas tecnologías (vehículos eléctricos e híbridos), componentes auxiliares más eficientes y el uso de materiales innovadores (vehículos más livianos). Actualmente, debido a los fuertes cambios climáticos con veranos más cálidos e inviernos más fríos, el sistema de calefacción se ha convertido en uno de los componentes auxiliares más importantes en los vehículos de pasajeros [3].

El sistema de climatización crea un ambiente confortable para los pasajeros, el cual controla la temperatura del aire interior del vehículo y mantiene su humedad relativa en condiciones de confort térmico, en donde el pasajero no siente ni frío, ni calor. Sin embargo, su operación tiene un doble impacto en un vehículo, primero incrementa el consumo de energía y posteriormente aumenta las emisiones de gases de efecto invernadero, siendo el segundo mayor consumidor de energía en los automóviles después del motor ([4], [5]).

En un vehículo convencional de motor de combustión interna, el sistema de climatización impone una carga extra al motor del vehículo [6], incrementando el consumo de combustible no solo por su funcionamiento, sino también por el peso adicional que supone dicho sistema [7]. Mientras que, en un vehículo eléctrico (EV), el consumo del sistema A/C reduce la autonomía del vehículo. Aunque los EV tienen la ventaja de cero emisiones (en los tubos de escape), no se debe descuidar el consumo de energía y la contaminación del aire durante la generación de electricidad utilizada para su alimentación. Por tal motivo, cualquier mejora en la eficiencia del sistema A/C, en la optimización de su diseño, o en la disminución de la carga térmica del vehículo, reducirá el consumo de combustible, de electricidad y de las consecuentes emisiones de gases de efecto invernadero que éste produzca [8].

En los últimos años, se han desarrollado diferentes estudios sobre el impacto el sistema A/C en el consumo energético del vehículo. Hendricks [9] reportó que durante el ciclo de manejo SC03 (test estandarizado para medir las emisiones de escape en U.S.A), el impacto promedio del sistema de A/C en una gama de vehículos livianos puede aumentar el consumo de combustible en un 28%, las emisiones de monóxido de carbono en 71% y las emisiones de óxido de nitrógeno en un 81%. Bharathan et

al. [10] realizaron pruebas en vehículos híbridos (Toyota Prius/Honda Insight) y demostraron que la economía de combustible disminuye en un 30% al 35% cuando el sistema A/C está en funcionamiento. Lambert et al. [11] informaron que el compresor mecánico del sistema A/C podría aumentar el consumo de combustible del vehículo en un 12 al 17% en vehículos medianos.

No obstante, el consumo del sistema A/C depende de varios factores como el tamaño y tipo de vehículo (convencional, eléctrico), la eficiencia del equipo A/C, las condiciones climáticas (radiación solar y temperatura ambiente) que dependen de la región geográfica, los patrones de conducción que determinan las revoluciones del compresor (rpm), las características constructivas y de composición de los vehículos (materiales de las superficies) y las cargas internas que están determinadas por el número de pasajeros y los equipos auxiliares en el interior del vehículo.

En este contexto, una vez establecida la creciente preocupación por la reducción de las emisiones de CO₂ en el sector del transporte, y habiendo entendido la importancia del sistema A/C para el confort del pasajero y su influencia en el consumo de energía y las emisiones de CO₂, es necesario contar con una herramienta de cálculo que permita estimar el consumo de energía del sistema A/C en condiciones transitorias para evaluar las posibles estrategias de optimización del sistema A/C y su efecto en la reducción del consumo energético y de las emisiones de CO₂.

1.2 Estado del arte

El sistema de aire acondicionado (A/C) del vehículo mantiene la temperatura y humedad del aire interior en condiciones de confort térmico para los pasajeros, sin embargo, su funcionamiento incrementa el consumo de energía y las emisiones de gases de efecto invernadero. La principal tarea del sistema A/C es producir suficiente capacidad de refrigeración para compensar las cargas térmicas sensibles y latentes del vehículo. Las cargas sensibles originan una variación en la temperatura del aire y las cargas latentes originan una variación en la humedad absoluta del aire.

El consumo energético del sistema A/C depende de varios factores como el tipo de vehículo (convencional, eléctrico), su tamaño, la demanda térmica, la eficiencia del equipo A/C, y de otros factores como los patrones de conducción que determinan las revoluciones del compresor (rpm). La eficiencia del sistema A/C depende del diseño y dimensionamiento de los componentes del ciclo de compresión de vapor (intercambiadores de calor, compresor, dispositivo de expansión, etc.).

La demanda térmica de un vehículo depende de las condiciones ambientales (temperatura ambiente, humedad del aire y radiación solar), de las características constructivas y de composición de los vehículos (materiales de las superficies), de las ganancias por ocupación (número de pasajeros), infiltraciones, equipos auxiliares y de la temperatura interior deseada.

Para el cálculo de la demanda de refrigeración se deben considerar todos los flujos de energía que incrementan la temperatura del aire interior del vehículo. La demanda de refrigeración está en función de las ganancias de calor que ingresan a la zona a través de (1) las superficies opacas (paredes, pisos, techos y puertas), (2) las superficies transparentes (ventanas y puertas acristaladas), (3) las ganancias causadas por infiltración y ventilación, y (4) las ganancias por ocupación y equipos auxiliares.

La Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) [18] recomienda dos procedimientos para el cálculo de las cargas térmicas de refrigeración en edificios: el método de balance de calor y el método de series de tiempo radiante, los cuales han sido perfeccionados en los últimos años. Estos dos métodos están basados, fundamentalmente, en relaciones de transferencia de calor y de masa. El método de series de tiempo radiante es un método que se deriva directamente del método de balance de calor.

Capítulo 1

El método de balance de calor es un método directo y riguroso que utiliza ecuaciones de transferencia de calor a través de balances de energía. Este método describe la conversión de las ganancias térmicas instantáneas en cargas térmicas dentro de la zona, considerando todos los mecanismos de transferencia de calor por conducción, convección, radiación y la inercia térmica de los cerramientos. El balance de calor se compone de cuatro procesos: balance de calor en las superficies exteriores, proceso de conducción a través de las paredes de la zona, balance de calor en las superficies internas y el balance de calor del aire interior.

Las ganancias térmicas consideradas en el método de balance de calor son la siguientes:

- Ganancias de energía por conducción, convección y radiación desde las superficies interiores hacia el aire interior de la zona. Para ello se calcula la transmisión de calor de cada una de las superficies que componen su envolvente térmica. En cada superficie se determina la transmisión de calor en régimen transitorio, en donde se conoce la evolución de la temperatura del aire exterior y se puede resumir el intercambio de calor en las superficies mediante un coeficiente global de convección-radiación con la temperatura del aire [12].
- Ganancias de energía a través de las superficies exteriores. Estas ganancias son debidas al efecto de calentamiento directo por la radiación solar que pasa a través de las ventanas y a un efecto indirecto por la energía solar absorbida por las superficies exteriores de los techos y paredes de la zona. En las paredes de un edificio, en las que se utiliza materiales como el concreto, durante el día almacenan energía térmica y producen flujos de calor hacia la zona durante el día e incluso durante la noche. La conducción de flujos de calor a través de una pared se describe en términos del espesor, del área de sección transversal y de la conductividad térmica o, de manera equivalente, en términos de la resistencia de la conducción, lo que provoca que las paredes de la zona almacenen calor (capacitancia térmica) y retrasen significativamente el tiempo en que se producen las máximas ganancias de calor. Sin embargo, las paredes de un vehículo no presentan una inercia térmica considerable debido al espesor y las propiedades de transferencia de calor de los materiales que este utiliza (conductividad térmica, calor específico, densidad

y capacidad calorífica). Además, las superficies exteriores del vehículo facilitan la transmisión y el intercambio de calor constante hacia el interior del vehículo, generando un incremento instantáneo en la temperatura interior del mismo. Las superficies acristaladas, permiten el paso de la radiación solar directamente al espacio interior, lo que contribuye a la ganancia de calor de la zona [13].

Varios autores han demostrado que la temperatura interior de un vehículo estacionado bajo la influencia de la radiación solar puede superar los 90 °C dependiendo del lugar y de la estación del año. Waleed et al. [14] determinaron que la temperatura del aire dentro de la cabina en vehículo estacionado expuesto bajo el sol podría alcanzar los 120 °C cuando la temperatura exterior varía entre 35 y 45 °C (Aswan-Egipto). Al-Kayiem et al. [15] y Levinson et al. [16] comprobaron que la temperatura promedio interior de la cabina de un vehículo aumenta hasta 80 °C cuando el vehículo está estacionado bajo el sol en un día de verano. Dadour et al. [17] demostraron que, cuando un vehículo se estaciona al sol en verano en Australia Occidental, los niveles de temperatura en la cabina del vehículo pueden estar más de 20 °C por encima de la temperatura ambiente.

Otro factor que afecta al intercambio de calor es la velocidad a la que se mueve el vehículo durante un trayecto, debido a que el coeficiente de convección exterior varía con la velocidad del aire.

La incidencia de la radiación solar varía en función de la altitud, la orientación del edificio y el movimiento relativo del sol durante el día. A diferencia de un edificio, en donde su posición y orientación permanecen constantes durante todo el tiempo (las superficies siempre reciben la misma incidencia solar a una hora determinada), en un vehículo, la incidencia de la radiación solar sobre sus superficies varía en función de su orientación y posición y del movimiento relativo durante un trayecto. Consecuentemente, la absorción de calor de las superficies del vehículo varía a lo largo del día. Lo mismo ocurre con la transferencia directa de la radiación solar a través de las superficies transparentes.

- Ganancias internas por ocupación, para lo cual se considera un perfil de uso diario del espacio a acondicionar, que, en el caso de edificios, dicho perfil está estandarizado. Estas ganancias varían en el caso de los vehículos, ya

que depende del tipo de vehículo, su tamaño y de las condiciones de uso establecidas.

- Ganancias por infiltraciones, que se producen cuando el aire exterior ingresa a la zona debido a la diferencia de presión y al número, tamaño y forma de los huecos perimetrales de ventanas y puertas. En el caso de un vehículo, las ganancias por infiltraciones son difíciles de predecir con precisión, por lo que es necesario recurrir a métodos experimentales.

El método de balance de calor permite un cálculo preciso de las cargas térmicas de una zona, independiente de la forma, de la ubicación, y del espacio a acondicionar. Además, se puede calcular las cargas térmicas en tiempo real cuando las condiciones de entrada varían con el tiempo.

Por otro lado, varios autores han desarrollado modelos de cabinas de vehículos utilizando el método de parámetros concentrados (lumped parameters method), el cual parte de la suposición de que la temperatura de la superficie es espacialmente uniforme (gradientes de temperatura dentro del sólido son despreciables) en cualquier instante durante el proceso transitorio. En estos modelos se han realizado algunas simplificaciones al no considerar todos los flujos de calor que influyen en el incremento de temperatura del aire interior de la cabina. Dichos modelos se utilizaron para determinar la variación de la temperatura interior o calcular la cantidad de energía que necesita ser removida para mantener el interior de la cabina de un vehículo en condiciones de confort térmico.

Otros autores utilizaron modelos transitorios 3D CFD (dinámica de fluidos computacional), comúnmente utilizados para calcular en detalle la transferencia de calor y el confort térmico.

La Tabla 1 muestra un resumen de los modelos térmicos de vehículos encontrados en la literatura previa. Los modelos desarrollados son de diferentes tipos de vehículos (sedán, minibús, bus o vagones de metro). Todos los autores han considerado la radiación solar y la temperatura ambiente como la principal carga térmica que influye en el aumento de temperatura del aire interior de la cabina. Con respecto a los trabajos que utilizan el método de balance de calor, varias consideraciones particulares se han realizado en los estudios:

- Khayyam et al.[6] y Lee et al.[18], Conceição et al. [12], Ali and Bahrami, [19] y He et al.[20] consideraron el calor del motor y de los gases de escape

debido que, en vehículos pequeños, el calor puede transferirse a la cabina a través del piso y contribuye en el incremento de la carga térmica de la cabina.

- Roy et al [21], Fayazbakhsh y Bahrami [19], Dullinger et al. [22], Khayyam et al [6] y Torregrosa-Jaime et al. [23] asumieron un coeficiente global de transferencia de calor de las superficies de la cabina.
- Mezhhab y Bouzidi et al. [24] y Wu et al. [25] incluyeron la transferencia de calor por radiación de onda larga entre superficies interiores de la cabina.
- Torregrosa-Jaime et al. [23] dividieron el modelo de la cabina del vehículo en dos zonas térmicas (conductor y pasajeros) para determinar la variación de la temperatura interior de la cabina en cada zona térmica.
- He et al. [20] desarrollaron un modelo estadístico para predecir la ganancia por ocupación de pasajeros dentro de un autobús.
- Wu et al. [25] calcularon el área sombreada que causa el techo del vehículo dentro de la cabina cuando el vehículo está en movimiento.
- He et al.[20], Torregrosa et al. [23], Solmaz et al. [26], consideraron cargas internas auxiliares ubicados en el interior de la cabina como luces, ventiladores, etc.

Tabla 1. Revisión de lo publicado de modelos térmicos de cabina de vehículos.

Método	Autores	Inercia Cabina	Masas interiores	Hu	Pe	Cargas térmicas			Validación		Tipo de vehículo
						RS	Inf	Aux	Mo	Par	
MPA	Conceição et al. [13]	x	x	-	x	x	x	x	x	x	Tren
	Mezhab et al. [28]	x	x	-	-	x	x	-	-	x	Tamaño medio
	Khayyam et al. [6]	x	-	x	x	x	-	-	-	x	Tamaño medio
	Levinson et al. [18]	-	-	-	-	x	-	-	-	x	Tamaño medio
	Sanaye et al. [20]	-	x	x	x	-	-	-	-	x	Tamaño medio
	Marcos et al. [29]	-	x	-	x	x	x	-	-	x	Tamaño medio
	Tonegrosa et al. [27]	-	x	x	x	-	x	x	-	x	Minibús
	Ali and Bahrami [23]	-	-	-	-	x	x	-	-	x	Tamaño medio
	Akyol et al. [30]	x	-	-	-	x	x	-	-	x	Tamaño medio
	Dullinger et al. [26]	-	x	-	-	-	x	-	-	-	Metro
	Pokorny et al. [31]	x	x	x	x	x	x	-	-	x	Tamaño medio
	Solmaz et al. [32]	-	-	-	-	x	x	-	-	-	Tamaño medio
	He et al. [24]	-	-	-	-	-	x	-	-	-	Bus
	Lee et al. [22]	-	x	-	-	-	x	-	-	-	Tamaño medio
	Wu et al. [21]	x	-	-	-	x	x	-	-	-	Tamaño medio
Roy et al. [25]	x	-	-	-	-	x	-	-	x	Tamaño medio	
CFD	Huang et al. [33]	-	-	-	-	-	-	-	-	x	Tamaño medio
	Sevilgen et al. [34]	-	x	-	-	-	-	-	-	x	Tamaño medio
	Chin et al. [35]	-	x	-	-	x	-	-	-	x	Tamaño medio

Leyenda: MPA= Método de balance de energía, CFD =Dinámica de fluidos computacional, Pe= personas en el interior de vehículo, Ven= Ventilación, RS= Radiación solar, Inf=Infiltraciones, Mo=Motor, Par= Parqueado, Mov= movimiento, Hu= Humedad.

1.2.1 Revisión de literatura sobre sistemas de aire acondicionado automotriz

En los últimos años, se han desarrollado varios estudios teóricos y experimentales para evaluar el rendimiento de los sistemas de aire acondicionado automotriz, con el objetivo de reducir el consumo y mejorar su eficiencia. Varios de esos estudios se han realizado en condiciones estacionarias y otros en condiciones transitorias.

Dentro de los estudios teóricos, Ratts et al. [36] realizaron un análisis del funcionamiento cíclico del sistema A/C automotriz. Para ello, utilizaron la segunda ley de la termodinámica, en particular la generación de entropía, para cuantificar las pérdidas termodinámicas de cada componente del ciclo de compresión de vapor, bajo condiciones estables de conducción. En el análisis consideraron por un lado la conservación de masa y por otro la conservación de la energía en el ciclo. En este estudio no se presentó un modelo detallado de los componentes del sistema.

Di Batista et al. [3] presentaron un modelo del equipo A/C en estado estable trabajando con R-1234yf. El modelo incluye condiciones de diseño del evaporador y el condensador, la válvula de expansión y el compresor de acuerdo con las ecuaciones de conservación (masa, momento y energía). Cada componente se modeló por separado y luego se integraron en un modelo general del sistema. Los intercambiadores de calor fueron modelados utilizando el método ε -NTU; las curvas de eficiencias del compresor se obtuvieron en base de datos de catálogo, la válvula de expansión fue modelada considerando el flujo de un estrangulamiento de sección fija. Sin embargo, no presentaron una validación experimental del modelo.

Bellocchi et al. [37] modelaron una bomba de calor reversible en Modélica, para analizar el impacto que tiene el uso del sistema A/C dentro del rango de conducción de un vehículo. El sistema general integra modelos de componentes ajustados con datos experimentales. Los componentes del equipo A/C fueron seleccionados de la biblioteca de Modelica Air Conditioning library. Las eficiencias del compresor se definen a través de tres tablas que utilizan la relación de compresión y la velocidad de rotación como entradas.

He et al. [20] desarrollaron un modelo predictivo para el control del equipo A/C. Los autores utilizaron un balance de calor para calcular la demanda frigorífica, sin embargo, para el cálculo del consumo del sistema A/C utilizaron un funcional dependiente de la potencia del compresor a una velocidad determinada y de la temperatura de confort en el interior de la cabina.

Dullinger et al. [22] presentaron un método para calcular el consumo de energía de un sistema A/C. Para lo cual, acoplaron un modelo térmico de la cabina de un vehículo y un modelo estático del sistema de climatización. Este sistema HVAC está compuesto por una cámara de mezcla de aire exterior e interior, el equipo de refrigeración, una batería de calentamiento de aire y un ventilador. Las prestaciones del equipo de refrigeración fueron ingresadas directamente a través de tablas en función de las condiciones de trabajo. Los autores no presentaron un modelo del ciclo de compresión de vapor utilizado con la descripción de sus componentes.

Lee y Yoo [38] desarrollaron un modelo estacionario del equipo A/C trabajando con R-134a. Los intercambiadores de calor fueron modelados utilizando el método ϵ -NTU, para lo cual utilizaron expresiones del coeficiente global de transferencia de calor y caídas de presión. Las ecuaciones de eficiencias del compresor fueron obtenidas experimentalmente. Los modelos individuales de los componentes fueron integrados de manera que satisfagan las leyes de conservación de masa y energía. Los datos de entrada del modelo del sistema A/C fueron: la temperatura del aire de entrada, la humedad y el flujo del evaporador, la temperatura del aire de entrada y la velocidad del condensador, la velocidad del compresor, el sobrecalentamiento y la cantidad de carga de refrigerante. Los datos de salida incluyeron el flujo másico del refrigerante, la capacidad de evaporación, la capacidad de condensación, el trabajo del compresor y el COP.

Jabardo et al. [39] desarrollaron un modelo estacionario del equipo A/C trabajando con R-134a. Los intercambiadores de calor fueron modelados utilizando el método ϵ -NTU, para lo cual utilizó expresiones del coeficiente global de transferencia de calor y caídas de presión. La válvula de expansión fue modelada con una expresión que considera la variación de la presión a través del orificio de la válvula y un coeficiente de flujo que depende del grado de apertura de la válvula. Las ecuaciones de eficiencia global y volumétrica del compresor fueron ajustadas por datos del fabricante y experimentalmente. Brown et al. [40] evaluaron un sistema A/C automotriz que opera con CO₂ y R-134a en estado estable. Estos autores modelaron un sistema semi-teórico para evaluar el rendimiento de refrigerantes o mezclas de refrigerantes en el ciclo de compresión de vapor. Asumieron un compresor de tipo abierto y lo modelaron utilizando correlaciones empíricas para eficiencias volumétricas e isentrópicas.

En la literatura previa también se han encontrado varios estudios experimentales del equipo A/C. Kaynakli y Horuz [41] realizaron un estudio experimental del funcionamiento del equipo A/C al variar la temperatura de entrada al evaporador, condensador y a distintas velocidades del compresor. Zulkifli et al. [42] analizaron experimentalmente las diferencias que existen al utilizar un compresor convencional y un eléctrico. Los autores concluyeron que el compresor eléctrico tiene un menor consumo de combustible y eficiencia en comparación con el compresor convencional.

Por otro lado, dada la importancia que tiene en la actualidad el calentamiento global, la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero y la disminución del uso de combustibles fósiles en el sector del transporte, es necesario evaluar el consumo energético y las emisiones de CO₂ producidas por el funcionamiento del sistema A/C en los vehículos durante un trayecto determinado. En la literatura se encontraron solo dos autores que estiman el consumo del sistema A/C dentro de un trayecto, Mastrullo et al. [43], realizaron un estudio teórico para el cálculo de las emisiones de CO₂ que produce un vagón de tren al realizar un recorrido entre dos ciudades. La cabina del vagón de un tren fue modelada en Matlab utilizando el método de balance de calor y el equipo A/C fue modelado en el programa IMST-ART, del cual obtuvieron dos correlaciones para el cálculo del consumo del compresor para dos velocidades. Estas correlaciones fueron ingresadas en el modelo. Las entradas del modelo son las condiciones de trabajo y las salidas son los parámetros de rendimiento del equipo A/C. Para el cálculo de las emisiones de CO₂ utilizaron un factor de conversión de 0.483 kg CO₂ por cada kWh que se produce en Italia. Mientras tanto Zhang et al. [44] analizaron experimentalmente el consumo de combustible y las emisiones de CO₂ producidas por 76 buses de transporte públicos durante un ciclo típico de conducción. Las pruebas se realizaron con el sistema A/C encendido y apagado, para determinar el consumo del equipo A/C.

La mayoría de los trabajos encontrados en la revisión de bibliografía utilizan modelos sencillos del sistema A/C con varias simplificaciones en la descripción de sus componentes ([22],[19],[45],[20],[38]). Sin embargo, se han desarrollado dos programas informáticos IMST-ART y VapCyc que permiten modelar de manera detallada el equipo A/C. IMST-ART [46] presenta una evaluación precisa del rendimiento del equipo de refrigeración, que incluye un modelado detallado de cada componente. Este programa permite evaluar el equipo desde una perspectiva del rendimiento global del equipo, y también evaluar el rendimiento de cada uno de sus componentes. VapCyc [47] es una herramienta avanzada de optimización y simulación

del ciclo de compresión de vapor. No obstante, estos análisis lo realizan en estado estacionario, lo que dificulta un análisis del equipo de aire acondicionado en condiciones reales transitorias.

En conclusión, varios modelos térmicos de cabinas de vehículos y modelos de equipos de A/C se han encontrado en la literatura previa. Los modelos térmicos de vehículos se centraron en predecir los cambios de temperatura del aire interior y realizar diferentes estudios para disminuir el incremento de temperatura del aire interior durante un tiempo determinado.

Dentro de los modelos desarrollados del sistema A/C se encontraron modelos en estado transitorio y estacionario. Los modelos en estado transitorio presentan varias simplificaciones en el modelado de cada uno de los componentes del ciclo. Estos modelos se centran principalmente en calcular el consumo del equipo A/C. Los modelos en estado estacionario están mejor detallados dado que sus estudios lo realizan en condiciones de trabajo puntuales. Sin embargo, se encontró solo un trabajo en el cual se acopla un modelo térmico de la cabina de un vehículo y un modelo detallado del sistema A/C en estado estacionario.

Tras la revisión de la literatura previa, se ha identificado la necesidad de desarrollar un modelo que estime el consumo del sistema A/C automotriz bajo condiciones ambientales transitorias, considerando las diferentes ganancias térmicas que inciden sobre la cabina del vehículo. El modelo debe considerar el funcionamiento del sistema A/C durante el recorrido de un trayecto determinado de un vehículo, en donde las condiciones ambientales varían en función del tiempo y de la localización geográfica.

1.3 Hipótesis

En el presente trabajo se ha considerado las siguientes hipótesis:

1. Los modelos establecidos para el cálculo de cargas térmicas en edificios, basados en balances de energía pueden ser ocupados para estimar las cargas térmicas y la demanda de refrigeración de un vehículo en condiciones transitorias.
2. El cálculo de las cargas térmicas en un vehículo debe hacerse considerando dos zonas térmicas, uno para los pasajeros y un para el conductor. Las diferencias entre las dos zonas debido a las ganancias por ocupación, la cantidad de superficies acristaladas, la incidencia de la radiación solar entre las dos zonas podría generar una diferencia de temperaturas del aire interior entre

las dos zonas, en consecuencia, la demanda de refrigeración puede ser diferente entre las dos zonas.

1.4 Objetivos

El objetivo principal de la presente tesis es desarrollar una modelo para el cálculo del consumo de climatización en vehículos de pasajeros urbanos. Para lograr este objetivo se han definido los siguientes objetivos específicos del estudio:

- Desarrollar un modelo dinámico de la cabina de un vehículo, que sea capaz de predecir el comportamiento térmico del vehículo bajo la influencia de las condiciones ambientales (temperatura y radiación solar).
- Validar experimentalmente del modelo dinámico de la cabina en diferentes escenarios (con y sin la influencia de la radiación solar).
- Desarrollar un modelo del sistema de aire acondicionado el cual calcule las prestaciones del equipo al cambiar las condiciones de trabajo.
- Integrar el modelo dinámico de la cabina del vehículo y el modelo del equipo de A/C, en un modelo global, para estimar la respuesta del equipo ante las variaciones de la demanda térmica del vehículo.
- Desarrollar una metodología de cálculo del consumo del sistema A/C y las emisiones de CO₂ utilizando el modelo global para diferentes tipos de sistemas de accionamiento del compresor, dependiendo del tipo de vehículo (convencional, híbrido y eléctrico) y sus respectivas eficiencias de la cadena de transformación de energía.
- Determinar los cambios de dirección del vehículo cuando recorre un trayecto determinado entre dos ciudades.
- Aplicar la metodología de cálculo del consumo y emisiones de CO₂ del sistema A/C, para un autobús de pasajeros que realiza un recorrido entre dos ciudades.

1.5 Metodología

La metodología utilizada en la presente tesis se compone de dos partes. Por un lado, se realizó una investigación bibliográfica y por otro se realizó un modelado del sistema de aire acondicionado de vehículos. En la Figura 2, se observa un esquema de la metodología y el enfoque adoptado para alcanzar los objetivos planteados de la presente tesis.

La investigación bibliográfica se realizó para estudiar el estado del arte sobre modelado térmico de vehículos, cálculo de cargas térmicas, modelado de sistemas de aire acondicionado automotriz y el cálculo del consumo y emisiones de CO₂ de sistemas de aire acondicionado de vehículos. De la revisión de la literatura previa se obtuvieron datos experimentales que se utilizaron en la validación del modelo térmico dinámico de un vehículo.

El modelo global del sistema de aire acondicionado de un vehículo se utilizó para calcular el consumo energético y las emisiones de CO₂ del sistema A/C de vehículos. Esta metodología integra dos tipos de modelado. Por un lado, se desarrolló un modelo dinámico de la cabina de un vehículo utilizando el software TRNSYS. Este modelo se utiliza para estimar las cargas térmicas del vehículo en condiciones transitorias, así como la demanda de refrigeración del vehículo. El modelo toma en cuenta las condiciones ambientales exteriores (temperatura, humedad y radiación solar), las características constructivas del vehículo (materiales de las superficies), y las condiciones interiores (ocupación, equipos auxiliares).

Por otro lado, se implementó un modelo estacionario del equipo de aire acondicionado automotriz utilizando el software IMST-ART. Este software emplea modelos detallados de todos los componentes del ciclo de compresión de vapor (evaporados, condensador, compresor y dispositivo de expansión). El modelo se utiliza para determinar los mapas de prestaciones del equipo A/C para varias condiciones de temperatura, humedad y velocidad del compresor. Los mapas de prestaciones del equipo de A/C fueron acoplados al modelo dinámico del vehículo antes descrito, para calcular el consumo y las emisiones de CO₂ del sistema A/C.

Tanto el consumo energético como las emisiones de CO₂ del sistema A/C del vehículo se calculan para varios tipos de accionamiento del compresor (mecánico y eléctrico), y para trayectos del vehículo definidos por el usuario. Para el cálculo del trayecto, el modelo estima la ruta del vehículo entre el lugar de origen y de destino,

las condiciones climáticas, la orientación del vehículo durante el trayecto y la incidencia de la radiación solar en las superficies del vehículo.

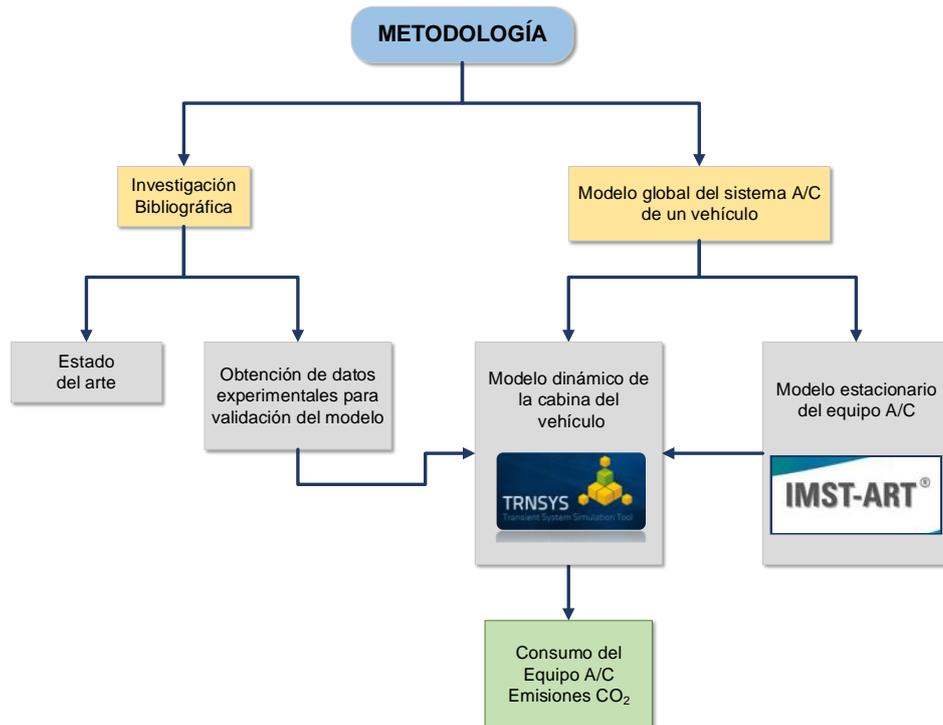


Figura 2. Metodología utilizada para el cálculo del consumo energético y emisiones de CO₂ del sistema A/C de vehículos

1.6 Organización de la tesis

La tesis está estructurada de la siguiente manera:

Capítulo 1 (actual) presenta la introducción de la investigación. Detalla la motivación del trabajo, el estudio del estado del arte sobre el desarrollo de cabina de vehículos y los sistemas de aire acondicionado para vehículos de pasajeros. Posteriormente, se establecen los objetivos de la tesis.

Capítulo 2 contiene la descripción del modelo dinámico de la cabina de un vehículo. El modelo calcula la respuesta térmica del vehículo a las variaciones de las condiciones ambientales (temperatura y radiación) y estima las cargas térmicas a las que está sometido.

Capítulo 3 presenta la validación experimental del modelo dinámico de la cabina de un vehículo utilizando las características geométricas y composición de un minibús de 18 pasajeros. Para eso, se realizaron dos ensayos experimentales, la primera prueba de validación se llevó a cabo con el minibús estacionado dentro de un garaje con el propósito de validar el modelo independientemente de la radiación solar. El otro ensayo consta de dos pruebas experimentales, las cuales se llevaron a cabo durante varios días (en la temporada de verano) con el minibús estacionado bajo la incidencia de la radiación solar.

Capítulo 4 presenta una metodología general para calcular el consumo de energía y las emisiones de CO₂ del sistema de climatización para vehículos. El modelo está estructurado en tres sub-modelos, el primero es el modelo térmico dinámico descrito en el Capítulo 2, el segundo submodelo es un modelo del sistema de aire acondicionado desarrollado en IMST-ART, que calcula las prestaciones del sistema de A/C bajo diferentes condiciones de trabajo y velocidades del compresor. Finalmente, el tercer submodelo integra los dos submodelos anteriores para calcular el consumo de energía y las emisiones de CO₂ del sistema A/C de vehículos. La metodología propuesta permite evaluar varios tipos de vehículos (convencionales, híbridos y eléctricos).

Capítulo 5 presenta un caso de estudio para evaluar el consumo energético con dos tipos de accionamiento del compresor de un sistema A/C y las emisiones de CO₂ cuando un autobús de 50 pasajeros realiza un trayecto ida y vuelta Valencia – Madrid, en un día de verano.

Capítulo 6 sintetiza las principales conclusiones del presente trabajo y las publicaciones relacionadas con la tesis actual. Además, se identifican los trabajos futuros y mejoras para el trabajo presentado.

El último capítulo de la tesis (Capítulo 7) contiene los anexos. En este capítulo se encuentran los resultados del consumo del sistema de aire acondicionado con accionamiento mecánico y eléctrico del trayecto de retorno Madrid – Valencia.

Capítulo 2

Modelo dinámico de la
cabina de un vehículo

2.1 Introducción

Este capítulo presenta un modelo dinámico de la cabina de un vehículo cuyo objetivo es reproducir la variación de temperatura interior de la cabina en condiciones transitorias con la mayor precisión posible. El modelo utiliza el método de balance de calor, el cual considera todas las ecuaciones de balances de energía a través de ecuaciones de transferencia de calor. Dichas ecuaciones consideran los flujos de calor a través de las superficies opacas exteriores (temperatura ambiente, radiación solar, y la radiación de onda larga afectada por la transferencia de calor a través de los elementos a su alrededor), de los vidrios (la radiación solar transmitida directamente a la zona, la absorbida por los vidrios y luego transferida directamente al interior de la cabina), los flujos de energía por la ventilación e infiltración y por las ganancias internas (personas, equipos auxiliares, radiación de superficies interiores).

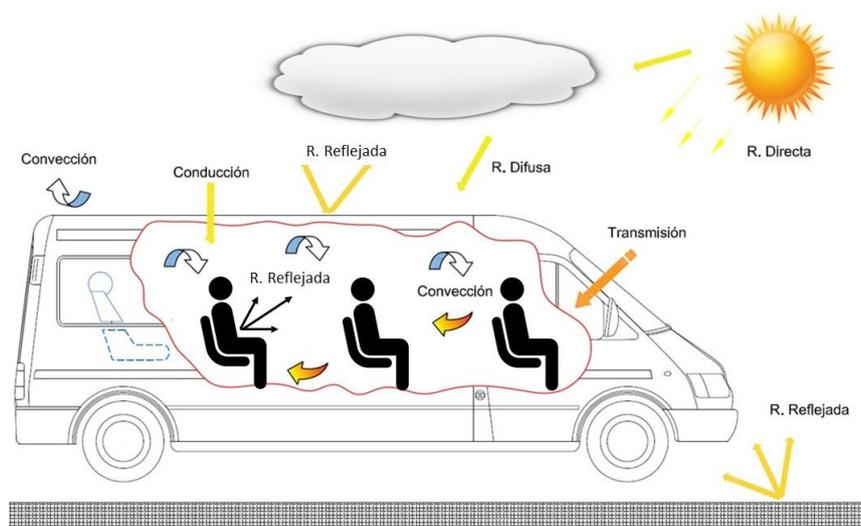


Figura 3. Esquema del flujo de energía en la cabina de un vehículo.

El modelo se ha desarrollado en TRNSYS (TRansient Systems Simulation program) [48], el cual es un programa flexible que se utiliza para simular el rendimiento de sistemas de energía en condiciones transitorias. TRNSYS está compuesto por una

2.2 Desarrollo del modelo térmico de la cabina de un vehículo

interfaz gráfica de usuario que permite ensamblar modelos con distintos componentes, los cuales son parte de una extensa biblioteca.

La biblioteca estándar incluye aproximadamente 150 componentes que abarcan desde bombas de circulación hasta edificios multizona, procesadores de datos meteorológicos, equipos de HVAC, entre otros. Este programa permite la construcción de modelos de forma intuitiva mediante la unión de diversos componentes llamados Types. Cada uno de los Types contiene un modelo matemático en el lenguaje Fortran. Los distintos componentes o Types se interconectan entre sí en la interfaz principal del programa (Simulation Studio), en ella, los Types actúan como cajas negras desde el punto de vista del usuario, sin embargo, se puede consultar la programación de cada Type y modificarlo si fuera necesario.

Las simulaciones en TRNSYS son de carácter transitorio y pueden realizarse en períodos de tiempo especificados por el usuario desde una escala en horas hasta en segundos dependiendo del tipo de proceso que requiera ser estudiado. TRNSYS ejecuta el código de cada Type iterativamente para cada paso de tiempo y una vez que todas las variables del modelo convergen comienza la simulación del siguiente paso de tiempo.

2.2 Desarrollo del modelo térmico de la cabina de un vehículo

El principal componente del modelo es el Type 56, el cual permite modelar el comportamiento térmico de un habitáculo en condiciones transitorias considerando una o múltiples zonas térmicas. El modelo es capaz de predecir la temperatura y la humedad relativa del aire dentro de la cabina y calcular la demanda de refrigeración para mantener el interior de la cabina en condiciones de confort térmico.

El Type 56 es un modelo cero dimensional (0-D) de habitáculos. El aire de cada zona intercambia calor por convección con las paredes y ventanas de la zona, por infiltración y por ganancias internas (personas, equipos). La transferencia de calor de la pared se calcula utilizando un modelo transitorio unidimensional 1-D que se resuelve mediante funciones de transferencia. Las temperaturas internas de la pared y de la ventana se calculan en cada paso de tiempo usando un balance de calor que incluye convección, conducción y radiación. Los modelos matemáticos en los que se basa el Type 56, se pueden consultar en la guía completa de TRNSYS (Multizone building modeling with type56 and trnbuild) [49]. TRNSYS permite elegir entre tres algoritmos numéricos para resolver las ecuaciones diferenciales del sistema, los cuales son el método de Euler modificado, el método de Heun (Non-self-starting) y el método

Capítulo 2

de Adams de cuarto orden. En el presente estudio, se eligió el método de Euler ya que es el más consistente con el método analítico para resolver las ecuaciones diferenciales subyacentes del modelo.

En el modelo se introduce las principales características geométricas, constructivas y de composición de la cabina del vehículo. Dentro de las características geométricas se definen el área, el espesor e inclinación de cada una de las superficies opacas y acristaladas. Con respecto a las características constructivas, se definen los materiales que componen las superficies las cuales son esenciales para los cálculos de transferencia de calor. Dentro de las características de composición se definen las propiedades térmicas de la envolvente del vehículo, que incluyen la conductividad térmica, densidad, calor específico de las distintas capas (materiales) de las superficies. Además, se debe definir la posición y la orientación del vehículo, así como, el acimut de cada una de las superficies de la cabina.

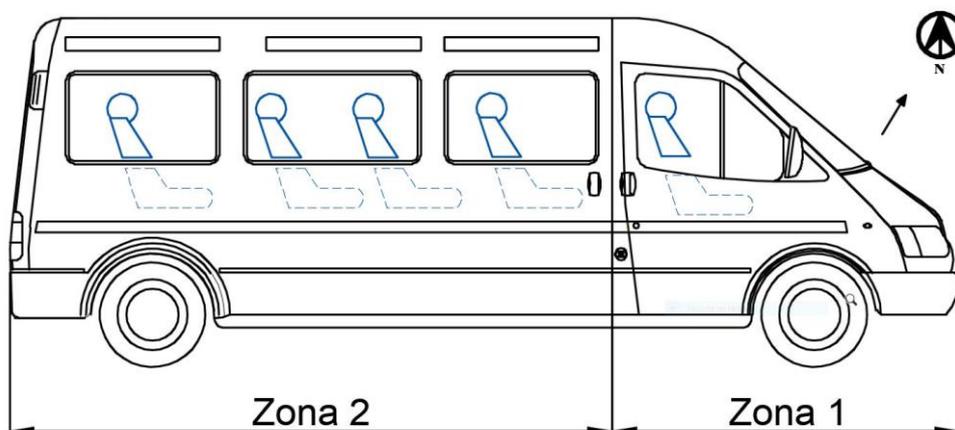


Figura 4. Zonas térmicas del modelo de la cabina del vehículo.

El modelo se ha dividido en dos zonas térmicas puesto que las condiciones dentro de la cabina pueden ser distintas, considerando que las ganancias interiores, el área de superficies acristaladas y el número de personas en el interior de la cabina varían. Además, cabe la posibilidad de adoptar diferentes estrategias de control del sistema A/C para cada zona. Este planteamiento se basó en la metodología utilizada para el

2.2 Desarrollo del modelo térmico de la cabina de un vehículo

análisis térmico de un vehículo, que fue implementada en el proyecto Europeo ICE [50].

La zona 1 corresponde a la del conductor (región frontal), y la zona 2 corresponde a la de los pasajeros (región posterior) como se muestra en la Figura 4. Cada zona de la cabina está dividida en cinco superficies (opacas y transparentes), 2 laterales, suelo, techo, superficie frontal en el caso de la zona 1, y superficie posterior en la zona 2. Las superficies opacas de la cabina pueden estar compuestas por 3 o más materiales, por lo que cada material se define en función del espesor y las propiedades termo-físicas. Los materiales pueden ser seleccionadas de la base de datos (Library) de TRNSYS, o pueden ser introducidas como materiales nuevos. Las superficies acristaladas son seleccionadas de acuerdo a la transmisividad, reflectividad y la capacidad de absorción. La Figura 5 muestra el esquema general del modelo de la cabina del vehículo.

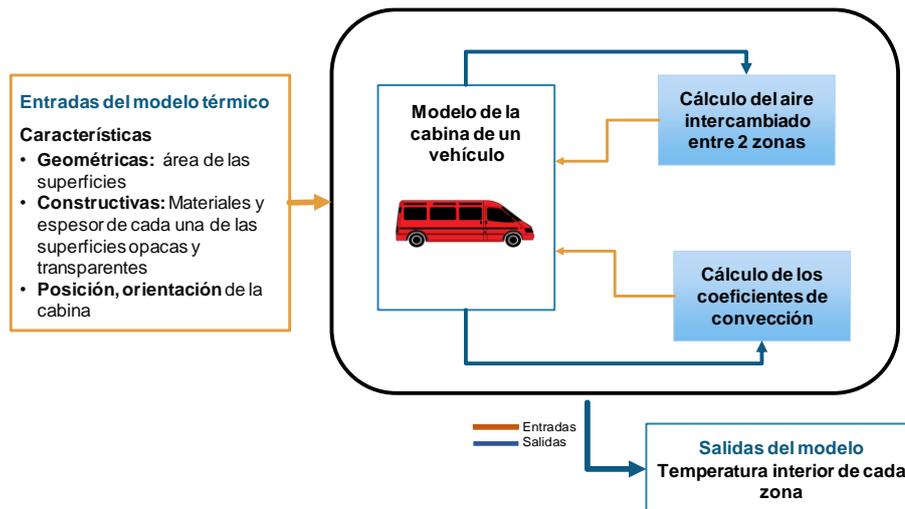


Figura 5. Esquema general del modelo de la cabina de vehículo

El modelo térmico toma en cuenta la variación de la temperatura de las superficies y el ambiente con respecto al tiempo. Para ello, se calculan los coeficientes de transferencia de calor convectivos de las superficies. El Type 56 calcula los coeficientes convectivos interiores de las superficies. Los coeficientes de convección exteriores se calculan mediante las correlaciones descritas en la sección 2.2.3. mediante un

Type Solver. Estos coeficientes calculados se introducen como inputs al Type 56 como se muestra en el esquema de la Figura 5.

Entre las dos zonas térmicas consideradas en el modelo, no hay una superficie física que las separe, por lo tanto, el aire puede circular libremente entre las dos zonas. El flujo de aire intercambiado entre las dos zonas se calcula mediante las ecuaciones descritas en la sección 2.2.4. Estas ecuaciones son introducidas en otro Type Solver.

El modelo térmico de la cabina del vehículo debe ser capaz de reproducir el comportamiento térmico en diferentes circunstancias, con y sin la incidencia de la radiación solar. Para ello, el modelo se ha validado con dos ensayos experimentales como se detalla en el Capítulo 3. En el primer ensayo, el vehículo se encuentra en el interior de un garaje, donde no se ve afectado por la radiación solar, y en el segundo ensayo el vehículo se encuentra al exterior bajo la influencia de condiciones ambientales (temperatura ambiente y radiación solar). Para validar el modelo de la cabina se han integrado diferentes types que permiten simular los dos ensayos experimentales.

2.2.1 Simulación del ensayo 1 sin radiación solar

Para simular el ensayo 1 sin radiación solar se acoplaron varios Types en el modelo de la cabina. En este ensayo las entradas del modelo son la temperatura exterior experimental y la potencia de equipos auxiliares de acuerdo a un determinado horario de funcionamiento. En la Figura 6 se observa el esquema del modelo de la cabina de vehículo para la simulación del ensayo 1 sin radiación solar.

Los datos experimentales de temperatura exterior son leídos a través de un Type 9a. Este Type lee los datos de acuerdo a un paso de tiempo definido, que está acorde al paso de tiempo de cada simulación global.

Las cargas térmicas auxiliares consideradas en este ensayo, son leídas desde un Type solver y un Type 14. El Type 14 define perfiles dependientes del tiempo (patrón de simulación) el cual permite activar o desactivar las cargas de los equipos auxiliares en función a los requerimientos del ensayo.

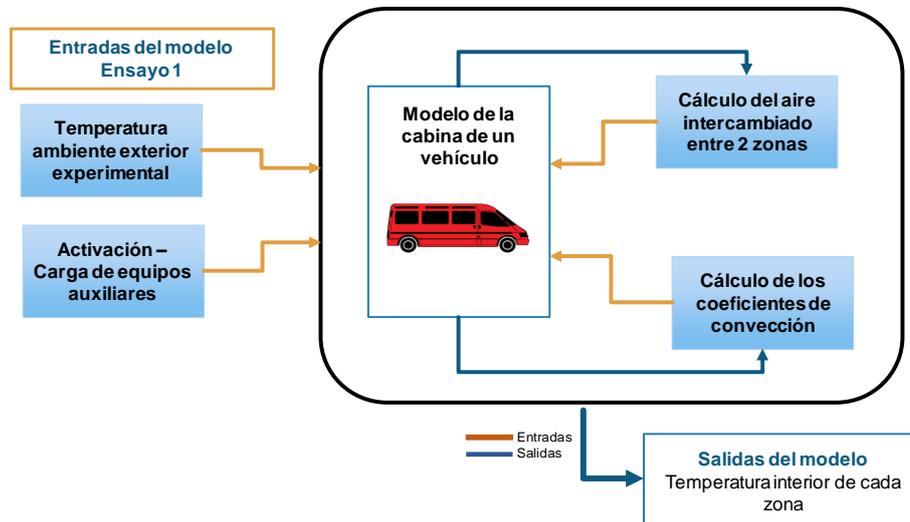


Figura 6. Esquema del modelo de la cabina de vehículo (ensayo 1).

Los resultados del modelo se muestran a través de un Type 65-d "Plotter gráfico en línea", el cual permite observar la variación de la temperatura y humedad relativa del aire interior de cada zona.

2.2.2 Simulación del ensayo 2 con radiación solar.

La Figura 7 muestra el esquema del modelo de la cabina del vehículo acoplado a diferentes componentes para simular el ensayo con radiación solar. En este ensayo las entradas del modelo son los datos de temperatura exterior experimental, la radiación solar, la ubicación y la orientación de la cabina del vehículo.

Los datos experimentales de temperatura exterior son leídos a través del Type 9a, el cual lee los datos y envía en función del paso de tiempo al modelo de la cabina.

La radiación solar incidente en cada superficie de la cabina se calcula por medio del Type 16a, el cual lee los datos experimentales de radiación solar global desde el Type 9a y estima la radiación, difusa, directa y reflejada para cada superficie, considerando la ubicación, orientación de la cabina y el acimut de cada una de las superficies. Los datos de radiación son enviados al modelo de la cabina.

Capítulo 2

Los datos de humedad relativa y temperatura efectiva del cielo son enviados al modelo por medio del Type TMY2-109, el cual lee los datos meteorológicos de un archivo externo. El Type 65-d se utiliza para mostrar los resultados del ensayo: la temperatura, humedad relativa del aire interno en cada zona.

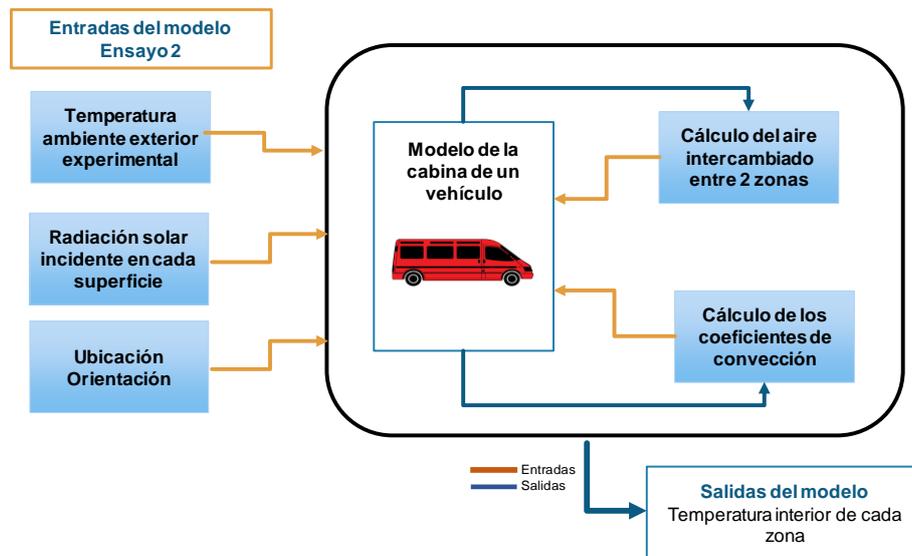


Figura 7. Esquema del modelo de la cabina de vehículo (ensayo 2).

2.2.3 Cálculo de los coeficientes de convección exteriores

Los coeficientes de convección exteriores de la cabina dependen de la posición de las superficies, de la variación de la temperatura ambiente y de la velocidad del vehículo (o velocidad del aire), las cuales varían con el tiempo. En el modelo se ha considerado convección natural cuando el vehículo está estacionado y convección forzada cuando el vehículo está en movimiento.

El coeficiente de convección exterior \bar{h} , se calcula según la ecuación (2.1) [51]. Esta ecuación está en función del número promedio de Nusselt (\bar{Nu}_L), de la longitud característica de la superficie (L), la conductividad térmica k del fluido y del régimen

2.2 Desarrollo del modelo térmico de la cabina de un vehículo

de flujo (laminar o turbulento). El coeficiente \bar{h} se trata de un coeficiente de convección ponderado a lo largo la superficie, luego, el número de Nusselt también se puede entender como un número ponderado.

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L} \quad (2.1)$$

El número promedio de Nusselt (\overline{Nu}_L), se calcula utilizando ciertas correlaciones que dependen del número de Rayleigh, del flujo y de la posición de la superficie. El cálculo del número de Nusselt varía si se trata de convección natural o forzada.

2.2.3.1 Convección natural

El número Rayleigh, se calcula en función de las propiedades termo-físicas del aire de acuerdo a la Ecuación (2.2) para superficies verticales.

$$Ra_L = \frac{g L^3 \beta (T_{sup} - T_{amb})}{\nu \alpha_{Ra_L}} \quad (2.2)$$

Para las superficies inclinadas g se reemplaza por $(g * \cos\theta)$ para $0 \leq \theta \leq 60^\circ$, en la Ecuación (2.2) [51].

La Tabla 2 resume las correlaciones utilizadas para calcular el número de Nusselt para las superficies verticales, inclinadas y horizontales del vehículo. El modelo calcula las propiedades del aire a la temperatura de película (T_f) según la Ecuación (2.3) en cada instante de tiempo.

$$T_f = \frac{T_{sup} + T_{amb}}{2} \quad (2.3)$$

Tabla 2. Correlaciones de números de Nusselt para la convección natural externa en las superficies del vehículo [51] .

<i>Superficies verticales (flujo laminar y turbulento)</i>	
$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \text{ rango entero } Ra_L$	
<i>Superficies horizontales</i>	
<i>Superficie superior de la placa caliente</i>	<i>Superficie inferior de la placa caliente</i>
$\overline{Nu}_L = 0.15Ra_L^{1/3}$ $10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}, \text{ todo } Pr$	$\overline{Nu}_L = 0.52Ra_L^{1/5}$ $10^4 \leq Ra_L \leq 10^9, Pr \geq 0.7$

2.2.3.2 Convección forzada

Cuando el vehículo está en movimiento encuentra una resistencia en sentido opuesto al aire exterior. La fuerza en la dirección del flujo que ejerce el aire cuando se des-
plaza sobre el cuerpo, provoca una variación en los coeficientes de convección. La
Tabla 3 resumen la correlaciones utilizadas para calcular el número Nusselt en con-
vección forzada para flujo laminar y turbulento

Tabla 3. Correlaciones de números de Nusselt para la convección forzada flujo laminar y turbulento[52].

<i>Flujo laminar</i>	
$\overline{Nu}_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{3/2}$	$5 \times 10^5 \geq Re_L$
<i>Flujo turbulento</i>	
$\overline{Nu}_L = (0.037Re_L^{4/5} - 871)Pr^{1/2}$	$5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$

2.2 Desarrollo del modelo térmico de la cabina de un vehículo

El número de Reynolds se calcula según la Ecuación (2.4), donde v es la velocidad, L es la longitud característica, ν es la viscosidad cinemática.

$$\text{Re}_L = \frac{vL}{\nu} \quad (2.4)$$

2.2.4 Cálculo del flujo de aire intercambiado entre dos zonas térmicas

Como se comentó anteriormente, entre las dos zonas térmicas no hay una barrera física, por lo tanto, el aire circula libremente. En la literatura, el intercambio de flujo de aire se ha obtenido analíticamente para otras disposiciones, pero no para esta configuración particular sin barrera física. El flujo de aire depende claramente de la temperatura del aire, la humedad relativa y la densidad del aire interior. Como primera aproximación, el intercambio de flujo de aire entre el conductor y los pasajeros se calcula usando la Ecuación de cambio de aire (2.5) desarrollada por Gosney y Olama (1975), para flujo completamente establecido. Esta ecuación generalmente se usa para estimar el flujo de masas de aire frío y caliente cuando se abre las puertas de una cámara frigorífica [53].

$$\text{Aire intercambiado} = 0.221A \left(1 - \frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{0.5} (gH)^{0.5} F_m \quad (2.5)$$

En la Ecuación (2.5), A representa el área de intercambio de aire entre las dos zonas, ρ_1 y ρ_2 son la densidad del aire de la zona más cálida y más fría respectivamente, g es una constante gravitacional, H es la altura de la sección de intercambio de aire y F_m es el factor de densidad calculado por Ecuación (2.6).

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{1/3}} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (2.6)$$

2.2.5 Infiltraciones

En el modelo, las infiltraciones se introducen en términos del número de renovaciones de aire en la zona por hora. Las infiltraciones describen los flujos de aire incontrolados que entran o salen de la cabina del vehículo, por ejemplo, a través de las uniones de ventanas o puertas. Estos flujos de aire afectan la temperatura interior de la cabina produciendo una pérdida o ganancia de energía debido a que el aire exterior ingresa a la cabina está a temperatura ambiente y sale a mayor o menor temperatura, por lo que los flujos de aire se convierten en una carga adicional para el sistema A/C.

En el caso de la cabina de un vehículo, el número de renovaciones de aire por hora es difícil de predecir con precisión, ya que resulta de flujos a través de un gran número de pequeñas grietas y otras aberturas de la cabina que no se conocen. En este contexto, fue necesario recurrir a métodos experimentales para determinar el número de renovaciones de aire que se produce en la cabina de un vehículo. De acuerdo a la validación experimental (ensayos 1 y 2 (A-B)) que se realizó con el modelo de la cabina de pasajeros, se determinó 1.5 (1/h) cambios de aire por hora, el cual está acorde a los valores encontrados en la literatura analizada [64-66].

El caudal másico de aire de infiltración para cualquier zona es el producto de los cambios de aire, el volumen de la zona y la densidad del aire. La ganancia de infiltración se calcula mediante la Ecuación (2.7)

$$\dot{Q}_{inf} = \dot{m}_{inf,i} \cdot C_p \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.7)$$

Capítulo 3

Validación experimental
del modelo dinámico de la
cabina de un vehículo

3.1 Introducción

En este capítulo se presenta la validación experimental del modelo dinámico de la cabina de un vehículo. La validación se ha realizado considerando dos ensayos, con los cuales se ha verificado que el modelo es capaz de reproducir con precisión la temperatura del aire dentro de la cabina del vehículo.

Los datos experimentales se obtuvieron durante el Proyecto Europeo ICE (265434) [50]. Las campañas experimentales se realizaron en la ciudad de Turín (Italia) en el mes de julio (2012). En el primer ensayo, el vehículo estuvo estacionado dentro de un garaje, es decir, sin radiación solar. En el segundo ensayo, el vehículo estuvo estacionado a la intemperie, con la incidencia de la radiación solar a lo largo del día.

3.2 Escenarios experimentales con y sin radiación solar

La experimentación se realizó utilizando un minibús Daily Electric de IVECO, de 18 pasajeros de capacidad incluido el conductor. Se realizaron dos pruebas experimentales que han permitido validar el modelo térmico del vehículo. La **Tabla 4** detalla las condiciones en que se realizaron cada ensayo, su objetivo, la duración y la instrumentación utilizada.

Tabla 4. Resumen de los ensayos y equipos de medida utilizados en la validación de los escenarios.

<i>Ensayo</i>	<i>1 (Sin radiación solar)</i>	<i>2 (Con radiación solar)</i>
Condiciones	Interior del garaje	Estacionado al aire libre con la superficie frontal orientada al oeste
Objetivos	Validar el modelo sin radiación solar.	Validar el modelo térmico considerando las condiciones transitorias de radiación solar y temperatura ambiente.
Duración (h)	6	82
Instrumentos	Termopares tipo-T con una incertidumbre de ± 0.5 K.	Termopares tipo-T con una incertidumbre de ± 0.5 K.
		Piranómetro Lp pyra 02 delta ohm (incertidumbre 1.5% a T_{amb} 23 °C y 50% RH).
Variable medida	Temperatura del aire en el interior y exterior del vehículo.	Temperatura del aire en el interior y exterior del vehículo. Radiación solar global sobre superficie horizontal.

3.2.1 Ensayo 1 (sin radiación solar)

En este escenario, el minibús estuvo estacionado en el interior de un garaje. El ensayo consistió en calentar el aire interior del minibús durante un tiempo determinado, luego dejar que el aire interior se enfríe y registrar el comportamiento térmico de la cabina durante el período de calentamiento y el enfriamiento. El ensayo 1 ha servido para validar el modelo sin la radiación solar.

Para calentar el aire interior de la cabina del vehículo se utilizaron dos calentadores eléctricos (FH) de 2 kW cada uno, los cuales se colocaron a lo largo del pasillo del minibús. Para medir la temperatura del aire interior de la cabina se utilizaron cuatro termopares colocados en los asientos, a la altura de la cabeza.

La experimentación duró 360 minutos divididos en dos fases, el calentamiento y enfriamiento del aire interior de la cabina. La fase de calentamiento consiste en dejar los dos calentadores eléctricos encendidos durante 160 minutos y posteriormente apagarlos, la fase de enfriamientos se produce durante los 200 minutos restantes con los calentadores apagados. La Figura 8 muestra la ubicación de los calentadores eléctricos y de los termopares utilizados.

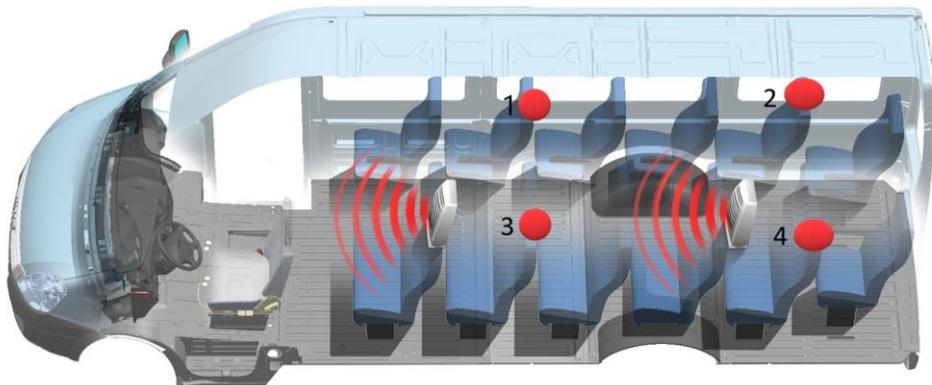


Figura 8. Esquema de la ubicación de la instrumentación del ensayo 1 [50].

3.2.2 Ensayo 2 (con radiación solar)

En este escenario, el minibús estuvo estacionado al aire libre y con la cara frontal en dirección oeste. Se realizaron dos ensayos con diferente duración, el primero duró 82 horas (ensayo A) y el segundo duró 54 horas (ensayo B). El objetivo de estos ensayos fue registrar la temperatura del aire interior del minibús, cuando éste se encuentra bajo la incidencia de la radiación solar y de la temperatura ambiente.

La Figura 9 muestra la ubicación de los instrumentos utilizados en los ensayos A y B. En el interior de la cabina del minibús se instalaron 12 termopares para medir la temperatura interior y la temperatura de las masas interiores (asientos). Se colocaron otros dos termopares fuera de la cabina para medir la temperatura ambiente (13,14). La irradiación solar global sobre superficie horizontal se midió con un piranómetro (P) situado en el techo del minibús.

En la zona de pasajeros se instalaron 8 termopares, 4 para medir la temperatura interior (6,8,10,12) que se instalaron en la parte superior de los asientos al nivel de la cabeza y otros 4 para medir la temperatura de las masas interiores sobre los asientos (5,7,9,11). En la zona del conductor se instalaron 4 termopares, el termopar 1 mide la temperatura del sopladero, el termopar 2 mide la temperatura del aire inferior de la zona del conductor, el termopar 3 mide la temperatura del asiento del conductor y el termopar 4 mide la temperatura del aire en la parte superior a la altura de la cabeza.

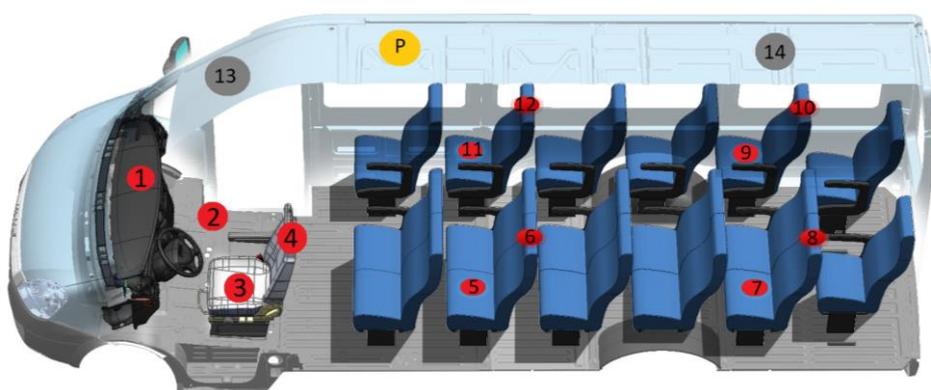


Figura 9. Esquema de ubicación de la instrumentación del ensayo 2 [50].

3.3 Características geométricas y los materiales de la cabina del vehículo.

Las superficies del minibús están compuestas por varias capas de materiales de diferentes espesores, áreas y propiedades termo-físicas. En el Type 56 se introdujeron las dimensiones de cada zona del minibús. Cada zona está dividida en cinco superficies, la zona del conductor en superficie norte (frontal), este, oeste, techo y suelo y la zona de pasajeros en superficie (posterior, este, oeste, techo y suelo). Las dimensiones del minibús se obtuvieron de los datos del fabricante, y se enumeran en la Tabla 5.

Tabla 5. Características geométricas del minibús

	<i>Superficie</i>	<i>Zona 1 [m²]</i>	<i>Zona 2 [m²]</i>
Superficies	Techo	3.54	8.74
	Suelo	3.54	8.74
	Derecha	2.39	8.71
	Izquierda	2.39	8.71
	Frontal	2	-
	Posterior	-	3.65
Ventanas	Derecha	0.82	2.45
	Izquierda	0.54	2.45
	Frontal	-	0.747
	Posterior	1.21	-

- Los materiales introducidos en el modelo se obtienen en base a las especificaciones técnicas de los datos del fabricante del minibús y basándose en la literatura publicada ([12],[30]). La Tabla 6 resume la composición del material de las superficies del minibús y sus principales propiedades. Cada uno de los materiales fueron introducidos considerando su conductividad térmica, capacidad calorífica y su densidad. Los materiales y las dimensiones de las masas interiores se obtuvieron de datos del fabricante, las masas interiores del minibús son el asiento del conductor y el panel frontal (zona 1) y los asientos de pasajeros (zona 2).

Tabla 6. Materiales utilizados en las superficies de la cabina

<i>Superficie</i>	<i>Materiales</i>	<i>Espesor [m]</i>	<i>Conductividad [W m⁻¹ K⁻¹]</i>	<i>Capacidad calorífica [J kg⁻¹ K⁻¹]</i>	<i>Densidad [kg m⁻³]</i>
Techo	Cloruro de polivinilo	0.004	0.92	1.17	1450
	Poliuretano	0.015	0.08	1.47	35
	Acero	0.002	160	0.51	7800
Suelo	Cloruro de polivinilo	0.006	0.92	1.17	1450
	Poliuretano	0.020	0.08	1.47	35
	Madera	0.015	0.468	1.88	650
	Acero	0.002	160	0.51	7800
Lados de la cabina	Cloruro de polivinilo	0.009	0.92	1.17	1450
	Poliuretano	0.017	0.468	1.88	650
	Acero	0.002	160	0.51	7800

- Las infiltraciones varían según el tamaño, velocidad del vehículo y la velocidad del aire exterior. Las infiltraciones en el modelo se han establecido al validar el modelo de la cabina del vehículo a 2 h⁻¹, el cual está dentro de los valores encontrados dentro de la literatura publicada ([54], [55], [56]) en donde se determina que las infiltraciones para vehículos estacionados con las ventanas cerradas y el sistema de ventilación apagado son de 0 a 3 h⁻¹.
- Considerando que la radiación solar es uno de los factores más importantes en el incremento de la demanda térmica [24], se ha introducido en el modelo de la cabina las propiedades (absortividad, emisividad y transmisividad) para las superficies opacas y acristaladas del minibús, dichas propiedades se obtienen de la literatura y son coherentes con los modelos existentes [23].
- En la Tabla 7 se detalla las propiedades ópticas de los materiales del vehículo.

Tabla 7. Propiedades ópticas de los materiales del vehículo.

Absorción de las paredes de la cabina	0.19
Absorción de las masas interiores	1
Emisividad de pintura	0.95
Emisividad de las masas internas	1
Transmisividad de vidrio regular	0.8
Transmisividad del vidrio tintado	0.6

Para la validación del modelo se ha utilizado tres parámetros de ajuste, el espesor de los materiales, las infiltraciones y el calor intercambiado entre las dos zonas térmicas. Estos parámetros permiten ajustar el modelo de acuerdo con los dos ensayos experimentales, cuyos resultados se detallan a continuación.

3.4 Resultados de la validación

En esta sección se comparan los datos experimentales con las simulaciones resultado del modelo térmico dinámico de la cabina del minibús. El paso de tiempo es de 2 min, de acuerdo con el paso del tiempo de monitoreo para las temperaturas y la irradiación solar. El coste computacional de cada simulación es de 3, 4.5 y 6 segundos para los ensayos 1, 2, 3 respectivamente (duraciones correspondientes de 6, 81 y 52 horas) con el siguiente procesador: Intel (R) Core (TM) i5-4430 CPU @ 3.00GHz RAM instalada 4.00 GB, 64 bit.

3.4.1 Ensayo experimental 1

En la Figura 10 se muestran los datos experimentales y de simulación de la temperatura del aire interior de la cabina durante el ensayo 1. Las temperaturas mostradas corresponden a las de la zona 1. Las temperaturas de la zona 2 son similares a las de la zona 1. Al no existir barrera física entre las dos zonas y con condiciones térmicas similares en cada zona (sin radiación solar) se alcanza una diferencia de temperatura máxima entre las zonas de solo 0,7 K.

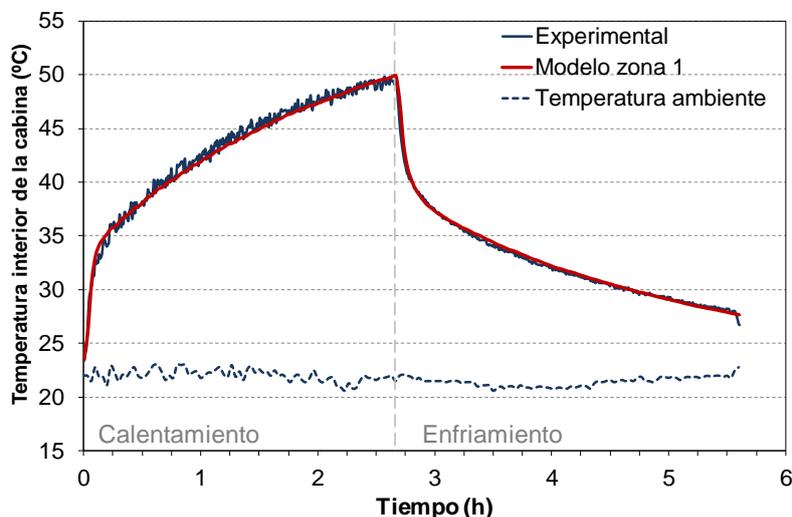


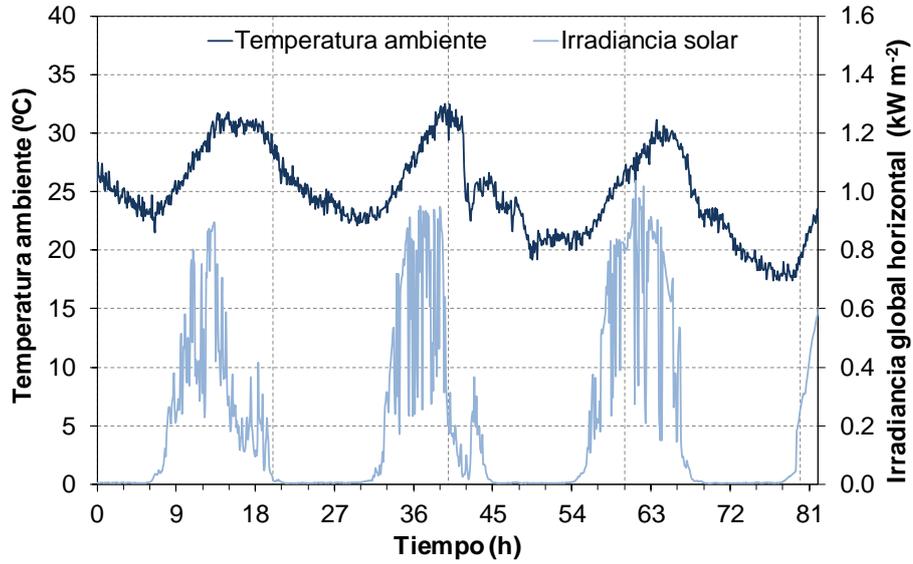
Figura 10. Resultados experimentales y de simulación de la temperatura del aire dentro de la cabina (ensayo 1, zona 1)

En los primeros 15 minutos, la temperatura del aire aumentó experimentalmente hasta los 35 °C, luego la temperatura del aire aumentó casi linealmente hasta 50 °C. Una vez que los calefactores se apagaron (después de 2.7 horas), la temperatura del aire bajó rápidamente durante los primeros 15 minutos. Después de eso, la velocidad de enfriamiento disminuyó debido al impacto de la inercia térmica de las masas interiores. Como se puede ver en la Figura 10, el modelo desarrollado reproduce con precisión el calentamiento y enfriamiento transitorio de la cabina. La máxima desviación en la fase de calentamiento es de ± 0.8 K, y la máxima desviación en la fase de enfriamiento es de ± 0.6 K.

3.4.2 Ensayo experimental 2 → A y B.

Las Figura 11 (a) y (b) ilustran la temperatura ambiente y la irradiancia horizontal global medida durante los ensayos A y B, respectivamente. Las curvas de radiación no son uniformes; presentan caídas repentinas cuando el ambiente está nublado (valores de hasta 0.2 kW m^{-2} que corresponden a la radiación difusa). Las curvas de temperatura presentan fluctuaciones que corresponden a la evolución de la irradiancia solar, pero la amplitud de las oscilaciones es más pequeña.

a)



b)

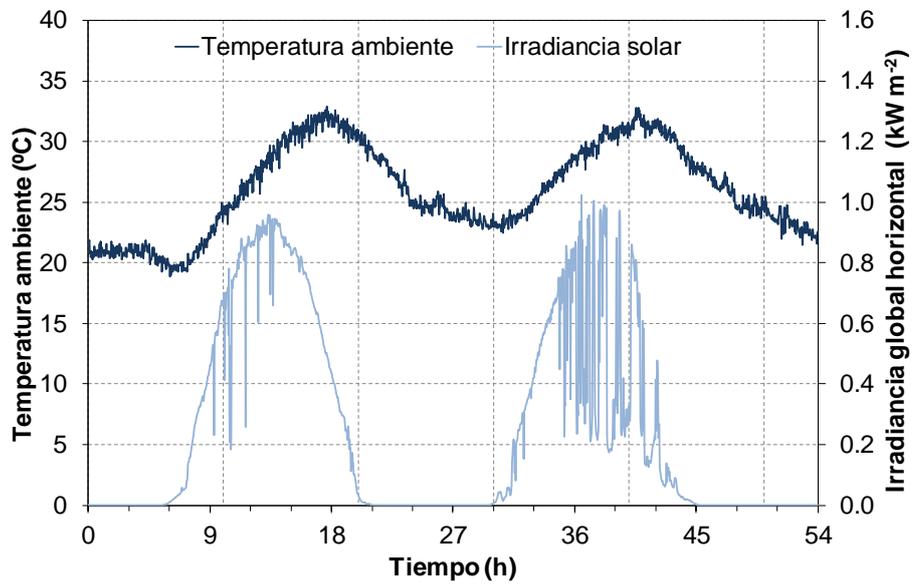


Figura 11. Temperatura ambiente e irradiancia global horizontal. a) Ensayo 2-A. b) Ensayo 2-B.

Capítulo 3

La Figura 12 y la Figura 13 muestran los resultados experimentales y de simulación de la temperatura del aire dentro de la cabina durante los ensayos 2 A y B, respectivamente. Al igual que en el ensayo 1, los valores de temperatura del aire obtenidos para la zona 1 son muy similares a la zona 2. Según los datos experimentales, la diferencia de temperatura máxima entre las zonas es de 1.5 K para el ensayo A y 2.5 K para el ensayo B. Estas diferencias de temperatura más altas (comparadas con las del ensayo 1) se deben a la radiación solar, la cual afecta a cada zona térmica del vehículo de forma diferente.

Como se puede observar en las Figura 12 y Figura 13, la irradiancia solar afecta directamente las temperaturas del aire dentro de la cabina, induciendo altas temperaturas a mediodía. El modelo predice con precisión las tendencias experimentales.

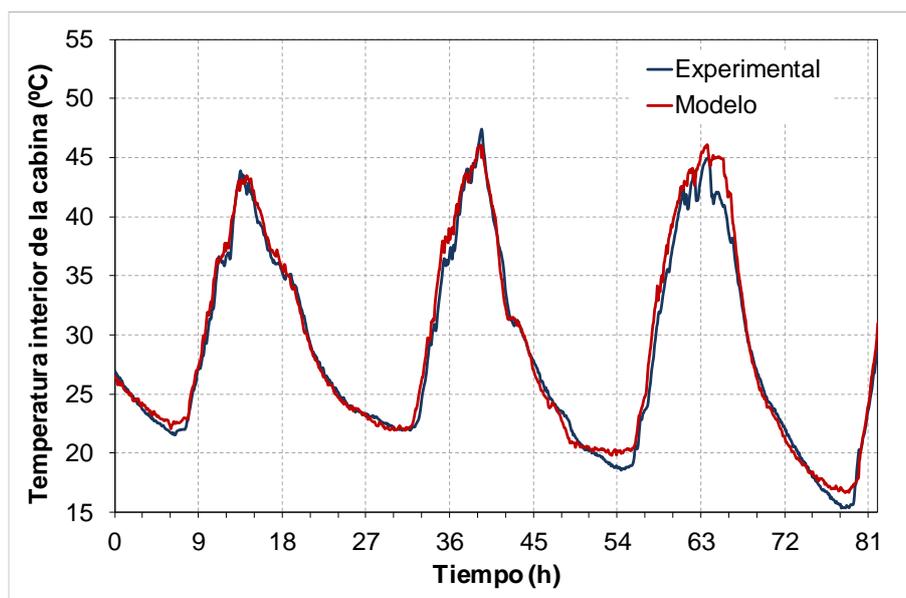


Figura 12. Resultados experimentales y de simulación de la temperatura del aire interior de la cabina (ensayo2- A, zona 2)

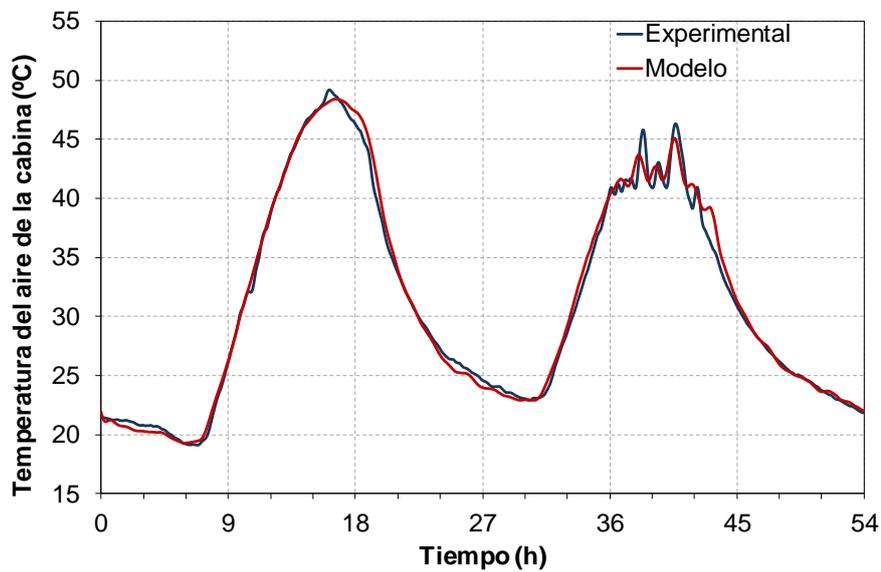


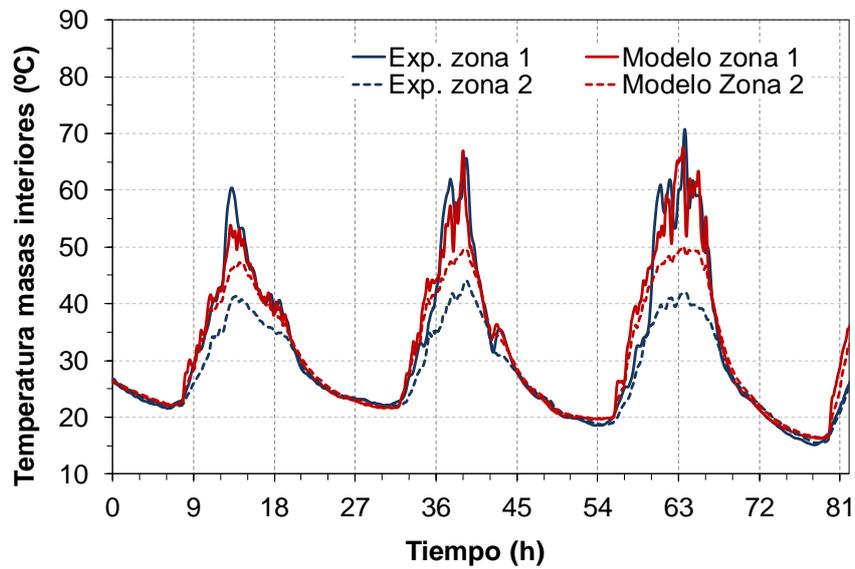
Figura 13. Resultados experimentales y de simulación de la temperatura del aire interior de la cabina (ensayo 2-B, zona 1)

Las Figura 14 (a) y (b) muestran la temperatura de las masas interiores para los ensayos A y B, respectivamente.

De manera general, las masas interiores en la zona 1 alcanzan temperaturas más altas que en la zona 2, por las siguientes razones:

- Por la tarde, la radiación solar afecta directamente a la zona 1 porque el minibus estaba orientado hacia el oeste.
- La incidencia de radiación solar en la zona 1 es mayor debido a que la relación de la superficie acristalada es mayor que en la zona 2, y el parabrisas tiene una inclinación de 45° con respecto al plano horizontal.
- El acristalamiento de la zona 2 está teñido y, por lo tanto, tiene una transmitividad más baja de 0.6 frente a 0.8 que presenta el parabrisas del vehículo.

a) Ensayo 2 - A



b) Ensayo 2 - B

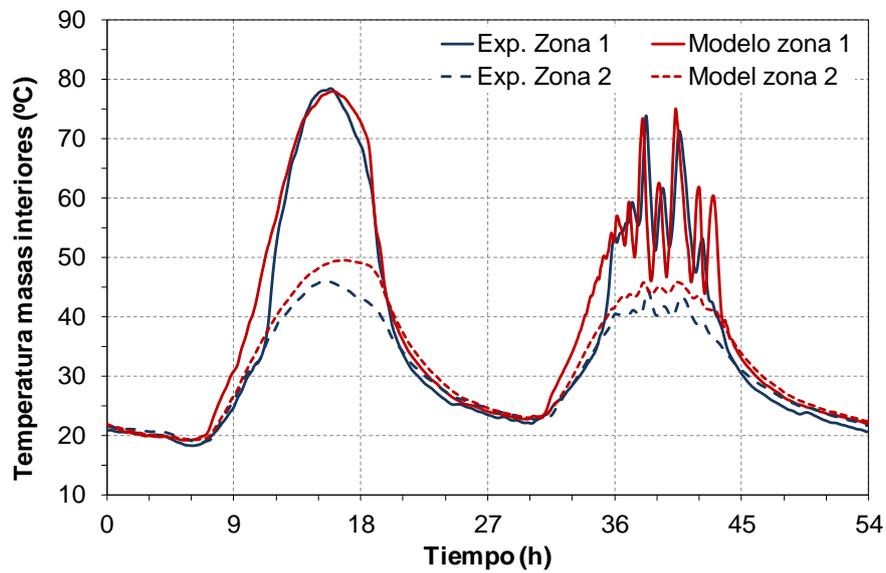


Figura 14. Resultados experimentales y de simulación de la temperatura de las masas interiores. Ensayo 2 A y B.

3.5 Influencia del flujo de aire intercambiado entre las dos zonas.

El modelo reproduce las temperaturas experimentales de las masas internas, aunque con una leve sobrestimación en el caso de la zona 2. Debido a que la temperatura experimental considerada ha sido solo de algunos asientos. Mientras que el aire interior se mezcla y la temperatura del aire medida no depende mucho del posicionamiento del termopar, las medidas de las temperaturas de las masas internas dependen en gran medida de la ubicación del termopar. Por ejemplo, la temperatura de los asientos depende de la radiación incidente en cada uno de ellos. En consecuencia, serían necesarios más termopares para obtener experimentalmente una temperatura de masa interna media precisa.

3.5 Influencia del flujo de aire intercambiado entre las dos zonas.

La Figura 15 se muestra la diferencia de temperatura entre las dos zonas térmicas de la cabina del vehículo con y sin intercambio de aire. Si no se considera el intercambio de aire, la diferencia de temperatura entre las dos zonas sería de hasta 11 K.

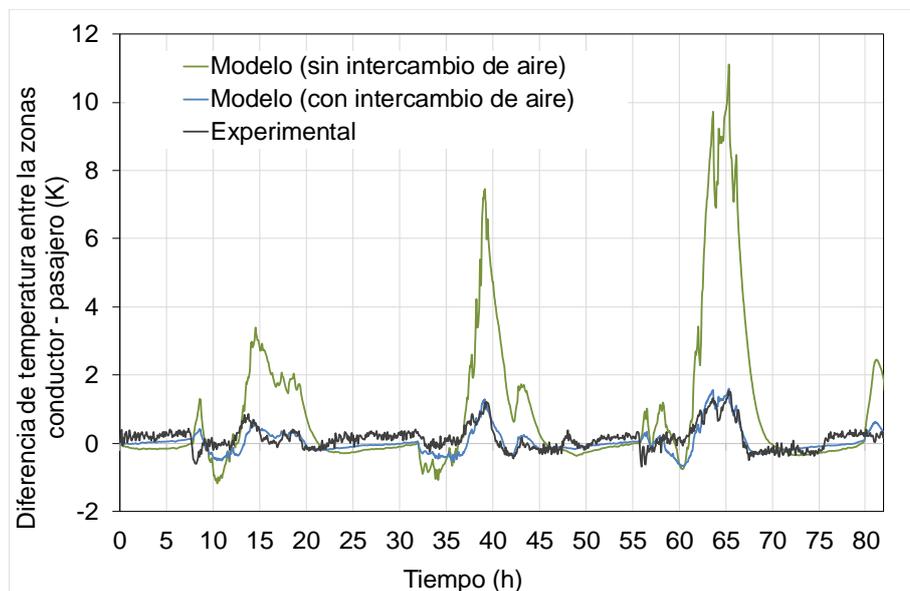


Figura 15. Diferencia de temperatura entre la zona de pasajeros y del conductor

Capítulo 3

El modelo minimizó el error cuadrático medio con respecto a la medida multiplicado la Ecuación (2.5) con un factor multiplicador de 4, lo cual es lógico ya que la física subyacente no es idéntica. La Figura 16 muestra el intercambio de flujo de aire entre las dos zonas en el ensayo 2. Debido a la pequeña diferencia de temperatura entre las dos zonas térmicas (1.5 K), el minibús también podría modelarse utilizando una sola zona térmica. Sin embargo, se adoptó un modelo de dos zonas porque la incidencia de radiación solar es diferente en cada zona de la cabina del minibús, y por lo tanto la carga térmica no es la misma en cada una de ellas.

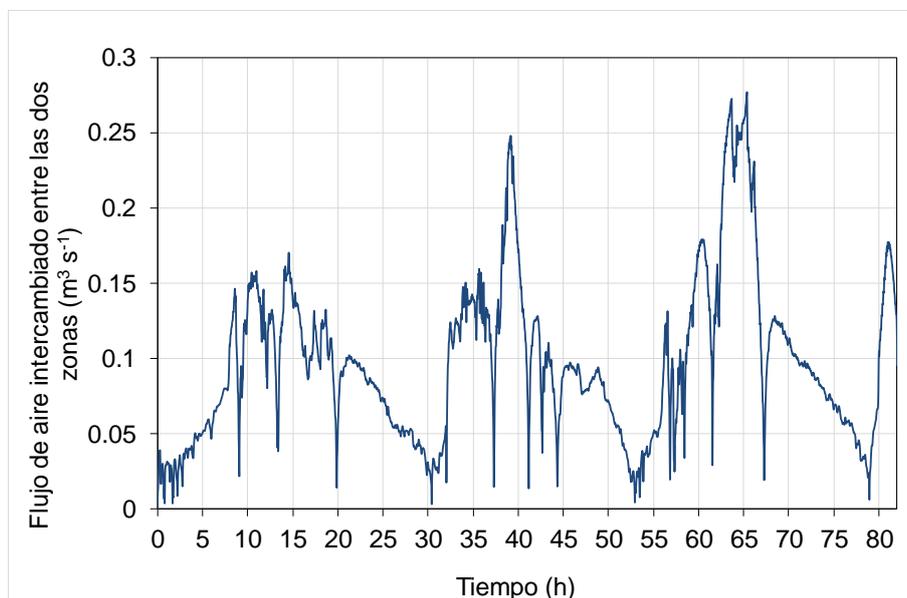


Figura 16. Flujo de aire intercambiado entre las dos zonas. (Test 2)

3.6 Influencia de los coeficientes de convección externa sobre la temperatura interior y la capacidad frigorífica.

En esta sección se presenta un estudio paramétrico para analizar el efecto de los coeficientes de convección exteriores sobre la temperatura interior de la cabina del minibús y, consecuentemente, sobre la capacidad frigorífica requerida para compensar la demanda térmica. Para el análisis, se varió los coeficientes de convección externa

3.6 Influencia de los coeficientes de convección externa sobre la temperatura interior y la capacidad frigorífica.

un $\pm 30\%$ y $\pm 50\%$ a partir de las correlaciones de la literatura. Se consideró en el modelo las correlaciones de convección forzada, en el cual varió la velocidad del aire desde 18 km/h hasta 140 km/h.

La Tabla 8 muestra las variaciones de temperatura y capacidad frigorífica para la convección natural y forzada. La Figura 17 y la Figura 18 muestran la evolución de la temperatura de la cabina y la capacidad de enfriamiento para los coeficientes convectivos de transferencia de calor correspondientes a la convección natural y forzada, respectivamente.

Tabla 8. Variación de la temperatura de la cabina y la capacidad frigorífica para varios coeficientes de transferencia de calor (natural y forzado)

Convección natural				Convección forzada			
$\pm\%$ h	ΔT_{cabin} (K)	$\Delta \dot{Q}_c$ (kW)	% E	Va (m/s)	ΔT_{cabin} (K)	$\Delta \dot{Q}_c$ (kW)	% E
-50	0.23	-0.07	- 0.54	5	-7.82	-0.95	3.63
-30	0.13	-0.04	-0.3	10	-7.96	-0.96	3.71
0	0	0	0	15	-8.01	-0.97	3.74
30	-0.72	0.04	0.3	20	-8.04	-0.97	3.75
50	-1.13	0.07	0.54	25	-8.06	-0.97	3.76
				30	-8.07	-0.97	3.77
				35	-8.08	-0.97	3.77
				40	-8.09	-0.97	3.77

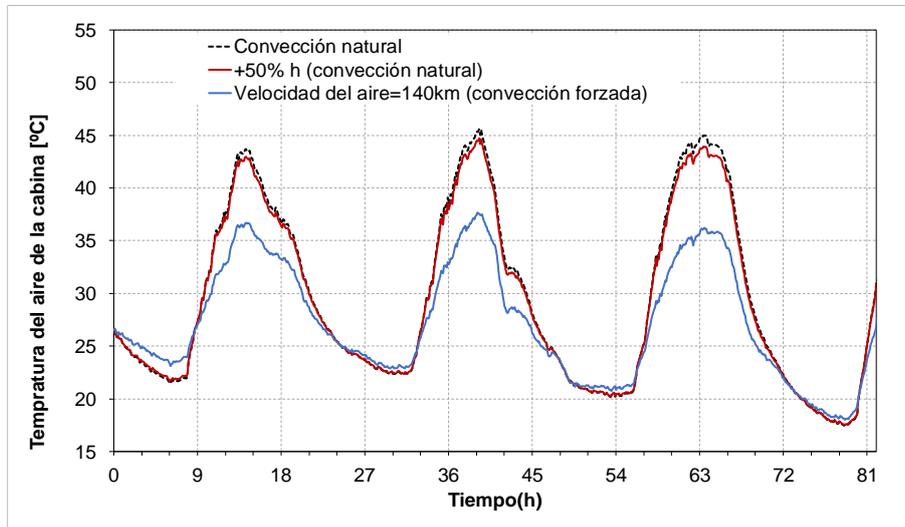


Figura 17. Temperatura del aire de la cabina considerando los coeficientes de convección exteriores (natural y forzada).

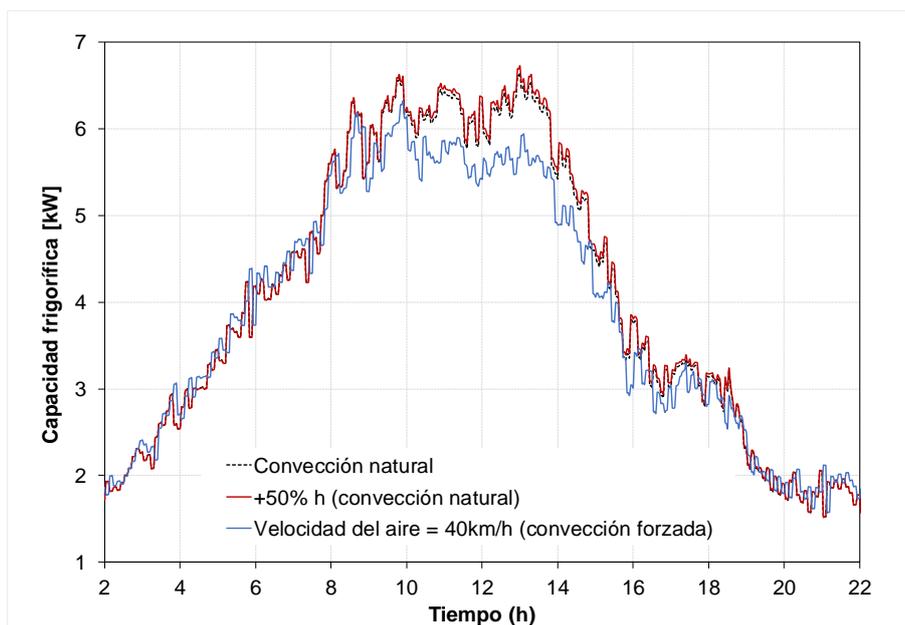


Figura 18. Capacidad frigorífica de la cabina considerando los coeficientes de convección exteriores (natural y forzada).

3.7 Balance de energía solar sobre las superficies de la cabina del minibús

En el caso de convección natural, la temperatura de la cabina no presenta cambios significativos si se aumenta los coeficientes de convección exteriores. La **Tabla 8** muestra una variación máxima de la temperatura de la cabina de -1.13 K para un incremento del $+50\%$ en el coeficiente de convección. Esto se debe principalmente a que la diferencia de temperatura entre el aire exterior y la superficie del minibús es pequeña. La variación de la capacidad de enfriamiento también es mínima, como se muestra en la Figura 18.

Considerando convección forzada, el coeficiente convectivo de transferencia de calor es mayor, por lo tanto, hay más transferencia de calor entre las superficies y el aire exterior, por lo que la temperatura de la cabina de aire disminuye. La temperatura de la cabina es 8 K menor con una velocidad del aire de 40 m/s. En este caso, la capacidad frigorífica disminuye casi en 1 kW, y la diferencia de energía es aproximadamente 4% (ver Tabla 7). Sin embargo, se debe notar que una vez en convección forzada, el impacto de la velocidad del aire es despreciable. Es decir, la variación de la temperatura interior del vehículo cambia apenas en 0.27 K cuando la velocidad del aire exterior cambia de 18 km/h a 140 km/h.

En resumen, los coeficientes exteriores sí afectan a las cargas térmicas en el cambio de transferencia de calor natural a forzada, tiene un impacto relevante ya que la temperatura de la cabina disminuye hasta 8 K y la capacidad frigorífica se reduce en 1 kW. Los modelos térmicos de vehículos deberían considerar la convección tanto natural como forzada para estimar las temperaturas y las cargas de enfriamiento. Sin embargo, una vez en convección forzada, la velocidad del aire no parece tener un impacto significativo.

3.7 Balance de energía solar sobre las superficies de la cabina del minibús

La Figura 19 muestra el balance de las ganancias de calor solar en la cabina del minibús. Durante un día (24 horas), alrededor del 66% de la radiación solar se convierte en una carga térmica. Aproximadamente el 53% de la radiación incidente es absorbida por las superficies del minibús, y el 13% proviene de la transmisión a través del acristalamiento de la ventana hacia el interior de la cabina. Alrededor del 34% de la radiación incidente no ingresa a la cabina, debido a que no todas las superficies están completamente cubiertas por acristalamiento; en consecuencia, parte de la radiación solar se bloquea y se refleja fuera del vehículo. En los apartados siguientes, se analizará precisamente el consumo de los equipos A/C.

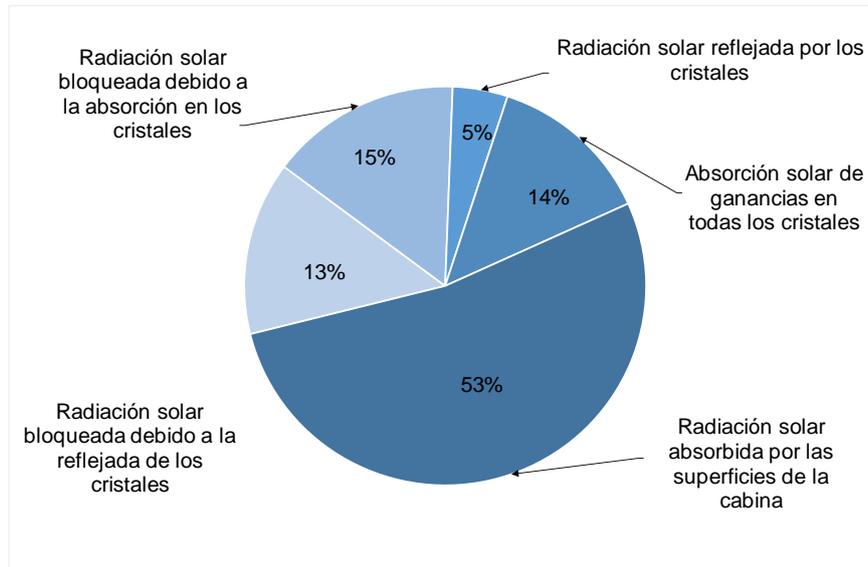


Figura 19. Balance de las ganancias de calor solar en la cabina del minibús

Capítulo 4

Metodología de cálculo
del consumo energético
del sistema A/C de
vehículos

4.1 Introducción

En este capítulo se presenta una metodología para el cálculo del consumo energético y las emisiones de CO₂ del sistema A/C de vehículos cuando éstos recorren un trayecto determinado. Este trayecto puede realizarse entre dos ciudades o a su vez siguiendo uno o varios horarios de recorrido definidos por el usuario.

La metodología se basa en un modelo que considera varios parámetros de entrada que afectan directamente al consumo del sistema A/C. Los principales parámetros son la radiación solar, la temperatura ambiente, número de pasajeros, condiciones de ventilación de la cabina, la velocidad del vehículo y el tipo de accionamiento del compresor (por correa conectada al sistema de potencia del motor o eléctrico). El modelo está estructurado en tres submodelos que se describen a continuación.

I. Submodelo 1

Corresponde al modelo térmico del vehículo desarrollado en el capítulo 2 y validado en el capítulo 3, el cual calcula la demanda de refrigeración para mantener el interior de la cabina en condiciones de confort térmico en función de las condiciones ambientales.

II. Submodelo 2

Consiste en un modelo del sistema de aire acondicionado, el cual nos proporciona los mapas de prestaciones del equipo a diferentes condiciones de trabajo (temperaturas, caudales y humedad de los focos frío y caliente, así como el régimen de giro del compresor).

III. Submodelo 3

Integra el modelo térmico de la cabina con los mapas de prestaciones del equipo de aire acondicionado (generados por el submodelo 2). Este modelo calcula el consumo del sistema A/C en función del tipo de accionamiento del compresor, el coeficiente de rendimiento (COP) y la velocidad del compresor del sistema A/C y las emisiones de CO₂ debidas al funcionamiento del sistema A/C.

4.2 Metodología de cálculo del consumo energético del sistema A/C en vehículos.

4.2 Metodología de cálculo del consumo energético del sistema A/C en vehículos.

Para el cálculo del consumo energético y emisiones de CO₂ del sistema A/C de un vehículo se requiere definir algunos parámetros de entrada, los cuales son:

- Características geométricas y constructivas del vehículo:
Dependiendo del tipo de vehículo, la geometría y las características constructivas son diferentes. En el modelo es posible definir las dimensiones generales del vehículo (largo, ancho, altura) y la composición de las superficies.
- Tipo de accionamiento del sistema A/C del vehículo:
El tipo de accionamiento del compresor depende del tipo de vehículo que se desea modelar, es decir, si el vehículo es convencional (con motor de combustión interna) o eléctrico.
- Número de pasajeros:
El número de pasajeros depende de la capacidad de albergar personas del vehículo, el cual puede ser constante o puede variar durante el trayecto del vehículo. El número de pasajeros determinará la carga térmica por ocupación del vehículo.
- Trayecto del vehículo:
Es necesario definir el lugar geográfico en donde se desplaza el vehículo, es decir, la ciudad de inicio del trayecto, la ciudad de destino, así como el mes, día e inicio del recorrido. La definición del trayecto permite determinar las condiciones ambientales (temperatura ambiente, radiación solar y humedad relativa) a las que va estar sujeto el vehículo durante el trayecto (ver sección 4.3).
- Condiciones de confort térmico:
Según la definición de AHSRAE [57], el confort térmico es un concepto subjetivo relacionado por factores físicos, procesos fisiológicos, psicológicos y otros. Es decir, cuando las condiciones de temperatura y humedad están dentro de valores aceptables, en las que las personas no sienten ni frío ni calor. Se puede definir una temperatura de confort entre 16 a 27 °C y una humedad relativa del 30-70%. En base a estas condiciones de confort, se definen las condiciones interiores del vehículo que se deben mantener durante el recorrido.

Capítulo 4

En el esquema de la **Figura 20** se observa cómo los tres submodelos están integrados.

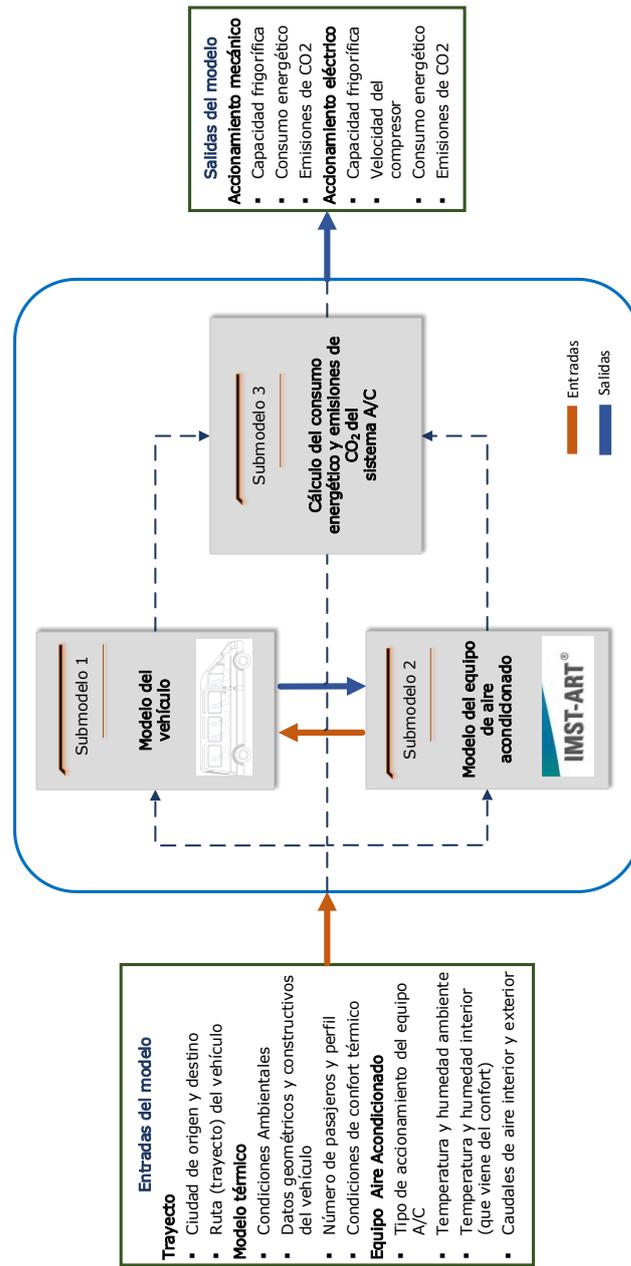


Figura 20. Esquema general del modelo de cálculo consumo energético y emisiones de CO₂ del sistema A/C de vehículos.

4.3 Submodelo 1: Estimación de la demanda frigorífica

El submodelo 1 estima la demanda frigorífica para mantener el interior de la cabina en condiciones de confort térmico, a lo largo de un trayecto definido. El submodelo 1 toma en cuenta las condiciones exteriores (radiación solar, temperatura ambiente, humedad relativa, etc.) e interiores (luces, personas, equipos, etc.) las cuales calientan el aire interior mediante procesos de transferencia de calor por conducción, convección y radiación a través de la envolvente de la cabina del vehículo.

Durante el trayecto, el vehículo cambia de dirección dependiendo de los cambios de orientación de la carretera, por lo tanto, la incidencia de la radiación solar sobre las superficies del vehículo se ve afectada durante el trayecto. De igual manera, la temperatura ambiente cambia en función de la posición relativa del vehículo desde el lugar de origen respecto al destino. Este aspecto es relevante cuando el vehículo realiza un trayecto entre dos ciudades, las cuales pueden tener condiciones ambientales diferentes. Todos estos cambios transitorios de las condiciones climáticas afectan a la demanda frigorífica y, por ende, en el consumo del sistema A/C.

4.3.1 Cálculo de los cambios de dirección del vehículo a lo largo de un trayecto definido

A lo largo del trayecto la temperatura ambiente y la incidencia de la radiación solar sobre las superficies del vehículo varían dependiendo de la dirección y la posición del vehículo. El modelo calcula la radiación solar global, directa, difusa y reflejada que incide sobre cada superficie en función de su acimut a lo largo del trayecto.

El acimut (A_z) es el ángulo comprendido entre la perpendicular de la superficie y el eje sur, medidos en un plano horizontal en sentido horario. Es decir, el acimut del eje sur es de 0° , del oeste 90° , del norte 180° y del este 270° .

Los acimuts de las superficies variarán en función de la dirección del vehículo (α) con respecto al eje sur, durante un trayecto. La Figura 21 muestra el cambio de dirección del vehículo en un trayecto determinado. Una vez conocida la dirección del vehículo (α), se calcula el acimut para cada una de las superficies del vehículo. La **Tabla 9**, muestra las ecuaciones para el cálculo del acimut de las superficies del vehículo en función de la dirección.

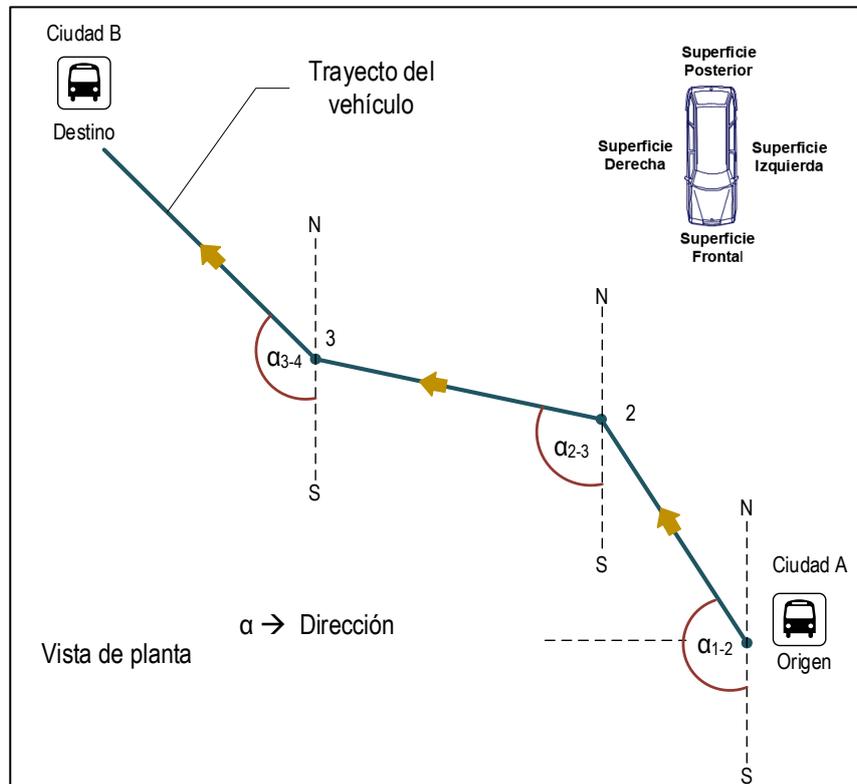


Figura 21. Estimación de los diferentes cambios de dirección lo largo de un trayecto

Tabla 9. Ecuaciones para el cálculo del Acimut de las superficies del vehículo

Superficie	Acimut (A_z)
Superficie posterior	$180+\alpha$
Superficie frontal	α
Superficie izquierda	$-90+\alpha$
Superficie derecha	$90+\alpha$

4.3 Submodelo 1: Estimación de la demanda frigorífica

La Figura 22 muestra el acimut de las superficies del vehículo para una dirección determinada.

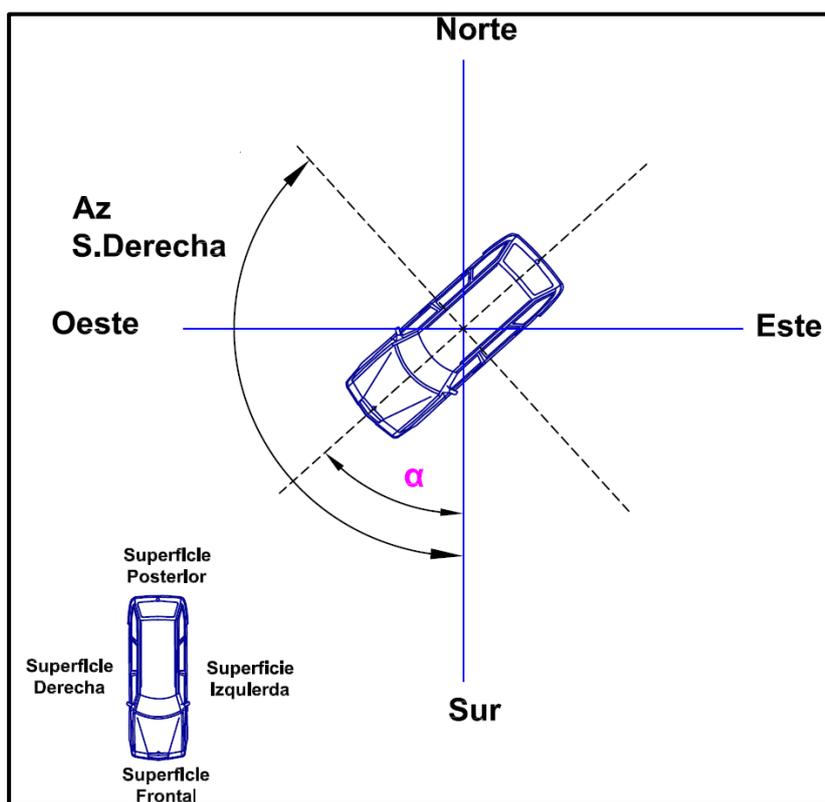


Figura 22. Acimut de las superficies del vehículo para una dirección α .

Al inicio del trayecto, el vehículo parte con una determinada orientación y a medida que realiza el recorrido, su dirección y posición relativa cambian continuamente hasta llegar a la ciudad de destino. Para determinar la dirección del vehículo a lo largo del recorrido, se utilizaron las coordenadas UTM (Universal Transverse Mercator) del vehículo en el trayecto entre el lugar de origen y destino.

Su utilizó el sistema de coordenadas UTM, debido a que se pueden utilizar las ecuaciones de cálculo de distancia entre dos puntos y su ángulo con respecto a un eje de referencia. El sistema de coordenadas UTM es un sistema de proyección cartográfico

Capítulo 4

basado en cuadrículas con el cual se pueden referenciar puntos sobre la superficie terrestre [58]. Debido a que las coordenadas UTM del vehículo son infinitas durante un recorrido, se seleccionan los puntos en los cuales el vehículo tiene cambios significativos de dirección, de tal forma que se divide el trayecto en varios tramos de dirección constante. Las coordenadas UTM de los puntos de cambio de dirección del vehículo se introducen en el modelo para calcular la dirección (α) del vehículo, la distancia recorrida y el tiempo que tarda en recorrer cada tramo a una velocidad determinada (ver Figura 21.).

4.3.2 Estimación de la temperatura ambiente y la radiación solar a lo largo del trayecto.

Para estimar de la temperatura y la radiación solar que inciden sobre las superficies de la cabina del vehículo durante un trayecto, se utilizó un archivo de datos meteorológicos TMY2 (Typical Meteorological Year). Este archivo es una recopilación de datos climatológicos representativos para una localidad específica, que están estructurados en valores horarios de diferentes parámetros meteorológicos en períodos anuales. Los valores son obtenidos en base a una metodología de selección que utiliza los datos históricos registrados en esa localidad, durante varios años. Esta selección busca representar las características principales de los fenómenos climatológicos de la localidad en cuestión y que, a la vez, sean consistentes con los promedios a “largo plazo” de cada parámetro climatológico estudiado.

El modelo lee los datos meteorológicos (TMY2) de la ciudad de origen y de la ciudad de destino. De cada archivo de datos meteorológicos TMY2 se obtiene la temperatura ambiente, la radiación solar global, directa y difusa para cada una de las superficies del vehículo en función de su pendiente y el acimut que han sido calculados previamente. La pendiente es la inclinación de una superficie en el plano vertical, la cual influye en la radiación incidente sobre las superficies. En el caso de la cara frontal del vehículo, la pendiente difiere a la de las otras superficies, debido a que el parabrisas tiene una inclinación con respecto al plano vertical, como se muestra en la Figura 4. Sin embargo, la pendiente dependerá de la geometría del vehículo que se desea modelar.

El modelo estima la temperatura ambiente, la radiación solar global, directa y difusa en función de la posición del vehículo a lo largo del trayecto. Para ello utiliza una interpolación entre los datos climatológicos de la ciudad de origen y de destino. En

4.3 Submodelo 1: Estimación de la demanda frigorífica

la **Figura 23** se muestra la variación de la temperatura ambiente y la radiación solar sobre superficie horizontal entre dos ciudades A y B a lo largo de un trayecto.

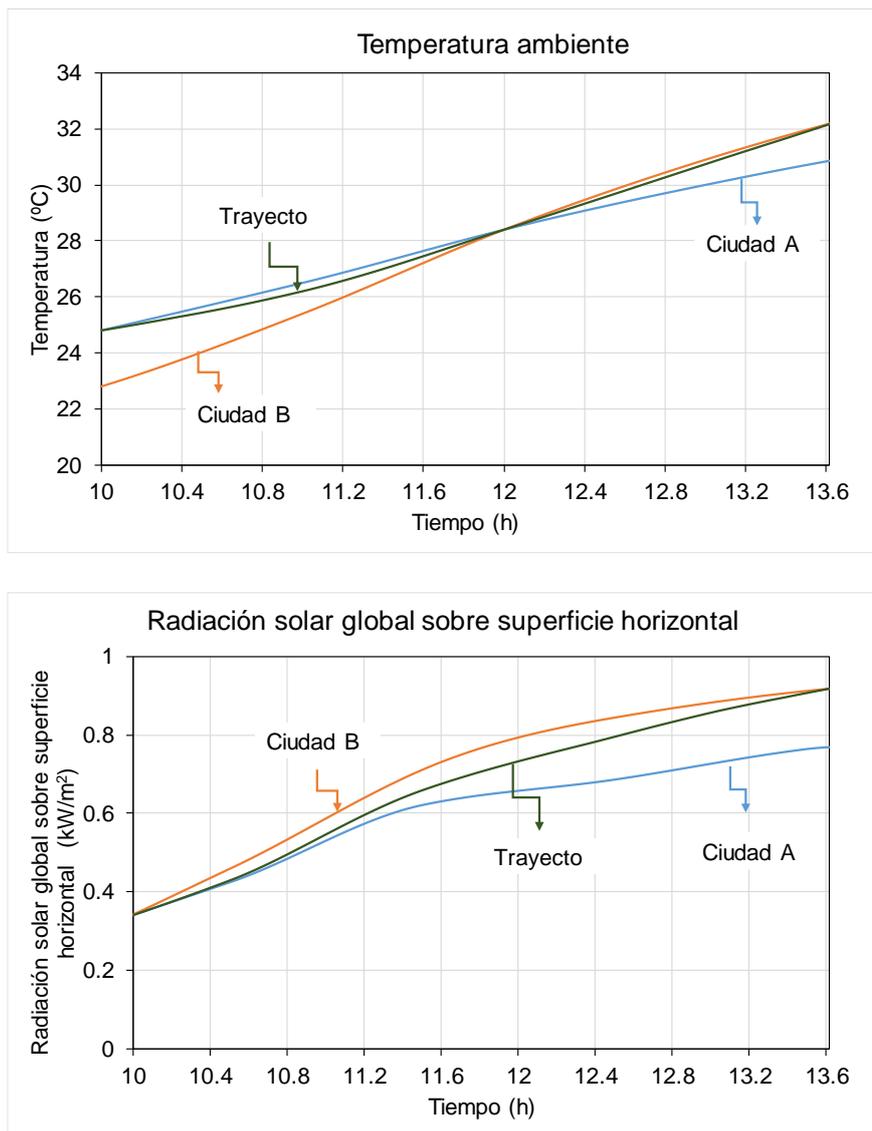


Figura 23. Variación de las condiciones ambientales durante el trayecto del vehículo entre dos ciudades A y B.

Capítulo 4

Al inicio del trayecto, mientras el vehículo está estacionado, las condiciones climáticas que inciden sobre las superficies de la cabina corresponden a las de la ciudad de origen (A). Cuando el vehículo comienza a moverse, las condiciones climáticas cambian en función de la posición relativa del vehículo hasta llegar a la ciudad de destino (B), como se observa en la **Figura 23**. Al final del trayecto las condiciones climáticas corresponderán a las de la ciudad de destino B.

4.4 Sub-modelo 2: Modelo del sistema A/C desarrollado en IMST-ART

El modelo del sistema A/C se desarrolló en el software IMST-ART®, el cual fue desarrollado por el Instituto de Ingeniería Energética de la Universidad Politécnica de Valencia (UPV) [46]. Este programa es capaz de simular cualquier ciclo de compresión de vapor con diferentes refrigerantes, además, evalúa de manera precisa el rendimiento de los componentes del sistema de manera individual, como compresores, condensadores, evaporadores, etc. El sistema de aire acondicionado es un ciclo de compresión de vapor usado para enfriar y deshumidificar el aire de un habitáculo. El sistema consta básicamente de cuatro componentes, compresor, condensador, válvula de expansión y el evaporador. La Figura 24 muestra un esquema del sistema A/C con todos sus componentes y el diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión de vapor.

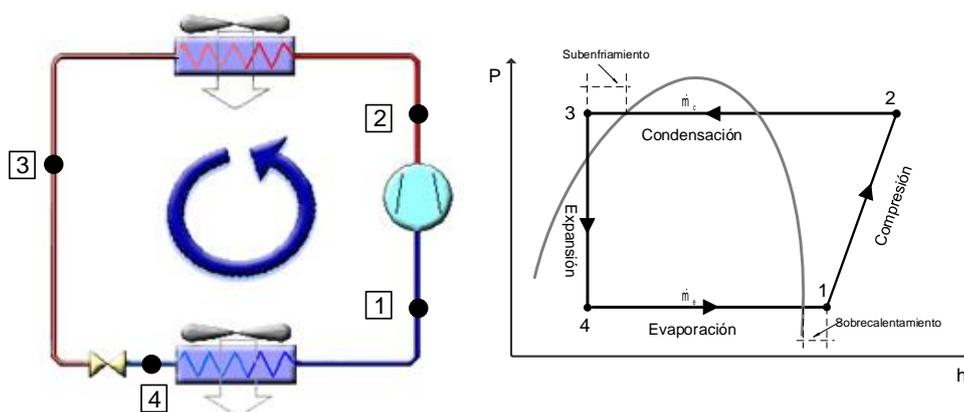


Figura 24. Sistema A/C con todos sus componentes y el diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión de vapor.

4.4 Sub-modelo 2: Modelo del sistema A/C desarrollado en IMST-ART

A continuación, se describen cada uno de los componentes utilizados en el sistema A/C.

Compresor:

El compresor utilizado para el ejemplo de aplicación del modelo es un compresor de pistones de velocidad variable (Ecoice 550). El desplazamiento es de 550 cm³, la velocidad nominal de trabajo es de 500 a 3500 rpm. El fluido refrigerante utilizado es R-134a. Las principales ecuaciones que son requeridas para caracterizar el compresor son:

El caudal másico calculado a partir de la definición de eficiencia volumétrica como:

$$\dot{m}_{ref} = \rho_1 (V_s n) \eta_v \quad (4.1)$$

La eficiencia del compresor relaciona el consumo de energía del compresor con el trabajo isentrópico requerido para comprimir el refrigerante entre las presiones de succión y descarga, según la Ecuación (4.2).

$$\eta_c = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{E}} \quad (4.2)$$

El calor intercambiado entre el compresor y el ambiente se calcula mediante la Ecuación (4.3) para vincular la variación de la entalpía del refrigerante a través del compresor con la energía consumida:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} (1 - \xi) \quad (4.3)$$

Capítulo 4

La Figura 25 y Figura 26 muestran las curvas de funcionamiento (eficiencia global del compresor y eficiencia volumétrica) para varias velocidades. Estas curvas de funcionamiento fueron obtenidas a partir de datos de catálogo del compresor.

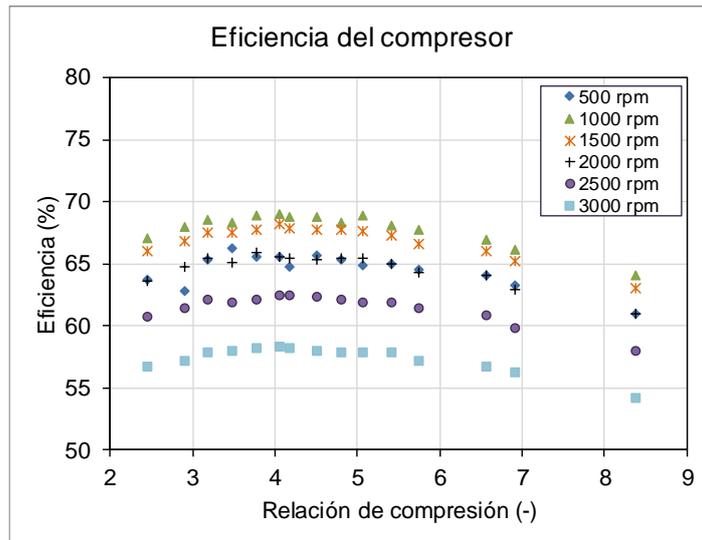


Figura 25. Eficiencia del compresor a diferentes velocidades.

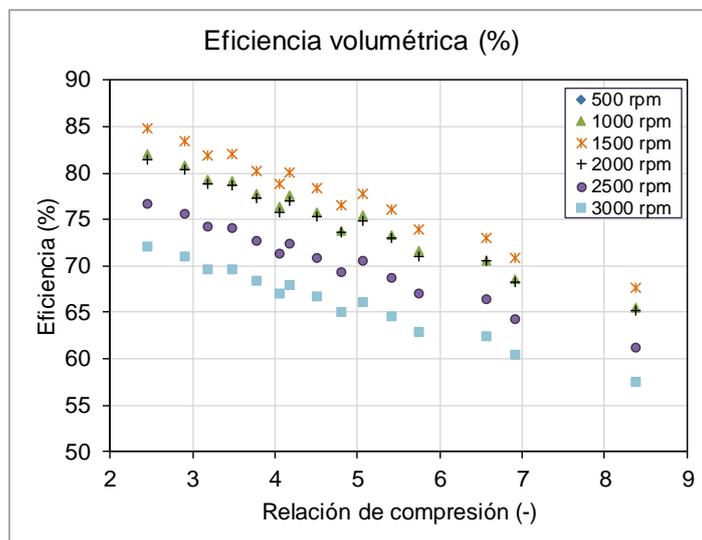


Figura 26. Eficiencia del compresor a diferentes velocidades.

4.4 Sub-modelo 2: Modelo del sistema A/C desarrollado en IMST-ART

Las curvas de eficiencia han sido ajustadas mediante una función polinómica de cuarto orden. (Ecuación (4.4)).

$$\eta_c = C_1 + C_2 R_p + C_3 (R_p)^2 + C_4 (R_p)^3 + C_5 (R_p)^4 \quad (4.4)$$

donde R_p es la relación de presiones (P_d/P_s), los coeficientes $C_1 - C_5$ se obtienen del ajuste polinomial a partir de datos de catálogo . La Tabla 10 muestra los coeficientes de la correlación de la eficiencia del compresor para varias velocidades.

Tabla 10. Coeficientes de la correlación de eficiencia del compresor.

Velocidad	C1	C2	C3	C4	C5
500	41.33	11.51	-2.79	0.29	-0.012
1000	54.19	8.67	-1.67	0.12	-0.003
1500	53.21	8.66	-1.67	0.12	-0.003
2000	45.65	13.47	-3.20	0.32	-0.012
2500	50.71	6.60	-1.20	0.07	-0.002
3000	41.33	11.51	-2.79	0.29	-0.002

Las curvas de eficiencia volumétrica han sido ajustadas mediante una función polinómica de cuarto orden. (Ecuación (4.5)).

$$\eta_v = C_1 + C_2 R_p \quad (4.5)$$

donde R_p es la relación de presiones, los coeficientes $C_1 - C_2$ se obtienen del ajuste lineal a partir de datos de catálogo . La Tabla 11 muestra los coeficientes de la correlación de la eficiencia volumétrica del compresor para varias velocidades.

Capítulo 4

Tabla 11. Coeficientes de la correlación de eficiencia volumétrica del compresor

Velocidad	C1	C2
500	53.72	-1.68
1000	88.62	-2.82
1500	91.58	-2.91
2000	87.92	-2.76
2500	82.83	-2.61
3000	77.79	-2.45

Evaporador:

El evaporador del sistema es un intercambiador de calor de tubos y aletas. La Tabla 12 resume las características del evaporador y la Figura 27 muestra la distribución de los tubos del evaporador. El flujo del fluido secundario (aire) es variable.

Tabla 12. Características del evaporador

Tipo	Tubos y aletas
N ° evaporadores (N° baterías x N° evap por batería)	2x2
N° filas	4
N° tubos por hileras	8
N° de circuito	16
Distancia entre filas [mm]	16.50
Distancia entre tubos [mm]	19.05
Longitud de cada evaporador [m]	0.75
Longitud de cada batería [m]	1.5
Altura[mm]	152.4
Diámetro del tubo [mm]	7
Espesor del tubo [mm]	0.6
Distancia entre aletas [mm]	2.1
Espesor entre aletas [mm]	0.11

4.4 Sub-modelo 2: Modelo del sistema A/C desarrollado en IMST-ART

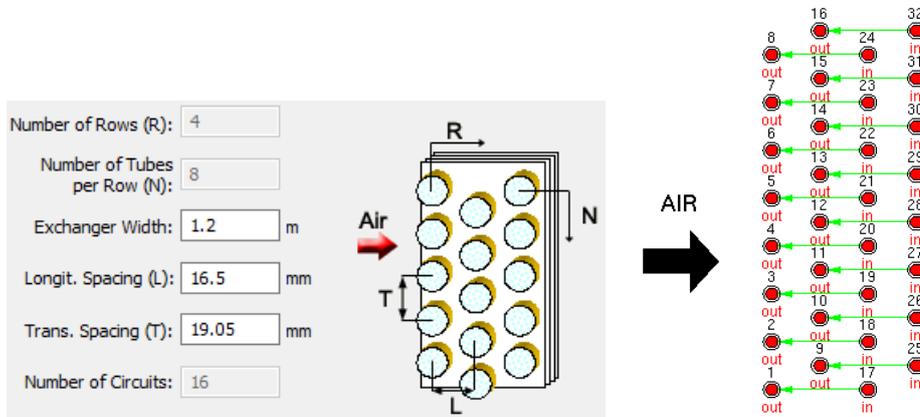


Figura 27. Distribución de los tubos del evaporador [46].

Condensador:

El condensador del sistema es un intercambiador de calor de tubos y aletas. Las características del condensador están resumidas en la

Tabla 13 y la Figura 28 muestra la distribución de los tubos del condensador. El flujo del fluido secundario (aire) es variable.

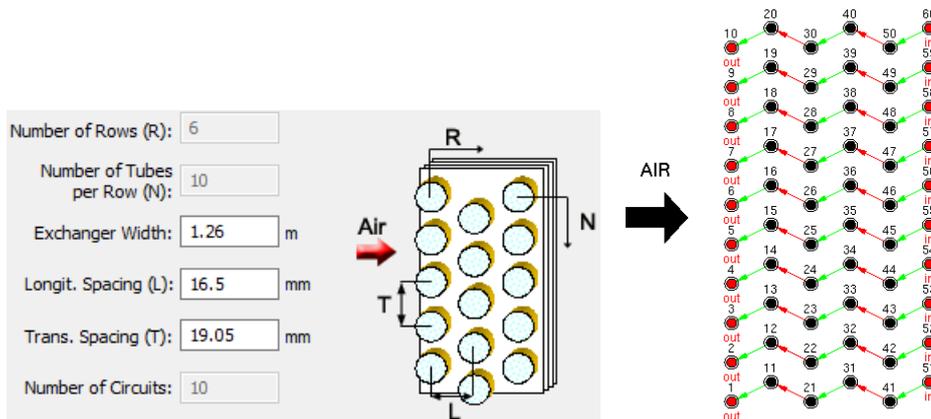


Figura 28. Distribución de los tubos del condensador [46].

Tabla 13. Características del condensador

Tipo	Tubos y aletas
N ° evaporadores (N° baterías x N° evap x batería)	2x1
N° filas	6
N° tubos por hileras	9
N° de circuitos	9
Distancia entre filas [mm]	16.50
Distancia entre tubos [mm]	19.05
Longitud de cada evaporador [m]	1.5
Longitud de cada batería [m]	1.5
Altura [mm]	171.45
Diámetro del tubo [mm]	7
Espesor del tubo [mm]	0.6
Distancia entre aletas [mm]	2.1
Espesor de las aletas [mm]	0.11

En IMST-ART, cada componente modelado involucra una serie de ecuaciones no lineales y, en el caso de intercambiadores de calor, las ecuaciones diferenciales que se discretizan con una técnica de volúmenes finitos [46].

La capacidad frigorífica se calcula mediante la Ecuación (4.6), donde \dot{Q} representa la capacidad frigorífica en kW, \dot{m} representa el flujo másico del evaporador en kg/s, h_1 y h_4 representan las entalpías a la salida y a la entrada del evaporador, respectivamente:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (4.6)$$

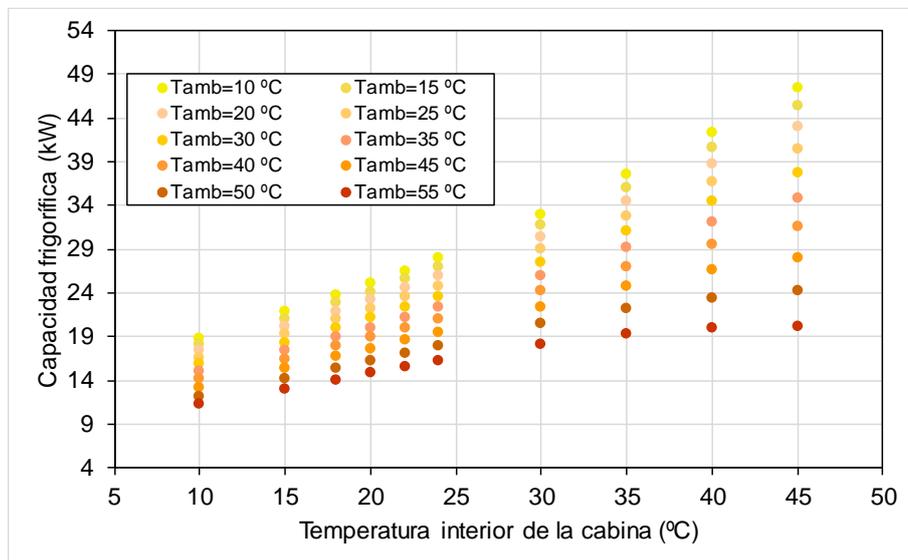
El coeficiente de funcionamiento COP se calcula mediante la Ecuación (4.7).

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{E}} \quad (4.7)$$

4.4 Sub-modelo 2: Modelo del sistema A/C desarrollado en IMST-ART

Una vez modelado el equipo de aire acondicionado en el software IMST-ART, se hicieron varias simulaciones para obtener los mapas de prestaciones del equipo A/C. Se realizaron alrededor de 150 simulaciones para obtener los mapas de prestaciones para diferentes humedades relativas que varían entre [10-100] % con intervalos de 10%, y 14 velocidades del compresor desde 500 a 3500 rpm con intervalos de 100 rpm. Para cada velocidad del compresor, el sistema A/C se probó con diez combinaciones de diferentes temperaturas de entrada de aire del evaporador que van desde 10 – 45 °C con intervalos de 3 a 5 °C y para el condensador con temperaturas que van desde 10 a 55 °C con intervalos de 5 °C. Los parámetros del ciclo que se utilizaron en las simulaciones fueron sobrecalentamiento de 5 K a la entrada del compresor y subenfriamiento de 5 K a la salida del condensador.

Cada uno de los mapas de prestaciones del equipo A/C se ingresaron en el modelo global para el cálculo de la capacidad frigorífica en el submodelo 2. En la Figura 29 se presentan los mapas de prestaciones para una velocidad de 2000 rpm, 50% de humedad relativa y varias temperaturas de aire a la entrada del evaporador (temperatura del aire de la cabina) y condensador (temperatura ambiente).



Capítulo 4

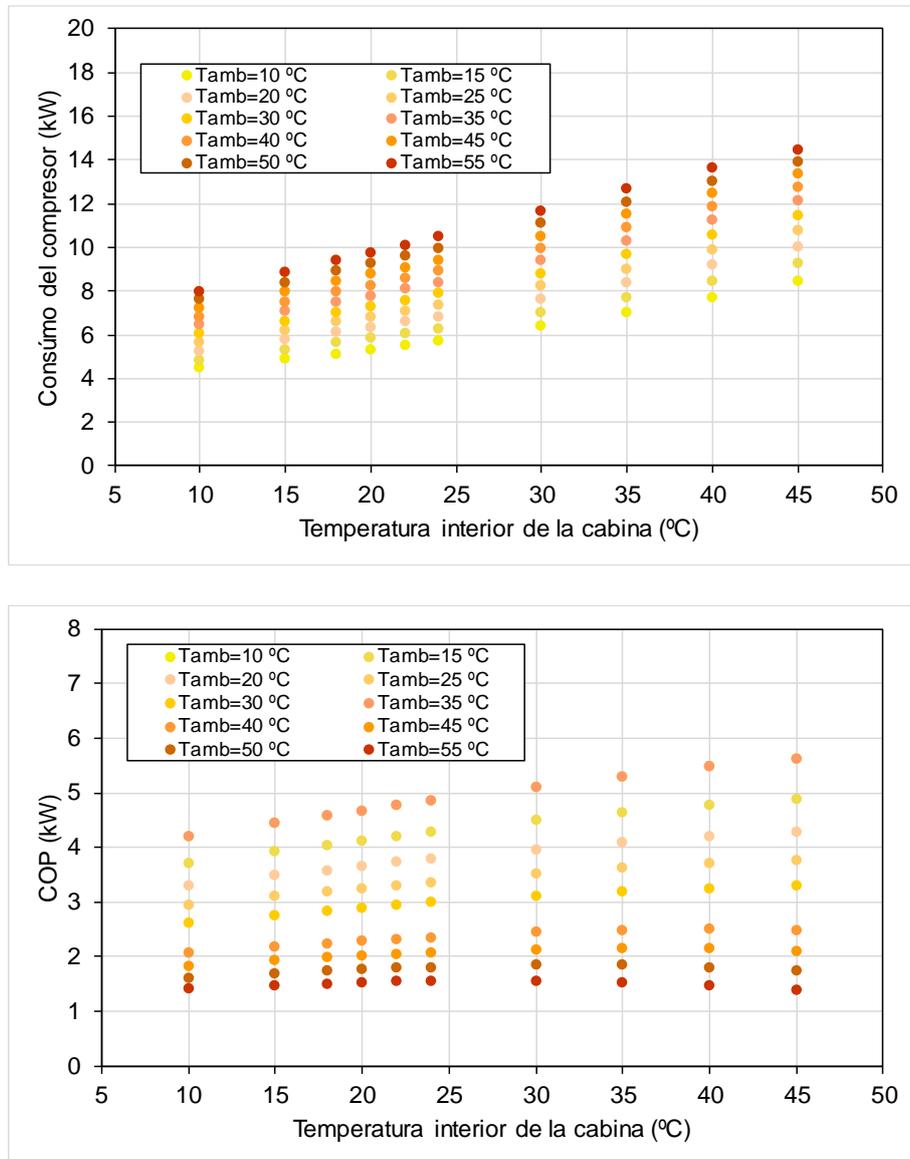


Figura 29. Mapas de prestaciones del equipo A/C para una velocidad de 2000 rpm, 50% de HR y varias temperaturas del aire a la entrada del evaporador y condensador.

4.5 Submodelo 3: Estimación de la capacidad frigorífica

El submodelo 3 calcula la capacidad frigorífica, el consumo y el COP del sistema A/C para cada instante a lo largo del trayecto, de acuerdo con el sistema de accionamiento que tenga el compresor del sistema A/C. Los parámetros de entrada del modelo son la demanda frigorífica, la humedad relativa del aire interior y la temperatura ambiente provenientes del submodelo 1, y por otro lado los mapas de prestaciones del sistema A/C generados en el submodelo 2.

Con respecto al sistema de accionamiento del compresor, el submodelo 3 considera compresores accionados mecánicamente (sistema ON/OFF), en el caso de vehículos convencionales con motor de combustión interna, y compresores accionados eléctricamente (inverter), en el caso de vehículos eléctricos.

4.5.1 Sistema A/C con accionamiento mecánico (vehículo convencional – motor de combustión interna)

En un vehículo convencional, el compresor del sistema A/C está accionado mediante un sistema de transmisión por bandas o correas desde el cigüeñal del motor a través de una polea electromagnética de embrague, como se muestra en la Figura 30.

El embrague se utiliza para transmitir la potencia del cigüeñal del motor al compresor por medio de una correa de transmisión, cuando el embrague no está enganchado, el eje del compresor no gira y el refrigerante no hace circular las ruedas libres de la polea del rotor [42].

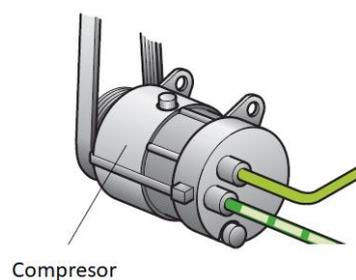


Figura 30. Sistema de accionamiento mecánica[59].

Capítulo 4

El motor transmite la potencia al compresor, que gira en función de las aceleraciones y desaceleraciones que se producen en un trayecto. Su principio de funcionamiento consiste en ponerse en marcha cuando la temperatura de cabina supera un valor límite superior, y pararse cuando la temperatura de la cabina alcanza un valor límite inferior con respecto a la temperatura de consigna. Este proceso presenta la desventaja de que la capacidad frigorífica producida por el sistema A/C no se adapta a la demanda térmica del interior del vehículo de manera gradual, sino que funciona en modo todo/nada, es decir, ON/OFF, lo cual implica una serie de inconvenientes como las variaciones súbitas de temperatura, en perjuicio del confort de los pasajeros del vehículo y variaciones bruscas de carga que debe soportar el motor.

La Figura 31 muestra un esquema de los parámetros de entrada y salida del submodelo 2 para accionamiento mecánico. Desde el submodelo 1 se tienen como entradas la demanda frigorífica, la humedad relativa del aire interior, la temperatura del aire ambiente exterior (temperatura del fluido secundario que pasa a través del condensador), la temperatura interior de la cabina (temperatura del fluido secundario que pasa a través del evaporador). Por otro lado, el submodelo 3 tiene como entrada la velocidad de giro del compresor, la cual viene determinada por el régimen de giro del cigüeñal del MCI.

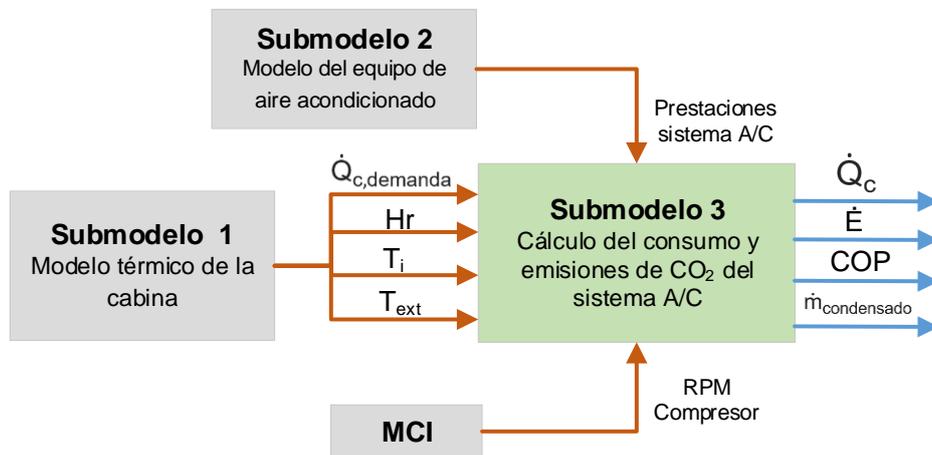


Figura 31. Parámetros de entrada y salida del submodelo 2, para un sistema de accionamiento mecánico.

4.5 Submodelo 3: Estimación de la capacidad frigorífica

Las salidas del submodelo 3 son la capacidad frigorífica (sensible + latente), el consumo del compresor, el COP del sistema y el flujo másico de condensado producto de la condensación del vapor de agua (calor latente) del aire que pasa a través del evaporador.

4.5.2 Sistema A/C con accionamiento eléctrico

En los vehículos eléctricos, el compresor del sistema es accionado por un motor eléctrico y, a su vez, es alimentado por una batería controlada por un inversor, para permitir operaciones de velocidad variable [37]. La batería es un dispositivo de almacenamiento de energía, la cual proporcional la energía necesaria para accionar el sistema A/C.

En un sistema con accionamiento eléctrico, el compresor normalmente es de velocidad variable, de modo que el sistema A/C proporciona un enfriamiento adecuado de acuerdo a la demanda térmica. La Figura 32 muestra la cadena de energía del sistema A/C en un vehículo eléctrico.

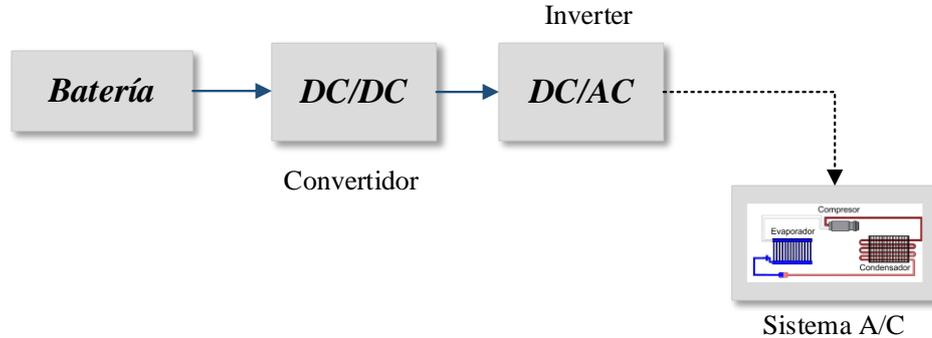


Figura 32. Cadena de energía del sistema A/C en un vehículo eléctrico.

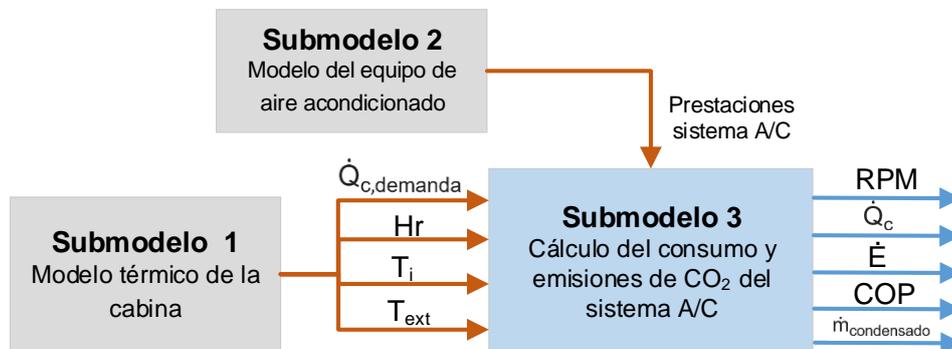


Figura 33. Entradas y salidas del submodelo 2, para un sistema de accionamiento eléctrico.

La Figura 33 muestra un esquema de los parámetros de entrada y salida del submodelo 2 para accionamiento eléctrico. En este caso, el submodelo 2 primero calcula la velocidad a la que debe girar el compresor para satisfacer la demanda térmica a diferencia del caso de compresor de velocidad fija, donde la velocidad era conocida y el resultado era el factor de carga parcial.

Una vez conocida la velocidad del compresor, el modelo utiliza los parámetros de entrada provenientes del submodelo 1 (temperatura interior de la cabina, humedad relativa, temperatura ambiente) para calcular la capacidad de refrigeración, el COP del sistema y el consumo del compresor.

4.5.3 Cálculo del consumo y las emisiones de CO_2 del sistema A/C

Para analizar las emisiones de CO_2 producidas por el sistema A/C de un vehículo, se debe considerar la energía consumida por el sistema y toda la cadena de transformación energética hasta la fuente primaria de energía.

Existen varios enfoques para el análisis de la cadena de energía en un vehículo. Se puede citar el análisis “fuente a tanque” (Well to Tank -WtT) y el análisis “tanque a rueda” (Tank to Wheels -TtW) [60]. En el análisis WtT cubre todos los procesos de transformación de energía, desde la extracción de un recurso energético (ejemplo: petróleo), la transformación (refinación), transporte (coche cisterna), distribución (gasolineras) de un determinado tipo de energía hasta su consumo en el vehículo (tanque

4.5 Submodelo 3: Estimación de la capacidad frigorífica

de combustible). Este análisis requiere numerosas suposiciones con respecto a la cadena de producción del combustible o electricidad; estas suposiciones varían en función de cada país.

Por otro lado, el análisis TtW, considera las transformaciones energéticas desde el tanque de combustible hasta la energía mecánica de rotación en las ruedas. Este análisis depende del tipo de vehículo (convencional, eléctrico, híbrido) y de la eficiencia energética de sus componentes (MCI, baterías, inversor, compresor, transmisión, etc.). Todos los vehículos, independientemente de su tipo de accionamiento, tienen pérdidas en el proceso de transformación de energía. Además de las pérdidas mecánicas, en los vehículos convencionales se pierde energía en el proceso de combustión del combustible químico; en los vehículos eléctricos, se pierde energía en los procesos de carga y descarga de las baterías.

La energía en un vehículo se utiliza para diferentes propósitos, la mayor parte de la energía se utiliza para propulsar vehículos (energía de accionamiento) y una gran cantidad de energía para los equipos auxiliares como es el sistema de aire acondicionado. Para llegar a accionar el compresor del sistema A/C la energía debe pasar por una cadena de transformación de energía que depende del tipo de vehículo en términos del accionamiento (eléctrico o mecánico).

En esta sección se presenta el análisis de la cadena de energía del sistema A/C de vehículos, basándose en el análisis TtW. Sin embargo, cabe notar que no se evalúa la transformación de energía hasta las ruedas del vehículo. Por lo tanto, la energía calculada y las emisiones de CO₂ corresponderán únicamente a las producidas por el sistema A/C.

4.5.3.1 Cadena de transformación de energía con accionamiento mecánico.

En un vehículo convencional, la cadena de transformación de energía comienza en el motor de combustión interna (MCI), el cual transforma la energía química del combustible en energía térmica, a partir de la cual se obtiene energía mecánica en el cigüeñal. Posteriormente, existen pérdidas en la transmisión mecánica en las bandas que conectan el cigüeñal del MCI al compresor del sistema A/C.

La Figura 34 muestra un esquema de las pérdidas en la cadena de transformación de energía para el sistema A/C de un vehículo convencional. La energía transmitida debe atravesar varias etapas desde que ingresa el combustible al MCI hasta llegar al eje del compresor. Cada etapa está definida por una eficiencia, la cual varía de

Capítulo 4

acuerdo con el tipo de elemento utilizado. El modelo permite ingresar las eficiencias para cada uno de los elementos del tren de potencia mecánico.

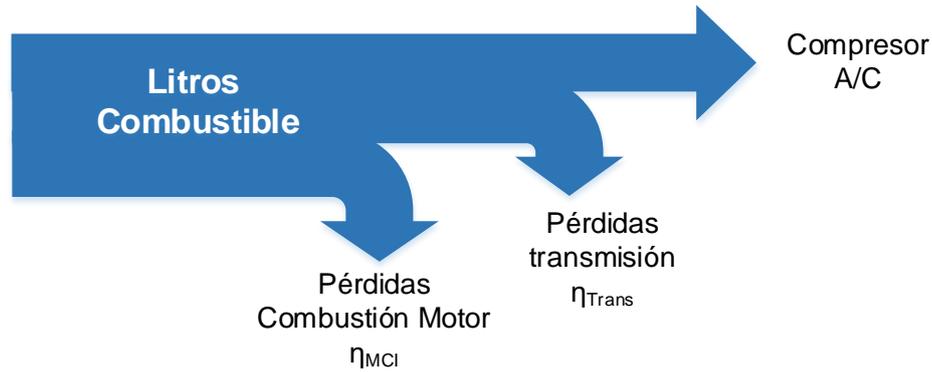


Figura 34. Cadena de energía relativa al vehículo convencional

A partir del consumo energético del compresor (E), se puede calcular la energía total suministrada por el combustible (E_{tot}) mediante la Ecuación (4.8), donde η_{trans} es el rendimiento de la transmisión mecánica y η_{MCI} es el rendimiento del motor de combustión interna.

$$E_{tot} = \frac{E}{\eta_{MCI} * \eta_{trans}} \quad (4.8)$$

Una vez calculada la energía total del combustible, ésta se debe expresar en litros de combustible mediante la Ecuación (4.9), donde P_c es el poder calorífico del combustible y ρ es su densidad.

$$l_{combustible} = \frac{E_{tot}}{PCS_{combustible} * \rho_{combustible}} \quad (4.9)$$

4.5.3.2 Cadena de transformación de energía con accionamiento eléctrico

La cadena de energía para un compresor con accionamiento eléctrico considera las pérdidas de energía en el inversor, el convertidor y las baterías, las cuales son cargadas por medio del equipo de suministro para vehículos eléctricos (ESVE). La Figura 35 muestra la cadena de energía de un vehículo eléctrico.

El equipo de suministro de vehículos eléctricos tiene funciones integradas de seguridad y control de flujo de energía. El ESVE carga las baterías, que son dispositivos de almacenamiento que consisten en una o más celdas electromecánicas que convierten la energía química almacenada en energía eléctrica. Posteriormente, las baterías transfieren energía al convertidor de CC/CA y éste al inversor que se encuentran entre las baterías y el compresor del sistema de A/C. El modelo permite ingresar las eficiencias para cada uno de los elementos del tren de potencia eléctrico.

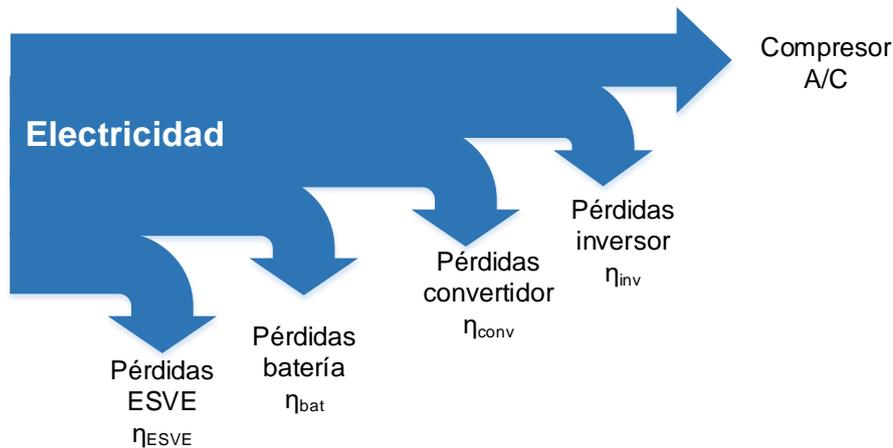


Figura 35. Eficiencia global del vehículo eléctrico.

A partir del consumo energético del compresor, se calcula la energía eléctrica total consumida (E_{tot}) mediante la Ecuación (4.10), donde η_{bat} es el rendimiento de la batería, η_{conv} es el rendimiento del convertidor y η_{inv} es el rendimiento del inversor.

$$E_{tot} = \frac{E}{\eta_{ESVE} * \eta_{bat} * \eta_{conv} * \eta_{inv}} \quad (4.10)$$

4.5.3.3 Cálculo de emisiones de CO₂.

Las emisiones de CO₂ en un *vehículo convencional* está en función del combustible fósil que se utiliza en el MCI. Para ello se utiliza un factor de conversión de litros de combustible a kilogramos de CO₂ producidos mediante la Ecuación (4.11).

$$CO_2 = \frac{E_{tot} \text{ (litro combustible)}}{\frac{Kg \text{ de } CO_2}{litro \text{ combustilbe}}} \quad (4.11)$$

El factor de conversión depende del tipo de combustible y se puede calcular tomando como base los valores mostrados en la Tabla 14.

Las emisiones de CO₂ de un *vehículo eléctrico* dependen de la cantidad de energía aportada por las energías renovables a la combinación de generación de electricidad en cada país (energía solar, eólica, hidráulica, cogeneración, etc.) y se calcula con la Ecuación (4.12) . Si la generación de electricidad es 100% renovable las emisiones de CO₂ son cero. El factor de conversión para transformar los kWh a CO₂ se utilizará el calculado por la Comisión nacional de los mercados y la competencia – España [61] cuyo valor es 0.43 kg de CO₂ por cada kWh.

$$CO_2 = \frac{E_{tot} (kWh)}{\frac{Kg \text{ de } CO_2}{kWh}} \quad (4.12)$$

4.5 Submodelo 3: Estimación de la capacidad frigorífica

Tabla 14. Factores de conversión de litros de combustible a Kg de CO₂

Datos disponibles	Metodología del cálculo y factor de emisión
Consumo de combustible (litros diésel o gasolina)	<p>Cálculo de las emisiones de CO₂ a partir de los factores de emisión siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Gasolina 95 o 98: 2,97 kg de CO₂/litro • Diésel: 2,68 kg de CO₂/litro • Bioetanol: 2,38 kg de CO₂/litro - % bioetanol <p>Si utilizamos bioetanol 5, el combustible tiene un 5 % de bioetanol (y un 95 % de gasolina 95) y las emisiones asociadas son de 2,38 – (0,05 x 2,38) = 2,26 kg de CO₂/litro</p> <ul style="list-style-type: none"> • Biodiésel: 2,61 kg de CO₂/litro - % biodiésel <p>Si utilizamos biodiésel-30, significa que tiene un 30 % de biodiésel (y un 70 % de diésel) y las emisiones asociadas son = 2,61 – (0,3 x 2,61) = 1,83 kg de CO₂/litro</p>

Capítulo 5

Cálculo del consumo de energía del sistema A/C en vehículos.

5.1 Introducción

En este capítulo se presenta la evaluación del consumo energético del sistema A/C de un vehículo y las emisiones de CO₂ derivadas de dicho consumo. Para ello se emplea la metodología descrita previamente en el Capítulo 4. El estudio consiste en simular un trayecto entre dos ciudades para evaluar el consumo del sistema A/C del vehículo. El vehículo utilizado en el estudio es un autobús de 50 pasajeros y el trayecto considerado es el de Valencia - Madrid.

Este estudio se divide en tres partes:

1. Cálculo de la demanda de refrigeración del autobús durante el trayecto Valencia - Madrid y cálculo de la capacidad frigorífica del sistema A/C.
2. Cálculo del consumo energético del sistema A/C y de las emisiones de CO₂ producidas considerando distintos tipos de motor.
3. Optimización del sistema A/C, cambiando el flujo de aire de los ventiladores en el condensador para evaluar su impacto en el consumo energético.

5.2 Determinación de los datos de entrada del modelo

El modelo precisa de la definición de las características geométricas y constructivas del vehículo, el trayecto del vehículo y horario de recorrido, y, por último, el tipo de accionamiento del sistema A/C dependiendo del motor del vehículo. Todos estos datos deben ser introducidos en el modelo para el posterior cálculo del consumo y emisiones de CO₂ del sistema A/C.

5.2.1 Definición de las características geométricas y constructivas del autobús.

Como se mencionó previamente, en el estudio se considera un autobús de 50 pasajeros (incluido el conductor). Las dimensiones del autobús se obtuvieron de los datos del fabricante IVECO [62].

La Figura 36 muestra las dimensiones principales del autobús. Las dimensiones de las superficies del autobús se detallan en la Tabla 15.

5.2 Determinación de los datos de entrada del modelo



Figura 36. Dimensiones generales de un autobús de 12m [62].

Tabla 15. Dimensiones de las superficies del autobús

<i>Superficie</i>	<i>Área (m²)</i>	
	<i>Opacas</i>	<i>Acrystaladas</i>
Techo	30.6	-
Suelo	29.8	-
Posterior	5.15	3.437
Frontal	3.26	5.3
Izquierda	22.22	18.17
Derecha	20.36	20.1

Capítulo 5

Los materiales de las superficies del autobús se determinaron en base a las especificaciones técnicas del fabricante obtenidas en una comunicación privada. Además, se contrastó con los materiales utilizados en la validación del modelo térmico del minibus descrito en el Capítulo 3. Los materiales de cada superficie del autobús se detallan en la Tabla 16, dichos datos son introducidos en el modelo.

Tabla 16. Materiales utilizados en el autobús

<i>Superficie</i>	<i>Materiales</i>	<i>Espesor [m]</i>	<i>Conductividad [$W m^{-1} K^{-1}$]</i>	<i>Calor específico [$J kg^{-1} K^{-1}$]</i>	<i>Densidad [$kg m^{-3}$]</i>
Techo	Cloruro de polivinilo	0.002	0.255	1170	1450
	Aluminio	0.01	175	909	2700
	Poliuretano	0.005	0.022	1470	35
	Chapa metálica	0.002	44.4	510	7800
Piso	Cloruro de polivinilo	0.002	0.255	1170	1450
	Poliuretano	0.015	0.022	1470	35
	Chapa metálica	0.002	44.4	510	7800
Izquierda, derecho, frontal, posterior	Cloruro de polivinilo	0.002	0.255	1170	1450
	Aluminio	0.01	175	909	2700
	Poliuretano	0.015	0.022	1880	650
	Chapa metálica	0.002	44.4	510	7800

5.2.2 Definición del trayecto del autobús

El trayecto del autobús considerado para el estudio es Valencia - Madrid. El recorrido de ida se inicia a las 10 h desde Valencia y llega a Madrid a las 13 h 59 min (3 h 59 min de trayecto); el retorno se inicia a las 15 h y termina a las 18 h 59 min. El día de simulación seleccionado es el 18 de agosto, considerando un día típico de verano en España.

Una vez establecido el trayecto del autobús, se requiere especificar la ruta que toma el vehículo dentro del trayecto. Esto es importante a la hora de determinar el acimut de cada superficie para la estimación de la incidencia de la radiación solar sobre cada una de ellas, así como la variación de las condiciones climáticas (radiación y temperatura) dependiendo de la posición geográfica del vehículo.

La ruta Valencia - Madrid se obtiene de la base de datos de Google Maps, el trayecto se ha dividido en 11 tramos, considerando los puntos representativos en los cuales el vehículo cambia de dirección, como se observa en la Figura 37.



Figura 37. Ruta Valencia – Madrid [63].

El modelo estima las condiciones climáticas (temperatura ambiente y radiación solar) que inciden sobre el autobús en función de la posición que éste toma durante el trayecto. En la Figura 38 se muestra la variación de las condiciones climáticas en función del tiempo, para el trayecto de ida. Al inicio del trayecto la temperatura y

Capítulo 5

radiación solar coinciden con los valores correspondientes a la ciudad de origen (Valencia), y a lo largo del trayecto los valores estimados se acercan a los correspondientes de la ciudad de destino (Madrid).

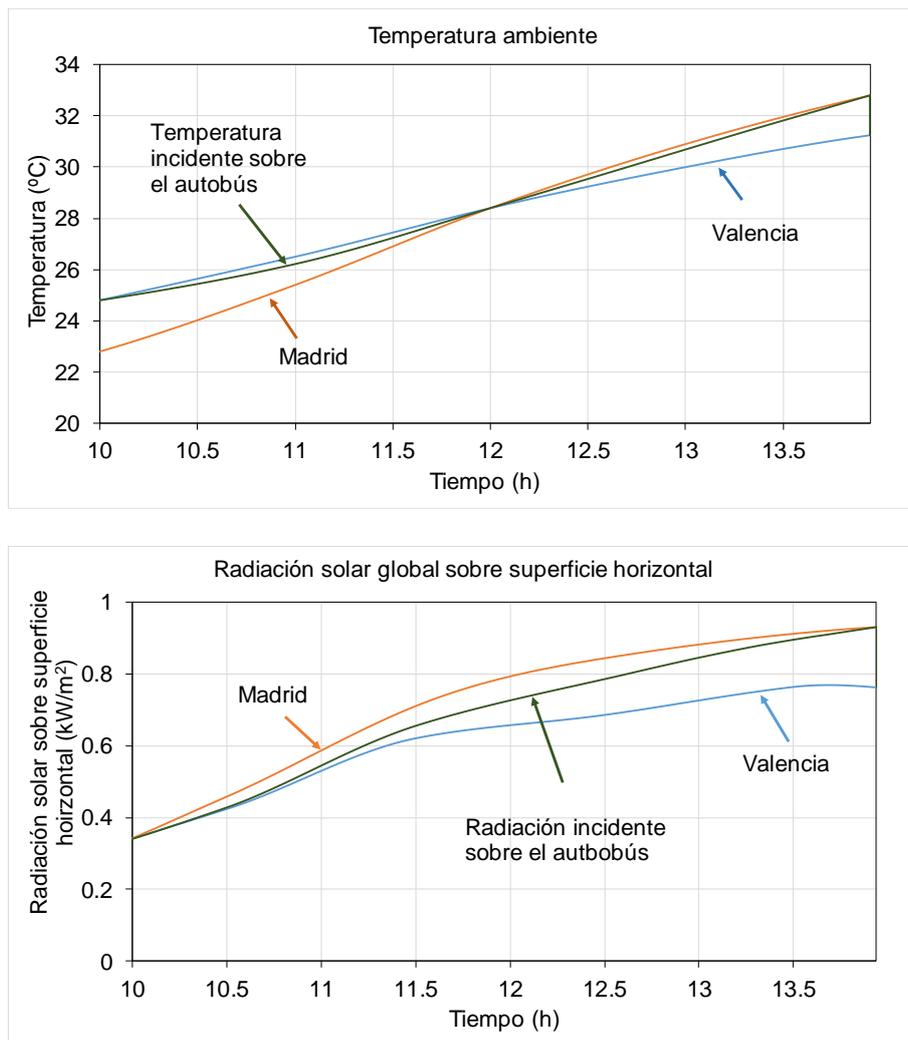


Figura 38. Variación de la temperatura y radiación solar durante el trayecto Valencia - Madrid.

5.2 Determinación de los datos de entrada del modelo

Las coordenadas geográficas (longitud y latitud) de cada punto a lo largo del trayecto se utilizan para calcular el acimut de las superficies del autobús. Dichas coordenadas se introducen en una herramienta de cálculo (ver [sección 4.3.2](#)), donde se calcula el acimut para cada superficie del autobús en cada tramo del trayecto. La Figura 39 muestra los diferentes acimuts que toman las superficies verticales del autobús en el trayecto de ida Valencia - Madrid. Cada línea corresponde a cada superficie de la cabina del vehículo y muestra qué acimut toman las superficies a lo largo del trayecto. Los acimuts de las superficies tienen una diferencia de 90° debido a que son perpendiculares entre sí en un plano horizontal. El acimut tiene como referencia (0°) la dirección sur y los ángulos positivos van en sentido horario (90° Oeste, 180° Sur y 270° Este).

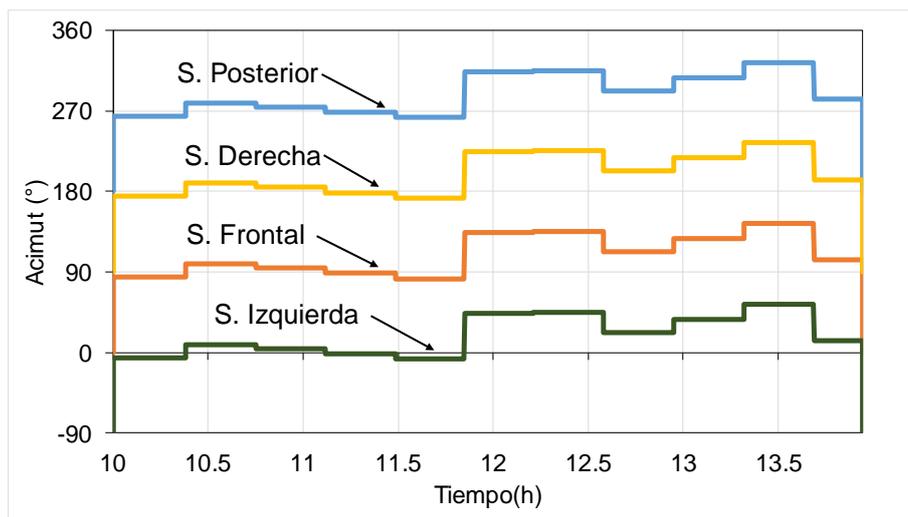


Figura 39. Valores de acimut que el vehículo toma a lo largo del trayecto de ida.

Utilizando el acimut de cada superficie vertical del autobús (norte, sur, este y oeste), se calcula la radiación solar incidente en cada una de ellas.

La Figura 40 muestra la variación de la radiación solar incidente en cada superficie del autobús para el trayecto de ida Valencia - Madrid. En esta figura se observa que la radiación incidente en la cara posterior del vehículo es la más elevada puesto que

Capítulo 5

el autobús está orientado aproximadamente en dirección noreste en el trayecto de ida y le incide la radiación solar directa por ser las horas de la mañana.

Las curvas de radiación incidente de cada superficie cambian su pendiente en cada tramo considerado, esto se debe a que la orientación del autobús es diferente y la radiación solar incide de diferente forma en las superficies.

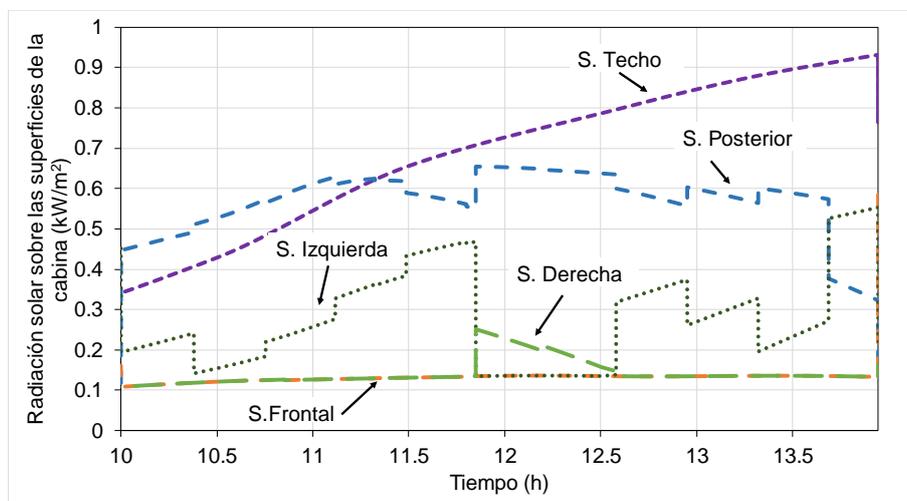


Figura 40. Incidencia de la radiación solar sobre las superficies del vehículo durante el trayecto de ida Valencia-Madrid.

5.3 Análisis de los resultados

5.3.1 Estimación de la demanda frigorífica (sub-modelo 1)

Para estimar la demanda de refrigeración durante el trayecto Valencia - Madrid, se debe establecer la temperatura de confort a la que se desee que este el interior del vehículo. En este caso, se ha considerado como temperatura de confort 22 °C, la cual está dentro del rango recomendado en el manual de ASHRAE [57].

La Figura 41 muestra la demanda de refrigeración en el trayecto de ida Valencia-Madrid. La variación de la demanda frigorífica se debe a la variación de la radiación incidente sobre el autobús (dependiente del acimut de las superficies) y a la variación

de las condiciones climáticas a lo largo del viaje (ver Figura 38). Cuando se acerca el mediodía, la temperatura y la radiación solar aumentan, influyendo además en el aumento de demanda de refrigeración. En la figura se observa que la demanda de refrigeración varía entre 9 y 17 kW en el viaje de ida. Los resultados obtenidos del viaje de regreso se encuentran en el Anexo 1.

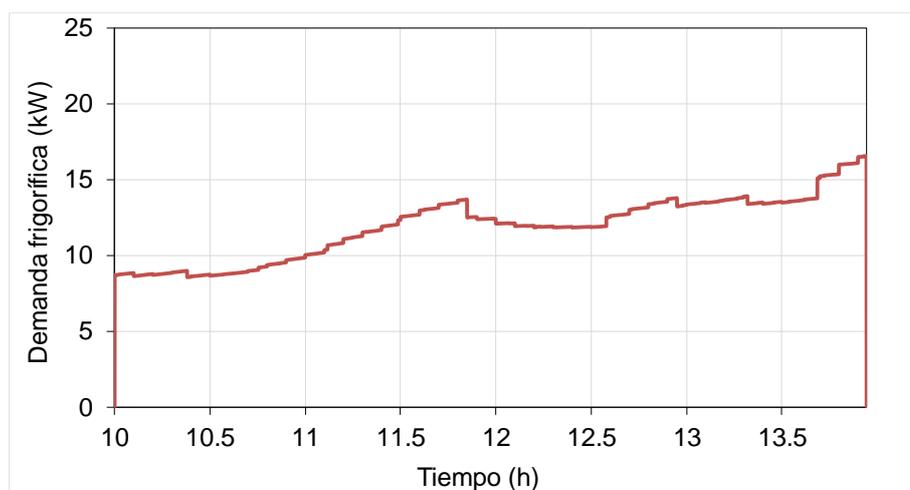


Figura 41. Demanda frigorífica durante el trayecto Valencia – Madrid.

La demanda frigorífica se calcula con la Ecuación (5.1), la cual, en este caso, se debe a tres ganancias principales, (\dot{Q}_{sup}) que es la ganancia total por conducción, convección y radiación desde las superficies interiores y exteriores de la cabina del vehículo hacia el nodo interior, las ganancias por infiltraciones (\dot{Q}_{inf}) y ganancias internas debido a los pasajeros que se encuentran en el interior de la cabina ($\dot{Q}_{g,c,i}$).

$$\dot{Q}_{c,demanda} = \dot{Q}_{sup} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{g,c,i} \quad (5.1)$$

Capítulo 5

La Figura 42 muestra la evolución de las ganancias térmicas en el trayecto de ida. La ganancia que más influye en la demanda frigorífica es \dot{Q}_{sup} , seguido de \dot{Q}_{ocup} que es constante durante todo el trayecto.

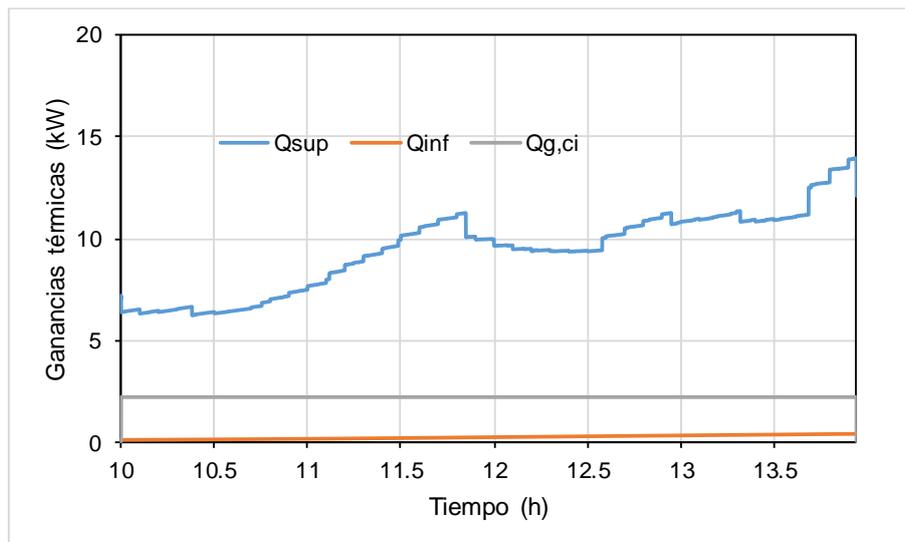


Figura 42. Ganancias térmicas del autobús en el trayecto de ida Valencia-Madrid.

5.4 Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).

Una vez que se determinó la demanda frigorífica en el sub-modelo 1, el sub modelo 3 calcula la capacidad frigorífica del sistema A/C en función del tipo de accionamiento del compresor: eléctrico o mecánico. Para este estudio, se han considerado las dos formas de accionamiento.

5.4.1 Sistema con accionamiento mecánico (autobús con MCI)

Como se explicó en el Capítulo 4, en este tipo de vehículos el compresor es accionado por el motor de combustión interna por medio de una transmisión por bandas o correas, por lo tanto, el compresor gira a la velocidad del motor (afectado por la relación de transmisión de las poleas). En este estudio se asumen tres velocidades de

5.4 Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).

giro del compresor (2000, 2500, 3000 rpm), las cuales representan velocidades medias típicas de un compresor según la literatura ([64], [65],[66]).

Dichas velocidades del compresor son utilizadas para evaluar la capacidad frigorífica, el consumo del compresor y el COP a lo largo del trayecto. El equipo de A/C debe satisfacer la demanda frigorífica para cada velocidad del compresor. La Figura 43 muestra la capacidad frigorífica que el equipo produce a varias revoluciones del compresor en el trayecto de ida. Se puede observar que la capacidad frigorífica es proporcional a la velocidad del compresor.

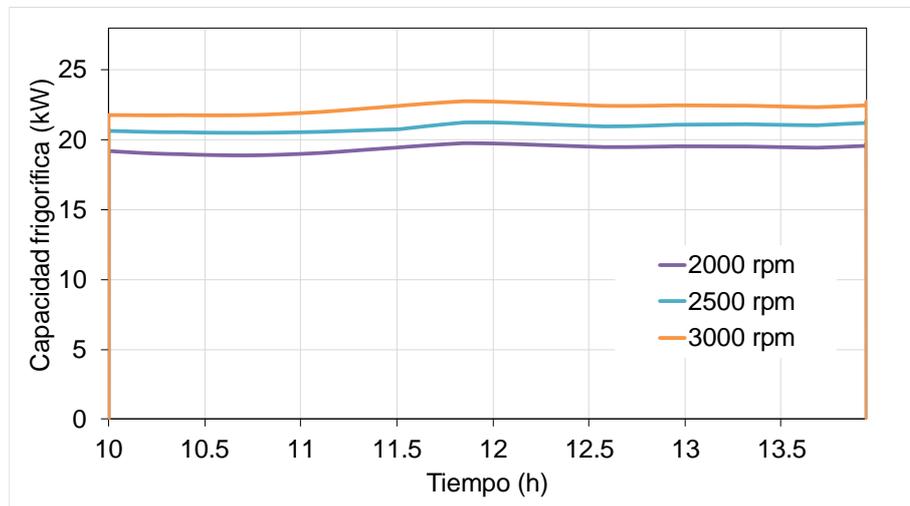


Figura 43. Capacidad frigorífica del sistema A/C para varias velocidades del compresor (trayecto de ida Valencia-Madrid).

Al variar la velocidad a la que gira el compresor del sistema A/C, se produce un reajuste en los parámetros de operación del sistema como el flujo másico de refrigerante, las presión y temperaturas del refrigerante en la entrada y salida de los elementos que constituyen el sistema, lo cual produce un aumento de la capacidad frigorífica al aumentar la velocidad del compresor.

El flujo másico de refrigerante (\dot{m}_{ref}) depende del diseño del compresor (volumen V_s y eficiencia volumétrica η_v), de las condiciones del refrigerante en la succión del

Capítulo 5

compresor (densidad ρ_s) y de la velocidad de giro del compresor (n), como se muestra en la Ecuación (4.1). Por lo tanto, el flujo másico de refrigerante es directamente con la velocidad del compresor.

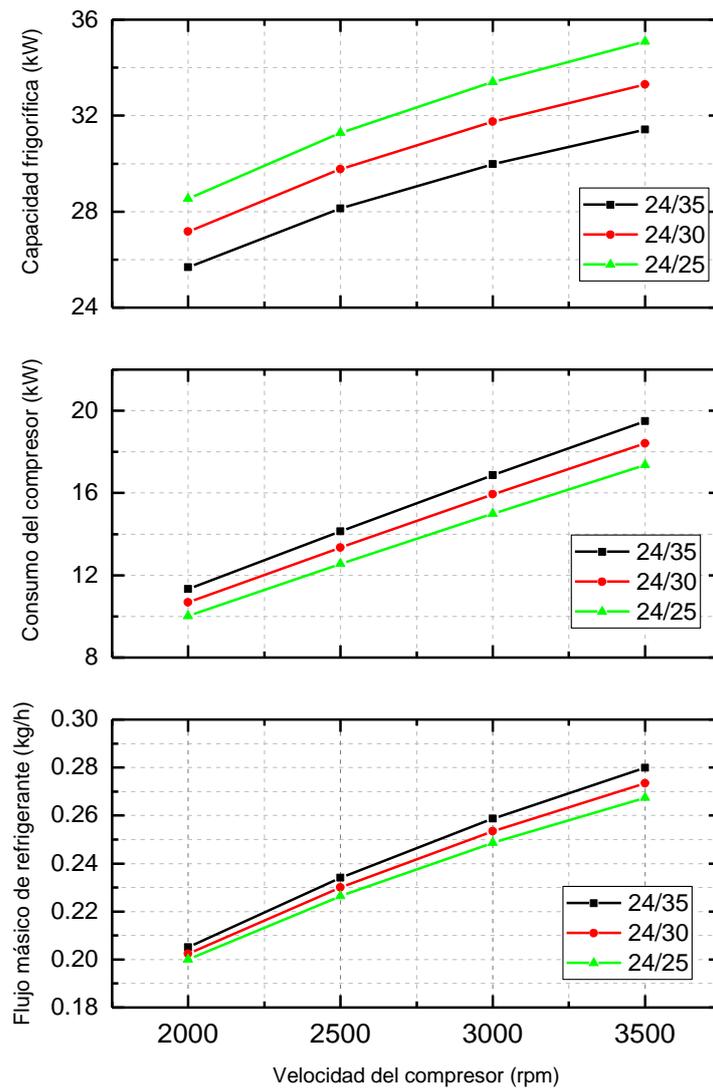


Figura 44. Variación de la capacidad frigorífica, el consumo del compresor y la variación del flujo másico de refrigerante en función de la velocidad del compresor.

5.4 Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).

Por otro lado, puesto que el consumo del compresor es directamente proporcional al flujo de refrigerante (según la Ecuación (4.2)), el consumo del compresor se incrementa con la velocidad de giro. De igual manera sucede con la capacidad frigorífica del sistema.

Para ilustrar la influencia de la velocidad del compresor en las prestaciones del sistema A/C, se ha calculado el flujo másico de refrigerante, el consumo del compresor y la capacidad frigorífica para velocidades comprendidas entre 2000 y 3500 rpm, considerando varias temperaturas exteriores (25 °C, 30 °C y 35 °C), como se muestra en la Figura 44. Esta figura muestra que el flujo másico de refrigerante, el consumo del compresor y la capacidad frigorífica del sistema son directamente proporcionales a la velocidad del compresor. Por ejemplo, para una temperatura exterior de 25 °C, el compresor girando a 2000 rpm impulsa 0.2 kg/h de refrigerante, consume 10 kW, y la capacidad frigorífica del sistema es de 26 kW. Cuando la velocidad del compresor se incrementa a 3000 rpm, el flujo másico de refrigerante aumenta en 24%, el consumo incrementa en 50%, y el sistema produce un 17% más de capacidad frigorífica.

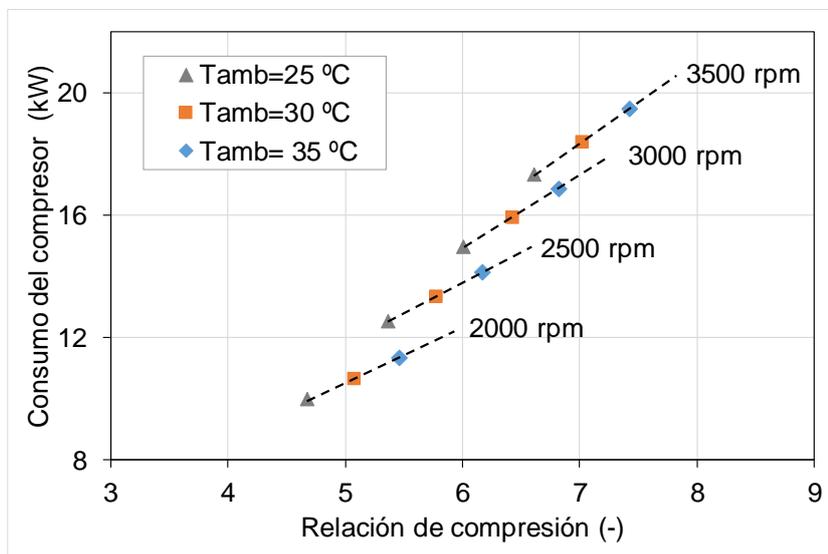


Figura 45. Variación del consumo del compresor en función de la relación de compresión, para varias velocidades del compresor.

Por otro lado, el consumo del compresor también depende de la relación de compresión a la que trabaja, como se muestra en la Figura 45. Esta figura muestra que el consumo del compresor incrementa con la relación de compresión. Esto se debe a que el compresor debe realizar un mayor trabajo para comprimir hasta una presión de descarga más elevada. Además, la eficiencia del compresor disminuye cuando trabaja a mayores relaciones de compresión. Por ejemplo, para una velocidad de 2500 rpm, el consumo del compresor incrementa en un 12.5% cuando pasa de trabajar de una relación de compresión de 5.4 a 6.2.

5.4.1.1 Cálculo del factor de encendido del sistema A/C

Debido a que la capacidad frigorífica producida por el sistema A/C es diferente que la demanda de refrigeración necesaria para mantener la cabina del vehículo en condiciones de confort térmico, se calculó el factor de encendido del equipo A/C para que la capacidad frigorífica sea igual a la demanda, de modo que se pueda determinar el consumo real del equipo de A/C. El factor de encendido se define mediante la Ecuación (5.2).

$$F_{ON} = \frac{\dot{Q}_{c,demanda}}{\dot{Q}_c} \quad (5.2)$$

En la Figura 46 se muestra que la capacidad frigorífica para 2000, 2500 y 3000 rpm varía entre 18 y 22 kW, y la demanda frigorífica entre 9 y 17 kW; por lo tanto, el factor de encendido varía entre 0.4 y 0.85 dependiendo de la velocidad del compresor y de la hora de simulación. A medida que el vehículo se acerca al mediodía, la temperatura y la radiación incidente sobre la cabina son mayores, aumentando también la demanda frigorífica del autobús (Figura 41), lo que a su vez hace que el factor de encendido se acerque a la unidad sobre las 13h 00, como se observa en la Figura 46.

5.4 Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).

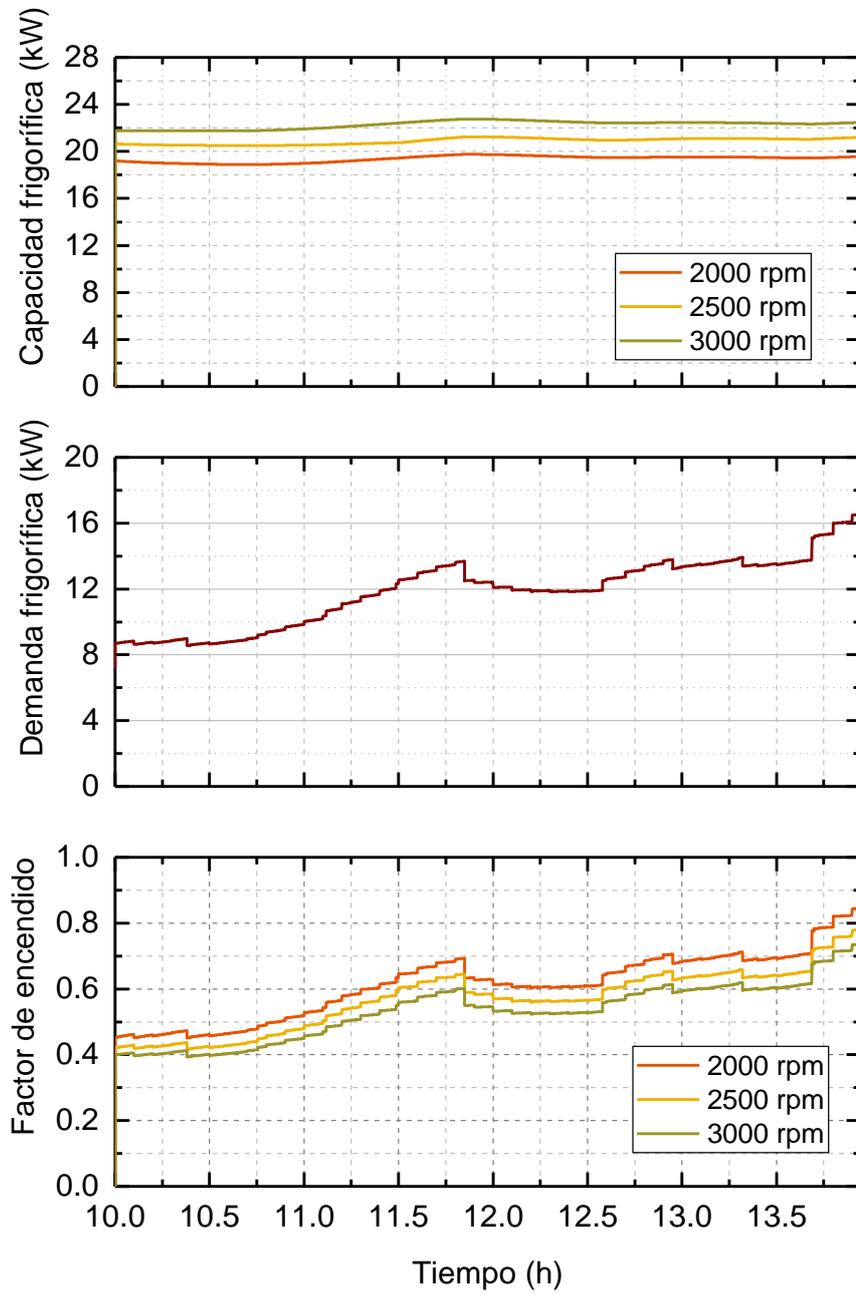


Figura 46. Factor de encendido del equipo de A/C.

Capítulo 5

5.4.1.2 Cálculo del consumo del sistema A/C.

El consumo del sistema A/C está en función de la potencia media consumida (o consumo medio) en los ciclos de encendido-apagado. La Ecuación (5.3) calcula la potencia media consumida, donde F_{ON} es el factor de encendido y \dot{E} es la potencia instantánea del compresor.

$$\dot{E}_m = F_{ON} \dot{E} \quad (5.3)$$

En la Figura 47 se muestran los consumos medios del compresor en el trayecto de ida para distintas velocidades del compresor, siendo los consumos más altos los correspondientes a la mayor velocidad del compresor.

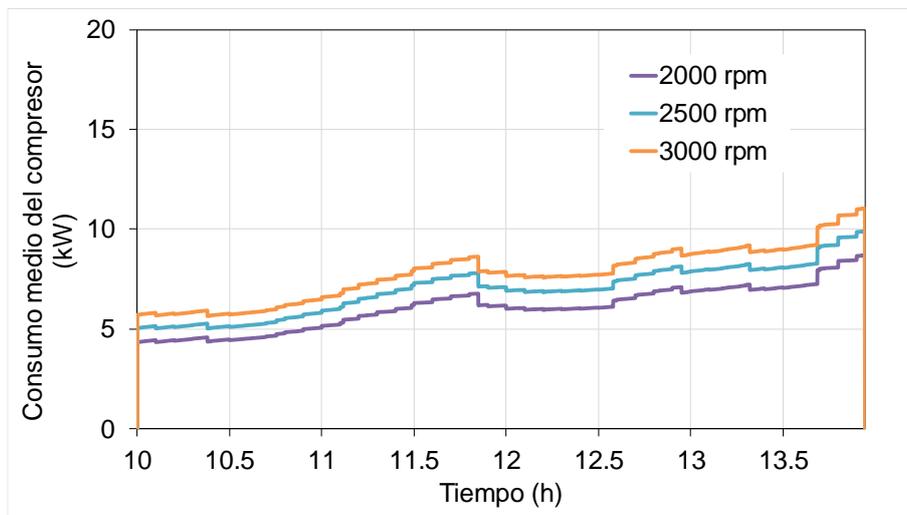


Figura 47. Consumo medio del compresor para el trayecto de ida Valencia–Madrid para distintas velocidades del compresor.

5.4 Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).

5.4.1.3 Coeficiente de funcionamiento del sistema (COP)

El coeficiente de funcionamiento del sistema (COP), es un resultado del modelo calculado con la Ecuación (5.4).

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{E}} \quad (5.4)$$

Como se observa en la Figura 48, el incremento de consumo de energía del sistema A/C al aumentar la velocidad del compresor presenta una influencia negativa en el COP del sistema. Por otro lado, las curvas del COP presentan una pendiente decreciente en función del tiempo, debido a que el incremento del consumo del compresor durante el trayecto es mayor que el incremento de la demanda frigorífica correspondiente, para todas las velocidades del compresor, debido al aumento de la temperatura ambiente.

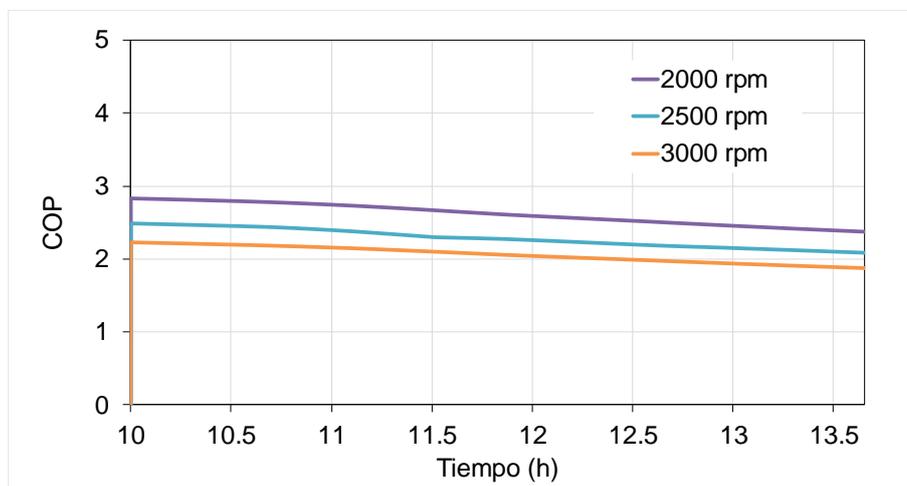


Figura 48. Coeficiente de funcionamiento (COP) a distintas velocidades del compresor para el trayecto de ida Valencia–Madrid.

Capítulo 5

5.4.1.4 Comparación de los parámetros analizados en el sistema A/C con accionamiento mecánico

Con la finalidad de comparar la potencia frigorífica, la potencia del compresor y el COP de todo el trayecto cuando el compresor trabaja a diferentes velocidades, se han calculado los parámetros medios ponderados del ciclo de refrigeración, los cuales están representados en la Figura 49, donde, la potencia media ponderada ($\overline{\dot{Q}}_c$) se define como el cociente entre la potencia instantánea media entregada por el sistema A/C durante el trayecto y el tiempo que esta encendido el equipo a lo largo del trayecto (t_{on}), la cual se calcula con la Ecuación (5.5). De igual forma, el consumo medio ponderado $\overline{\dot{E}}$ del sistema A/C se define como el cociente entre la energía consumida instantánea media por el compresor durante el trayecto y el tiempo t_{on} (Ecuación (5.6)) y el COP medio ponderado se calcula en base a la potencia y el consumo medio ponderado del sistema AC, mediante la Ecuación (5.7).

$$\overline{\dot{Q}}_c = \frac{\int_0^{t_1} \dot{Q}_c(t) dt}{\int_0^{t_1} F_{on}(t) dt} = \frac{Q_c}{t_{on}} \quad (5.5)$$

$$\overline{\dot{E}} = \frac{\int_0^{t_1} \dot{E}(t) dt}{\int_0^{t_1} F_{on}(t) dt} = \frac{E}{t_{on}} \quad (5.6)$$

$$\overline{COP} = \frac{\overline{\dot{Q}}_c}{\overline{\dot{E}}} \quad (5.7)$$

En la Figura 49 se observa que para una velocidad de 2000 rpm el sistema A/C proporciona una $\overline{\dot{Q}}_c$ de 19.4 kW, un $\overline{\dot{E}}_c$ de 9.9 kW y un \overline{COP} de 2. En estas condiciones, el sistema se enciende un 61.2% en relación a todo el tiempo que dura el trayecto. Si el sistema A/C funciona a 2500 rpm, hay un aumento de la $\overline{\dot{Q}}_c$ en 7.7% y la $\overline{\dot{E}}$ en

5.4 Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).

23.8% y por consecuencia el \overline{COP} disminuye un 13%. Puesto que la \overline{Q}_c es mayor el tiempo de encendido del sistema disminuye un 7.2%.

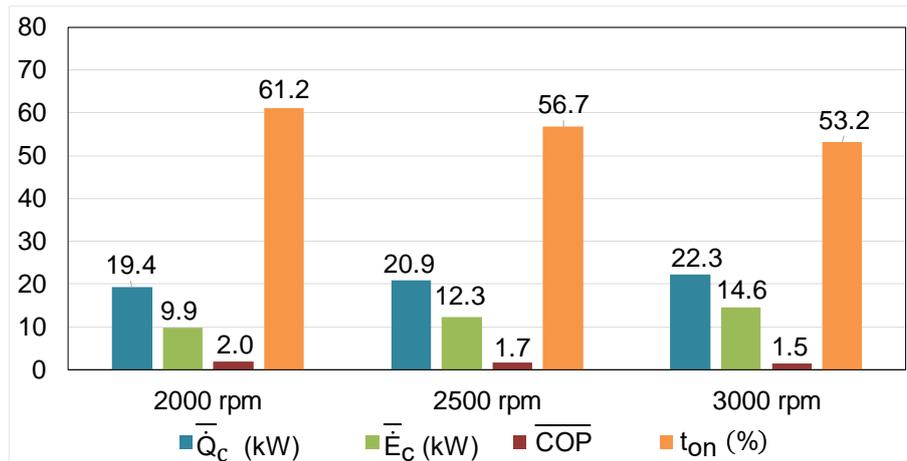


Figura 49. Parámetros medios ponderados del ciclo de refrigeración durante el trayecto de ida Valencia-Madrid.

Los resultados muestran que, a menor velocidad de giro del compresor, el sistema es más eficiente, siempre que se satisfaga la demanda ya que habrá una velocidad mínima en la que la capacidad frigorífica entregada por el sistema no satisfaga la demanda térmica. Un aumento de la velocidad de giro del compresor hace que el tiempo de encendido sea menor (al aumentar la capacidad frigorífica entregada) pero el COP disminuye al trabajar con mayores diferencias entre las temperaturas de condensación y evaporación (consecuencia del aumento del flujo másico por el evaporador y condensador), lo cual lleva a un mayor consumo en todo el trayecto.

Aunque a 2000 rpm el compresor está activo durante más tiempo, el consumo medio ponderado es el menor de las tres velocidades consideradas en el estudio. Esto sucede porque a velocidades más altas, como 3000 rpm, el consumo medio ponderado es 47.47% mayor que a 2000 rpm, mientras la potencia media ponderada es 15% mayor, lo que supone una reducción del \overline{COP} de un 25% y 21.5% del tiempo de encendido de la máquina. Por lo tanto, el sistema funciona mejor cuando se ajusta a la demanda

Capítulo 5

con la menor velocidad posible del compresor, lo cual es una desventaja de los sistemas con accionamiento mecánico en donde la velocidad está impuesta por el régimen de giro del motor de combustión interna.

5.4.1.5 Flujo másico de condensado y humedad relativa en el interior de la cabina del vehículo.

A lo largo del trayecto, la carga latente se incrementa principalmente por las cargas por ocupación del vehículo. Estas cargas son, en parte, producto de la respiración de las personas y, por otro lado, debidas a las infiltraciones con el exterior. Durante la respiración, el cuerpo pierde calor sensible y latente por convección y evaporación del vapor de agua contenido en el aire inhalado a través del tracto respiratorio [65], lo cual genera un incremento del vapor de agua en el aire.

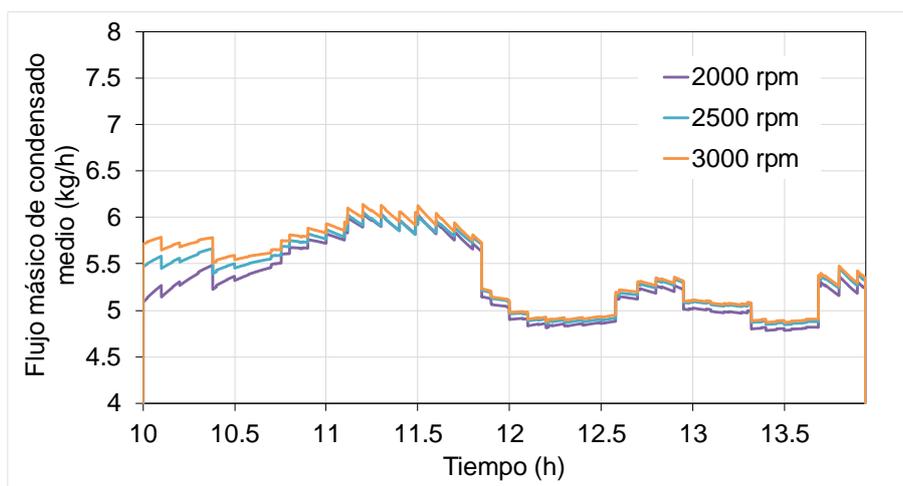


Figura 50. Flujo másico de condensado a distintas velocidades para el trayecto de ida Valencia–Madrid.

Cuando el aire pasa a través del evaporador, el vapor de agua es condensado produciendo un efecto de deshumidificación del aire interior de la cabina. En la Figura 50, se observa el caudal másico de condensado a diferentes velocidades del

5.4 Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).

compresor producto de la deshumidificación del aire que pasa través del evaporador. Al inicio del trayecto, el contenido de humedad del aire es elevado, lo cual produce un mayor flujo másico de condensado durante los primeros 15 minutos aproximadamente, a medida que el aire pasa a través del evaporador baja la humedad relativa (ver Figura 51), produciendo a su vez un menor flujo másico de condensado. El flujo másico de condensado es un dato de entrada del sub-modelo (1), el cual influye en la humedad relativa dentro de la cabina.

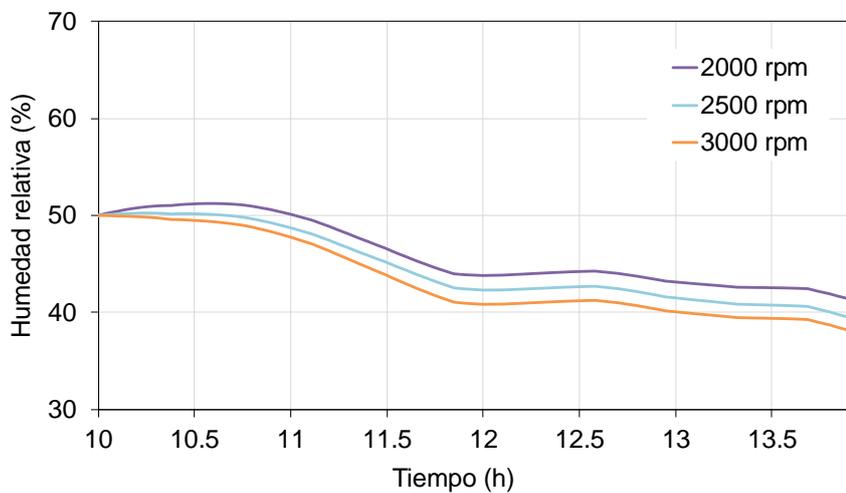


Figura 51. Humedad relativa a distintas velocidades para el trayecto de ida Valencia – Madrid.

En la Figura 51 se observa cómo desciende la humedad relativa del 50% al 33% durante todo el trayecto. El descenso de humedad relativa es producto de la deshumidificación del aire que se produce cuando el aire interior de la cabina pasa por el evaporador. La humedad relativa (HR) durante el trayecto está dentro de las condiciones de confort, debido a que una humedad relativa entre 30% y 70% no influye en el confort térmico a temperaturas neutras ([67], [68]) pero cuando la HR es superior al 70% y la temperatura interior se encuentra por encima del rango de temperatura neutra, evitará la evaporación del sudor y luego causar una sensación de tiempo sofocante que llevará a la incomodidad de los ocupantes.

5.4.2 Sistema con accionamiento eléctrico (autobús con batería)

Como ya se explicó en la sección 4.6.1.2, en un sistema con accionamiento eléctrico, el compresor gira para producir la capacidad frigorífica que compense la demanda térmica.

5.4.2.1 Cálculo de la velocidad a la que gira el compresor

La velocidad del compresor se determina en función de la demanda térmica de la cabina (ver Figura 42) para mantener una temperatura de consigna dentro de la cabina. En la Figura 52 se observa la variación de la velocidad del compresor en función del tiempo transcurrido en el trayecto de ida. La velocidad del compresor varía desde 500 rpm (mínima velocidad del compresor considerada) al inicio del trayecto hasta llegar a 1500 rpm cuando la demanda frigorífica es mayor.

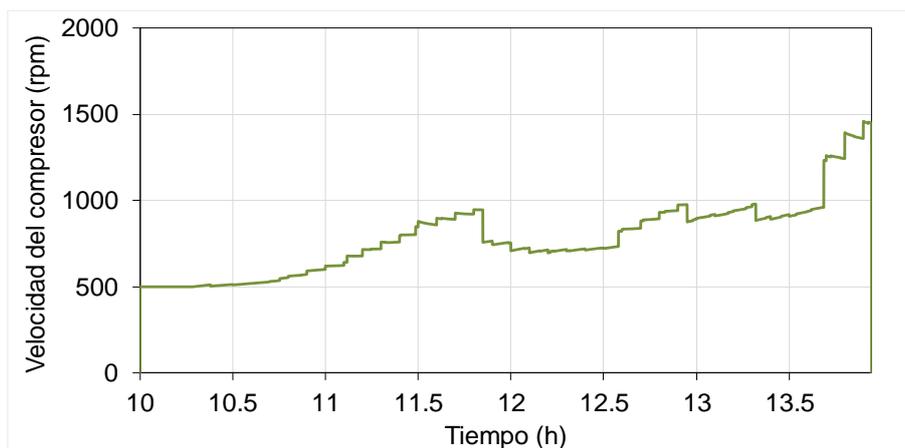


Figura 52. Velocidad del compresor en el trayecto de ida Valencia –Madrid. Accionamiento eléctrico.

Una vez calculada la velocidad a la que debe girar el compresor, el modelo calcula el consumo del compresor, el flujo másico de condensado y el COP del sistema. En la Figura 53 se observa que la evolución de la capacidad frigorífica y el consumo del compresor siguen la curva de variación de la demanda térmica a lo largo del trayecto.

5.4 Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).

5.4.2.2 Cálculo del consumo y el COP del sistema A/C con accionamiento mecánico

EL consumo del compresor está en función de la demanda térmica y la velocidad a la que gira el compresor. En la Figura 53 ilustra el incremento del consumo del compresor correspondiente al incremento de la capacidad frigorífica en el trayecto de ida.

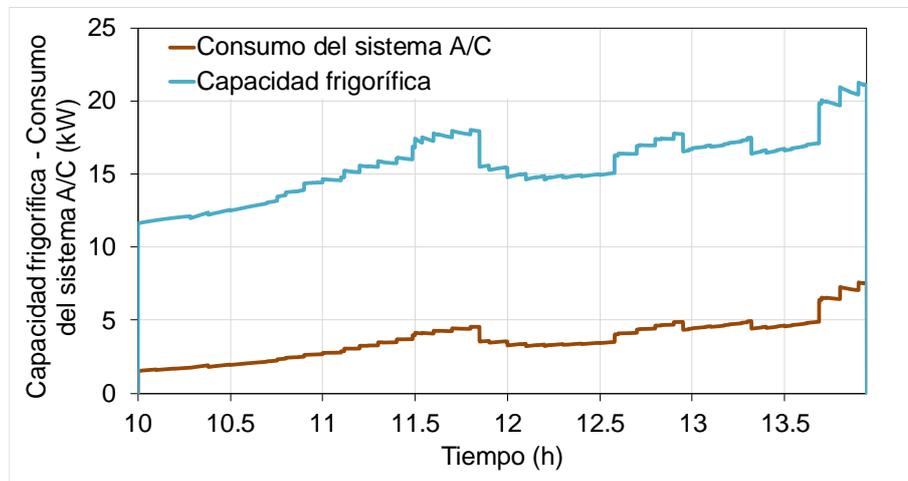


Figura 53. Capacidad frigorífica y consumo del compresor en el trayecto de ida Valencia –Madrid. Accionamiento eléctrico.

La Figura 54 muestra la variación del COP en función del tiempo transcurrido. Al inicio del trayecto, se obtiene un COP de aproximadamente 4.8. Este alto COP se debe a que el compresor está trabajando a bajas velocidades (500 rpm) consecuentemente el consumo del compresor es menor. Además, en estas condiciones, existe una baja demanda de refrigeración. A lo largo del trayecto el COP disminuye hasta 2.5, debido a que la capacidad frigorífica y el consumo del compresor incrementan en función de la velocidad del compresor.

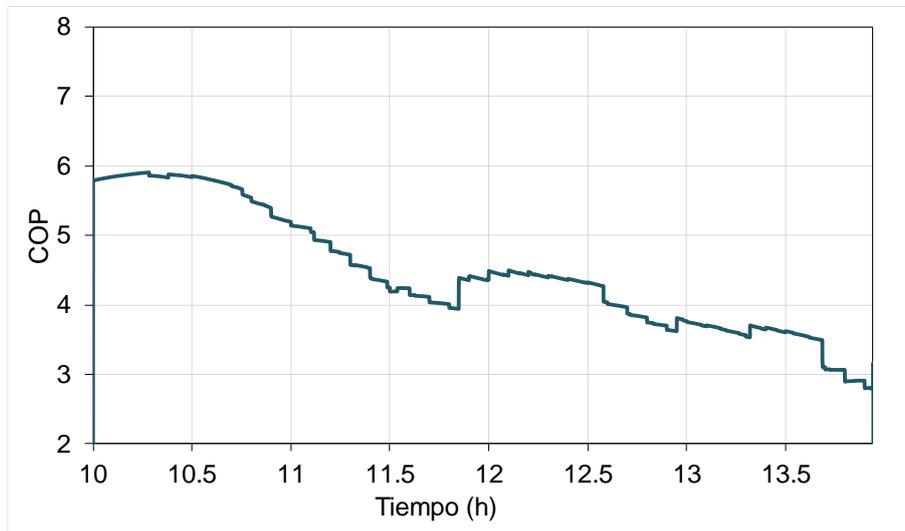


Figura 54. Coeficiente de funcionamiento (COP) en el trayecto de ida Valencia –Madrid. Accionamiento eléctrico.

5.4.2.3 Cálculo del consumo del flujo másico de condensado y humedad relativa

La Figura 55 muestra el flujo másico de condensado durante el trayecto. Al principio del recorrido el flujo de condensado es casi nulo debido a las bajas velocidades del compresor. A medida que la carga latente y la demanda frigorífica se incrementan durante el recorrido, el compresor gira a mayor velocidad y el aire que pasa a través del evaporador se condensa en mayor cantidad.

El flujo másico de condensado afecta a la humedad relativa del interior de la cabina, como se observa en la Figura 56. En los primeros 45 minutos de recorrido, la humedad relativa aumenta de 50% al 66% debido a que el flujo de condensado durante ese tiempo es bajo y la carga latente sigue incrementando. Además, se observa que la variación de la humedad relativa corresponde con la variación del flujo másico de condensado.

5.4 Estimación de la capacidad frigorífica del sistema de A/C (sub-modelo 3).

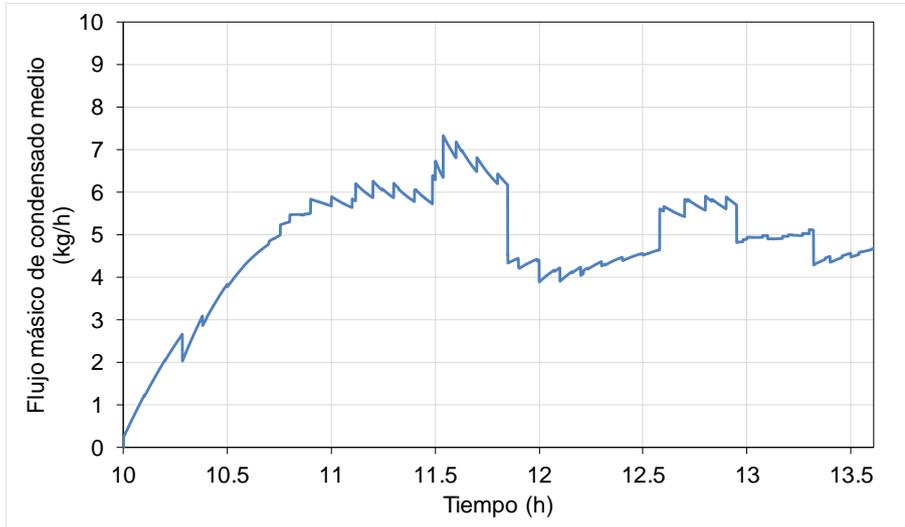


Figura 55. Flujo másico de condensado medio en el trayecto de ida Valencia –Madrid. Accionamiento eléctrico.

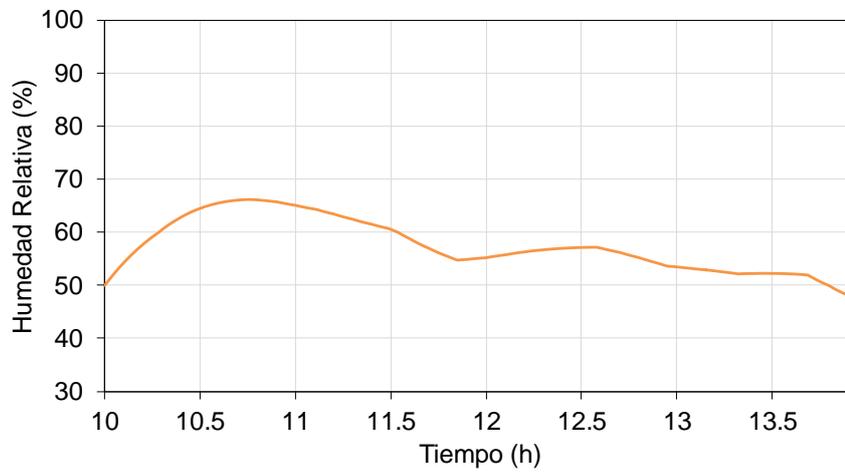


Figura 56. Humedad relativa media en el trayecto de ida Valencia –Madrid. Accionamiento eléctrico.

5.5 Cálculo de las emisiones de CO₂ producidas por el sistema A/C

Las emisiones de CO₂ producidas por el sistema A/C dependen de la fuente de energía que utiliza el sistema y de su consumo energético. En un sistema A/C con accionamiento mecánico se utiliza energía proveniente de combustibles fósiles a través del motor de combustión interna. El sistema A/C con accionamiento eléctrico utiliza energía eléctrica que puede ser producida a partir de fuentes renovables o fósiles según el mix energético de cada país.

5.5.1 Emisiones de CO₂ del sistema A/C con accionamiento mecánico

Un sistema A/C con accionamiento mecánico corresponde a un vehículo convencional con motor de combustión interna, el cual utiliza la energía que se encuentra almacenada en un combustible fósil, que se libera mediante la combustión en el interior del motor. Parte de la energía transformada en el motor se utiliza en la locomoción del vehículo y otra parte es utilizada para el funcionamiento del sistema A/C.

La energía total consumida por el sistema A/C se calculó con la Ecuación (4.4), la cual considera una eficiencia del motor del 28% [69], y un 96% [70] por la transmisión por correas. La energía total consumida se transforma a su equivalente en litros de combustible, utilizando la Ecuación (4.11). El factor de transformación utilizado fue 2.672 de kg CO₂ por cada litro de combustible determinado por la referencia [71].

La Figura 57 muestra la energía total consumida, los litros de combustible y las emisiones de CO₂ para cada velocidad del compresor utilizada en el estudio.

A una velocidad del compresor de 2000 rpm se obtiene un consumo de 93 kWh durante el trayecto, que supone 10.2 litros de combustible, lo que genera 27.3 Kg de emisiones de CO₂. Cuando el compresor trabaja a velocidades mayores 2500 y 3000 rpm, se produce un aumento de 4.1 y 7.6 kg de CO₂, respectivamente con respecto a 2000 rpm. Por otro lado, el incremento del consumo de combustible es del 14.8 % a 2500 rpm y del 27.6 % a 3000 rpm con respecto del consumo de combustible a 2000 rpm.

5.5 Cálculo de las emisiones de CO₂ producidas por el sistema A/C

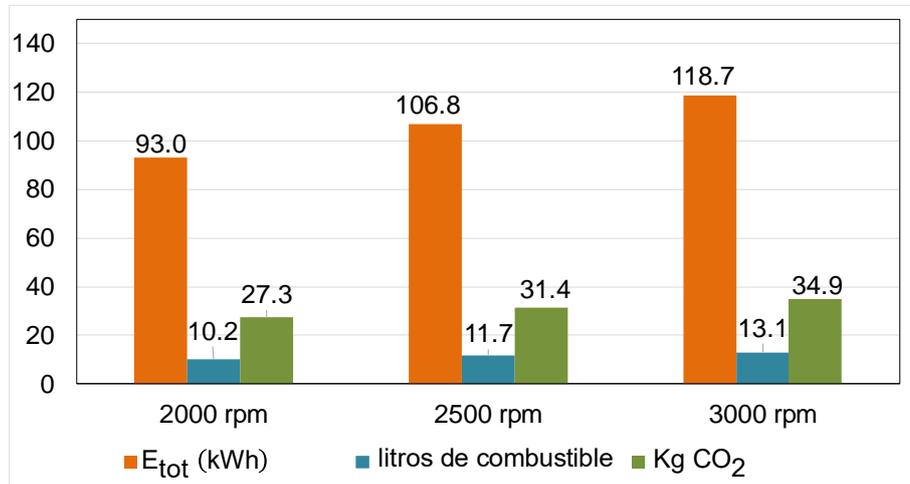


Figura 57. Energía consumida y las emisiones producidas por el sistema A/C con accionamiento mecánico.

5.5.2 Emisiones de CO₂ del sistema A/C con accionamiento eléctrico

La energía total consumida durante el trayecto Valencia - Madrid con un sistema A/C con accionamiento eléctrico se calculó utilizando la ecuación (4.10), en donde se consideraron las eficiencias de cada uno de los componentes que conforman el tren de energía. Se ha considerado una eficiencia del inversor del 99% [72], del convertidor DC/DC del 98%, la del ESEV del 98% [73] y la batería con una eficiencia de 82% ([74], [75]). La Figura 58 muestra la energía total y las emisiones de CO₂ del sistema A/C con accionamiento eléctrico.

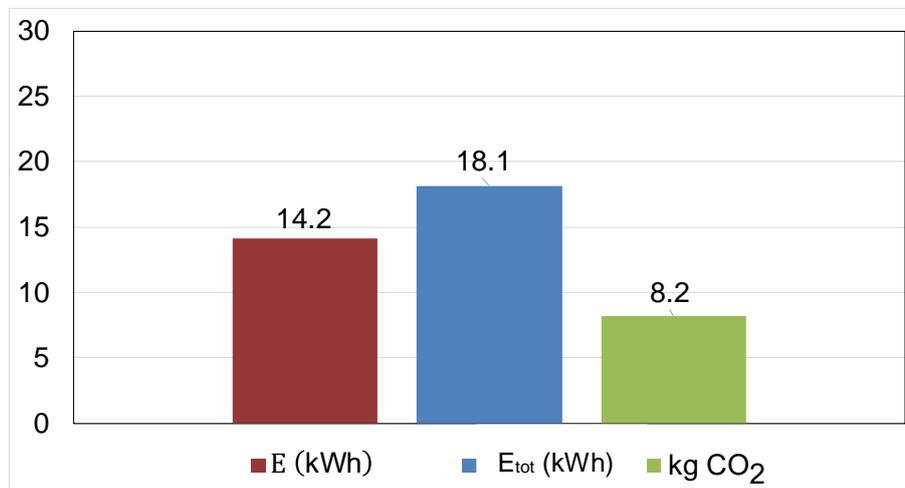


Figura 58. Energía consumida y las emisiones producidas por el sistema A/C con accionamiento eléctrico.

El sistema A/C consume una energía total de 18.1 kWh para recorrer un trayecto Valencia - Madrid y mantener el interior de la cabina del autobús a 22 °C. Esta energía consumida provoca 8.2 kg de emisiones de CO₂.

5.6 Variación del flujo de aire del ventilador en el condensador

En esta sección se presenta un ejemplo de aplicación del modelo, para optimizar los equipos existentes. Se propone el estudio de la influencia de la selección de la velocidad del aire en el condensador con respecto al consumo energético del sistema A/C. Por una parte, el aumento de dicha variable llevará a reducir el consumo del compresor, pero a costa de un aumento del consumo del ventilador.

Para estudiar la influencia del flujo de aire de los ventiladores en el condensador se realizaron varias simulaciones en IMST-ART, con la finalidad de obtener los mapas de prestaciones del equipo A/C e introducirlos en el modelo de cálculo desarrollado. Se realizaron alrededor de 150 simulaciones para diferentes flujos de aire que varían entre 2000 - 4000 m³/h, humedades relativas que varían entre [10% - 100%], y velo-

5.6 Variación del flujo de aire del ventilador en el condensador

idades del compresor que varían de 500 a 3500 rpm. Para cada velocidad del compresor, el sistema A/C se simuló con temperaturas de entrada de aire del evaporador que van desde 18 – 28 °C y para el condensador con temperaturas que van desde 15 a 40 °C. Los parámetros del ciclo que se utilizaron en las simulaciones fueron sobrecalentamiento de 5 K a la entrada del compresor y subenfriamiento de 5 K a la salida del condensador.

La Figura 59 muestra el consumo del compresor para varios flujos de aire de los ventiladores en el condensador. El consumo del compresor es menor para flujos de aire elevados, esto se debe a que un mayor flujo de aire en el condensador incrementa la transferencia de calor por convección, y el condensador es capaz de rechazar una mayor cantidad de calor, consecuentemente, la temperatura de condensación disminuye al igual que la presión.

Por otro lado, la disminución de la presión de condensación incrementa el salto entálpico en el lado del evaporador al disminuir la temperatura de salida del condensador. Para una misma capacidad frigorífica, el flujo másico de refrigerante disminuye, reduciendo así el consumo del compresor.

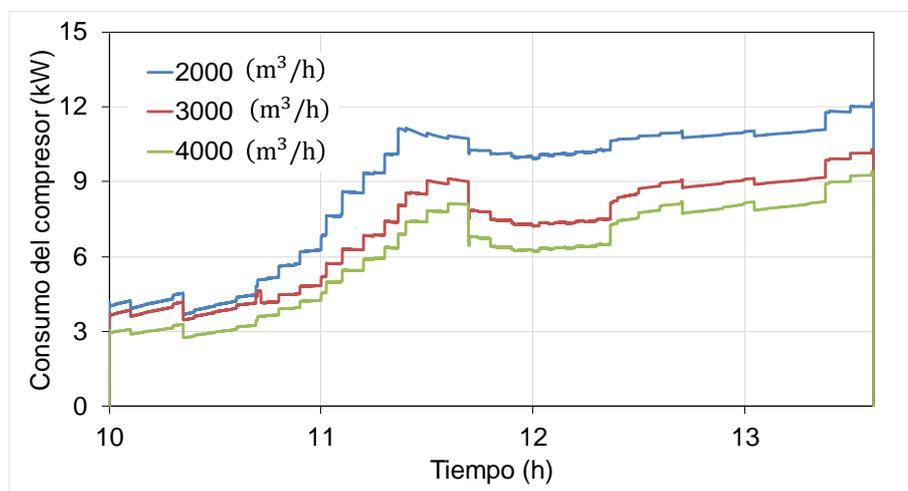


Figura 59. Consumo del sistema A/C para varios flujos de aire del ventilador del condensador.

Capítulo 5

La Figura 60 muestra el consumo de energía consumida del compresor durante el trayecto para diferentes flujos de aire en el condensador, a su vez, muestra la energía consumida por los ventiladores durante el trayecto.

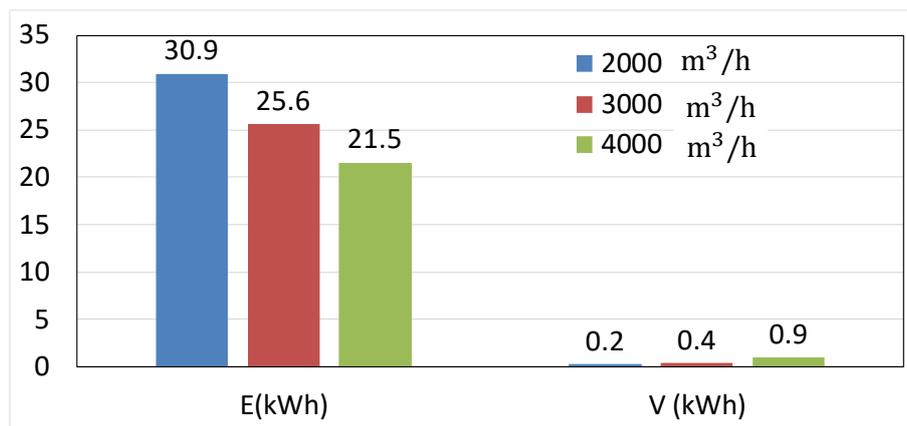


Figura 60. Consumo del compresor y de los ventiladores para varios flujos de aire.

El aumento del flujo de aire en los ventiladores del condensador también incrementa su consumo. La variación del flujo de aire de 2000 a 4000 m³/h representa una disminución en el consumo de 11.7 kWh en el compresor, mientras que en los ventiladores representa un aumento de 0.8 kWh. Por lo tanto, el consumo de los ventiladores no tiene un efecto importante en el consumo total de energía.

Considerando las eficiencias involucradas en la cadena de energía de un vehículo eléctrico se ha calculado la energía total y las correspondientes emisiones de CO₂.

La Figura 61, muestra el consumo total de energía eléctrica del sistema de aire acondicionado y de los ventiladores para varios flujos de aire. Las emisiones de CO₂ disminuyen en 3.5 kg de CO₂ al incrementar de 2000 a 4000 m³/h, mientras que las emisiones debidas a los ventiladores se incrementan en apenas 0.4 kg de CO₂.

5.6 Variación del flujo de aire del ventilador en el condensador

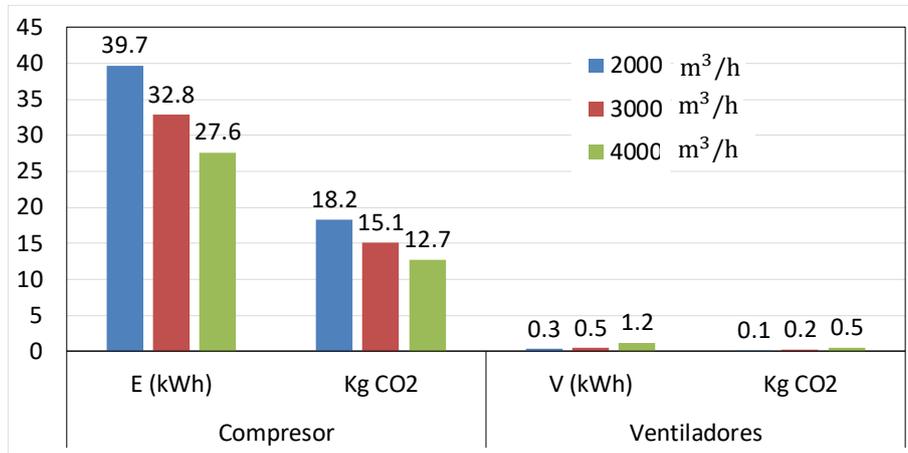


Figura 61. Consumo total de energía eléctrica del sistema de aire acondicionado y de los ventiladores para varios flujos de aire.

Capítulo 6

Conclusiones

Trabajos futuros

6.1 Conclusiones

A continuación, se resumen las principales conclusiones acerca del **modelo de cargas térmicas**:

- Existe muy poca bibliografía publicada en el sector de la automoción, y más en particular, en lo referente a modelos térmicos de la cabina acoplados con el equipo de aire acondicionado. Dichos modelos son, en algunos casos, demasiado complicados para integrarse con modelos de los equipos de aire acondicionado, como es el caso de estudios de CFD sobre la circulación del aire interior en la cabina. En otros casos, el modelo térmico es relativamente sencillo, con modelos cero o unidimensionales, pero el modelado de los equipos de aire acondicionado suele ser demasiado simplificado, por ejemplo, basándose en una velocidad de giro constante del compresor, despreciando el impacto de las temperaturas en ambos lados de la máquina, etc.
- En la presente tesis doctoral se ha demostrado que el método de balance de calor se puede utilizar para calcular las cargas térmicas de la cabina de un vehículo con bastante precisión. Para ello se simuló el comportamiento térmico de un minibús Daily Electric de IVECO en condiciones transitorias. Puesto que los principales mecanismos de transmisión de calor están incluidos (radiación/convección y conducción, además de infiltraciones y cargas internas), el modelo reproduce correctamente las temperaturas del vehículo, tanto en condiciones interiores, como en condiciones exteriores, es decir con radiación solar variable. A título indicativo, la diferencia media de temperaturas entre el modelo y las medidas ha sido de 0.5 K en un ensayo durante 82 horas consecutivas.
- El modelo del equipo de aire acondicionado es un modelo físico, basado en la transmisión de calor en los principales componentes: evaporador, compresor, condensador y sistema de expansión. Dicho modelo, implementado con el software IMST-ART, permite generar mapas de prestaciones para diferentes condiciones de trabajo (temperaturas de entrada en evaporador y condensador, velocidad del compresor, etc.). Los mapas de funcionamiento

se han introducido en el modelo como fichero externo, es decir que, en cada paso de tiempo, el modelo determina por interpolación de dicho fichero cuál es la prestación del equipo de aire acondicionado.

- Con el enfoque planteado, el coste computacional es relativamente reducido (de 30 segundos al simular el trayecto de ida y regreso).

A la hora de **simular el comportamiento del vehículo y equipo de aire acondicionado para un trayecto concreto entre dos localidades**, se ha de tener en cuenta que la **orientación del vehículo** es **variable**, y por tanto la radiación solar sobre cada cara del mismo. Por ello, se ha dividido el trayecto por segmentos y en cada uno de ellos se ha calculado el azimut de cada una de las superficies. En cuanto a las **condiciones meteorológicas**, se han interpolado datos como temperatura ambiente o radiación sobre superficie horizontal según la proximidad durante el trayecto a una localidad u otra.

Otro aspecto a tener en cuenta en las simulaciones es el **tipo de motor del vehículo**:

- En un **vehículo convencional**, el compresor gira solidario con el motor de combustión interna alternativo. En dicho tipo de motores, lo que se ha calculado ha sido por tanto el **tiempo de encendido/apagado del compresor**.
- En los **vehículos eléctricos**, el compresor dispone de un variador de frecuencia, el cual determina a qué velocidad debe girar el compresor para satisfacer la demanda. Por ello, al simular dichos vehículos, lo que se ha determinado ha sido la **velocidad de giro del compresor**.

Finalmente, y **a modo de verificación de la metodología planteada, se ha analizado el consumo y las emisiones directas e indirectas de CO₂ para un autobús en un trayecto extraurbano entre las ciudades de Valencia y Madrid, ida y vuelta**. Se han analizado las prestaciones tanto para un motor de combustión interna como para uno eléctrico. A continuación, se detallan los resultados más relevantes de dicho análisis:

- El equipo de climatización en un vehículo con motor de combustión interna, funcionando a una velocidad constante del compresor de 2000 rpm, consume 93 kWh durante el trayecto planteado, lo que supone un consumo de 10.2 litros de combustible (gasoil) y genera 27.3 kg de emisiones de CO₂. Cuando el compresor trabaja a velocidades mayores, 2500 y 3000 rpm, se aumentan las

emisiones en 4.1 y 7.6 kg de CO₂, respectivamente. El consumo de combustible se incrementa en 14.8 % a 2500 rpm y en 27.6% a 3000 rpm.

- El equipo de climatización en un vehículo eléctrico, consume 18.1 kWh durante el mismo trayecto. Esta energía consumida provoca 8.2 kg de emisiones indirectas de CO₂. Globalmente, se produce por tanto un ahorro importante en emisiones de CO₂ al utilizar un motor eléctrico. El motivo principal reside en la mayor eficiencia del motor, y en el hecho que el mix energético en España integra una cantidad nada despreciable de energías renovables, es decir sin emisiones de CO₂ derivadas.

Cabe destacar que una limitación de la metodología planteada es que los trayectos han de ser extraurbanos. En un trayecto urbano, las sombras que producen los edificios son un factor importante, dado que la radiación solar en verano puede ser de un 10-40% de la carga térmica a vencer por el equipo.

6.2 Trabajos futuros

Como **futuros trabajos**, se plantea la posibilidad de calcular la geolocalización del vehículo, y su entorno 3D en la ciudad, para poder así calcular las cargas térmicas en trayectos urbanos y estimar el consumo del sistema A/C en trayectos donde se considere la velocidad variable del vehículo.

Otra línea de investigación derivada de la presente tesis puede ser la extensión de la metodología propuesta para el cálculo de la demanda térmica dentro de un trayecto intra-urbano considerando las sombras que causan los edificios en el vehículo a lo largo del trayecto.

Finalmente, también cabe destacar que el modelo realizado puede servir a empresas de equipos de aire acondicionado, como por ejemplo HISPACOLD, para que diseñen sus equipos teniendo en cuenta el consumo de los equipos en ciclos de conducción reales. Esto podría cambiar la metodología de diseño actual, que está más basada en capacidad frigorífica y costes de producción, para dar también importancia a las prestaciones, y por tanto a las emisiones directas o indirectas de CO₂ según el tipo de vehículo.

6.3 Publicaciones

Publicaciones en revistas revisadas por pares

- Vásconez-Núñez D. C., Corberán J. M., González-Maciá J, Payá J. 2019. Development and validation of a dynamic thermal model of a minibus using TRNSYS. *International Journal of Vehicle Design*. Vol. 77, pp. 87–107.

Publicaciones en congresos

- Vásconez-Núñez D. C., González-Maciá J., Payá J., Thermal modeling and validation of a vehicle cabin using TRNSYS. *10ª Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica (CNIT)*, Junio 28-30, Lleida-España. (2017)
- Vásconez-Núñez D. C., González-Maciá J., Payá J., Influence of the glazing transmissivity and the vehicle body absorptivity on the thermal performance of a minibus. *10ª Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica (CNIT)*, Junio 28-30, Lleida-España. (2017)
- Vásconez-Núñez D. C., Payá J., González-Maciá J., DYNAMIC THERMAL BEHAVIOR OF A MINIBUS AND ANALYSIS OF THE CONVECTIVE HEAT TRANSFER WITH THE EXTERNAL AIR. XIII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (CIBIM), Octubre 23-26, Lisboa –Portugal. (2017)
- Vásconez-Núñez D. González-Maciá J., Payá J., EVALUATION OF THE POWER CONSUMPTION OF THE A/C SYSTEM AND CO₂ EMISSIONS OF A MECHANICALLY AND ELECTRICALLY DRIVEN COMPRESSOR. 13º IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío, Junio 21-22, Valencia – España. (2018)
- Vásconez-Núñez D. C., Payá J., González-Maciá J., 2018. A NEW METHODOLOGY TO DETERMINE THE POWER CONSUMPTION AND THE COMPRESSOR SPEED OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM OF VEHICLES. 13º IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío, Junio 21-22, Valencia - España. (2018)

Capítulo 7

Anexos

Anexo 1 – Resultados de la evaluación del consumo energético del sistema A/C y las emisiones de CO₂ de un autobús en el trayecto de retorno Madrid – Valencia.

El presente anexo muestra los resultados de la aplicación de la metodología de cálculo del consumo energético y emisiones de CO₂, mostrada en el Capítulo 4, en el caso de estudios descrito en el Capítulo 5, de un autobús de 50 pasajeros, durante el trayecto de retorno desde Madrid a Valencia. El trayecto se realiza desde las 15 h hasta las 18 h 5 min.

- *Cálculo del acimut de las superficies del autobús durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.*

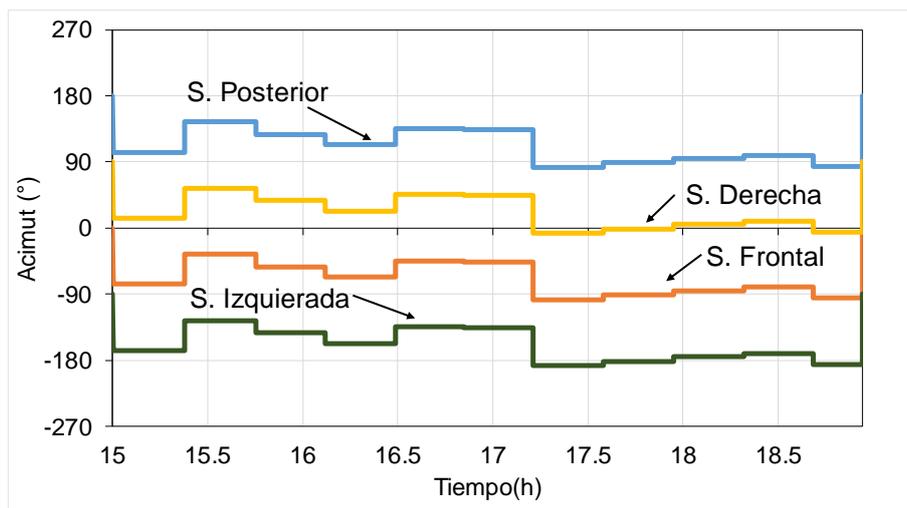


Figura 62. Acimut de las superficies del autobús en el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

- *Incidencia de la radiación solar sobre las superficies del vehículo durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.*

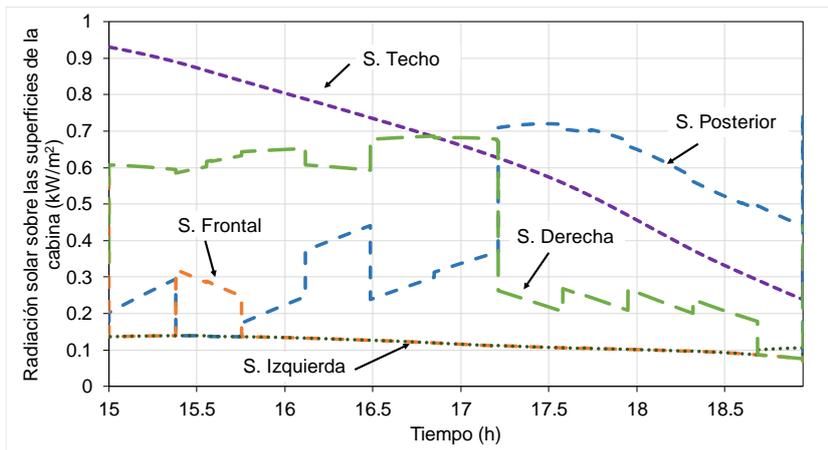


Figura 63. Radiación solar sobre las superficies del autobús en el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

- *Cálculo de la demanda frigorífica durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.*

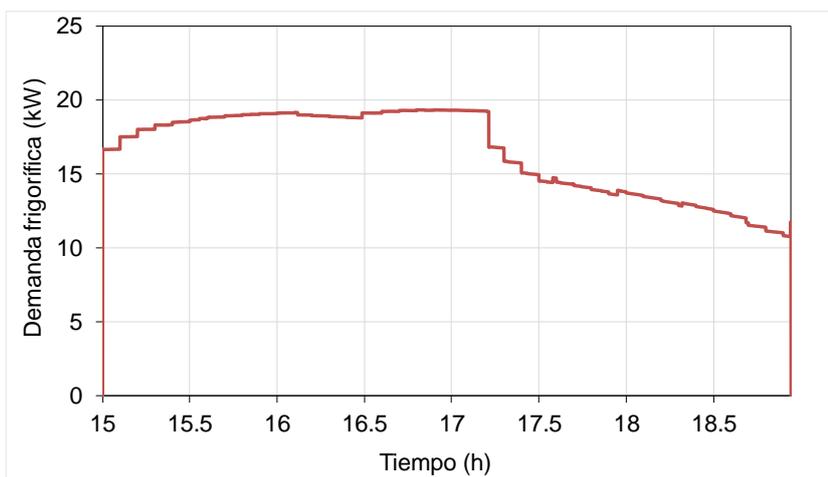


Figura 64. Demanda frigorífica durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

- *Ganancias térmicas del autobús en el trayecto de retorno Madrid – Valencia.*

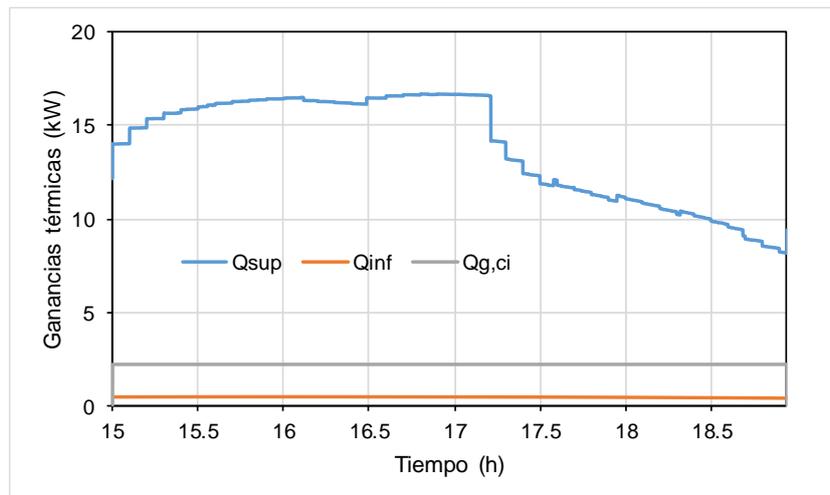


Figura 65. Ganancias térmicas del autobús durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

Estudio del equipo A/C con accionamiento eléctrico y mecánico del compresor

- **Accionamiento mecánico**

Para el trayecto de retorno se analizó la variación de los diferentes parámetros de sistema A/C, para varias velocidades del compresor (2000-2500-3000 rpm). En las siguientes gráficas se muestran los resultados de las simulaciones.

- Capacidad frigorífica del sistema A/C para varias velocidades del compresor (trayecto de retorno Madrid - Valencia)

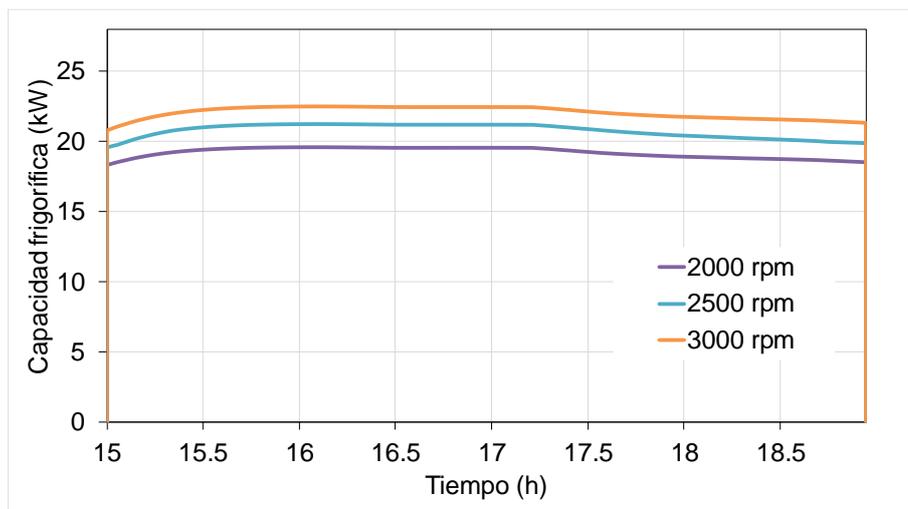


Figura 66. Capacidad frigorífica del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

- Factor de encendido del equipo de A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

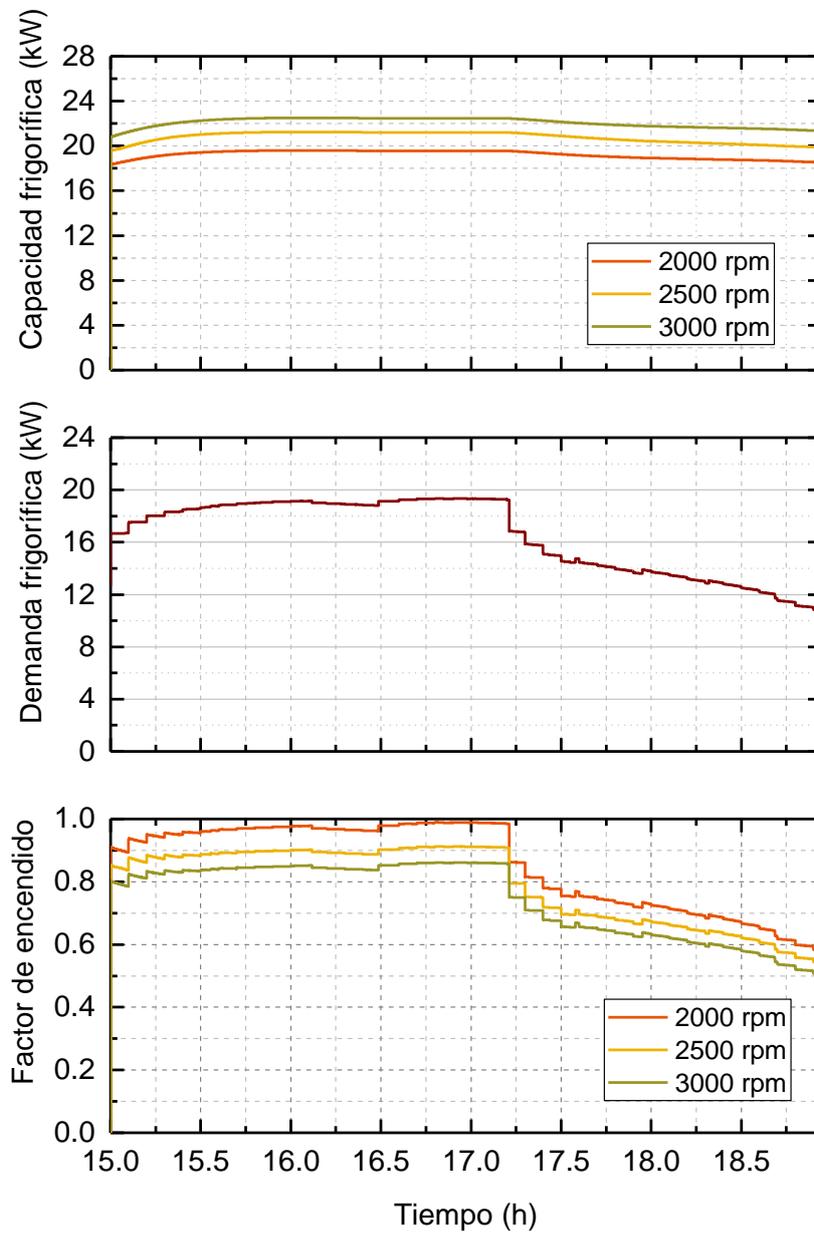


Figura 67. Factor de encendido del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

- Consumo medio del compresor para el trayecto de regreso Madrid -Valencia para distintas velocidades del compresor

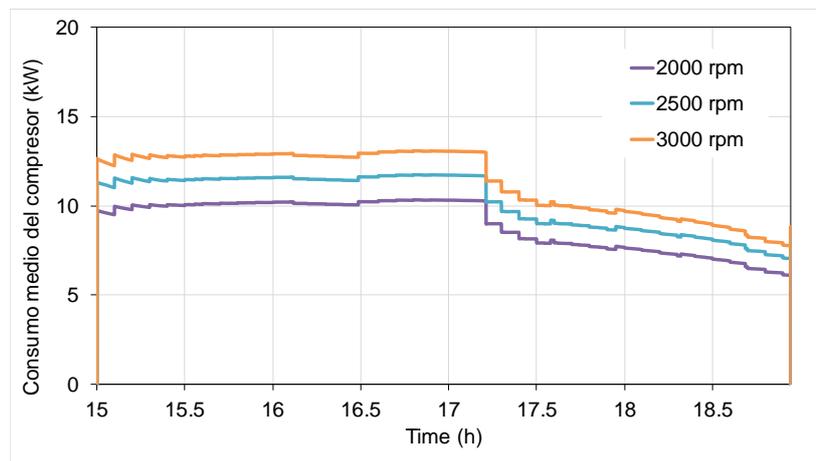


Figura 68. Consumo medio del compresor del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

- Coeficiente de funcionamiento (COP) a distintas velocidades del compresor para el trayecto de retorno Madrid -Valencia.

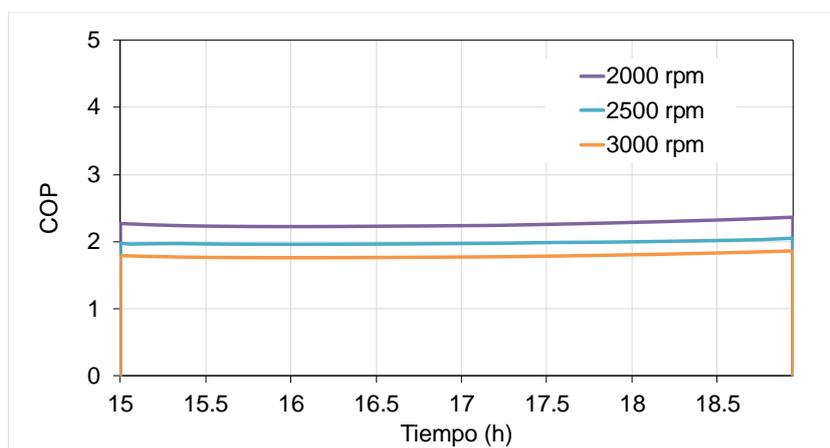


Figura 69. COP del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

Capítulo 7

- Parámetros medios ponderados del ciclo de refrigeración durante el trayecto de retorno Madrid -Valencia.

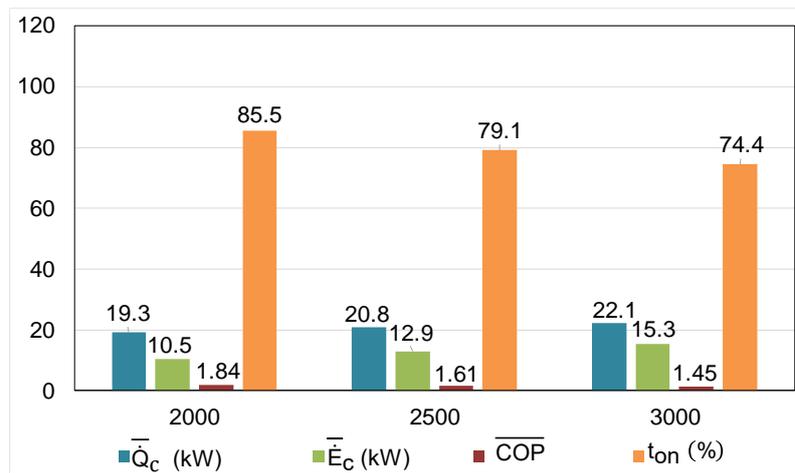


Figura 70. Parámetros medios ponderados del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

- Flujo másico de condensado a distintas velocidades del compresor para el trayecto de regreso Madrid -Valencia.

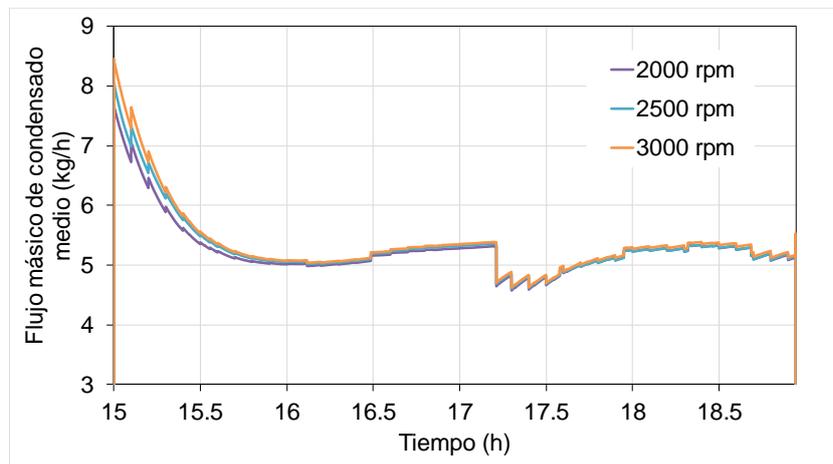


Figura 71. Flujo másico de condensado durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

- Humedad relativa del aire interior del vehículo a distintas velocidades del compresor para el trayecto de retorno Madrid -Valencia.

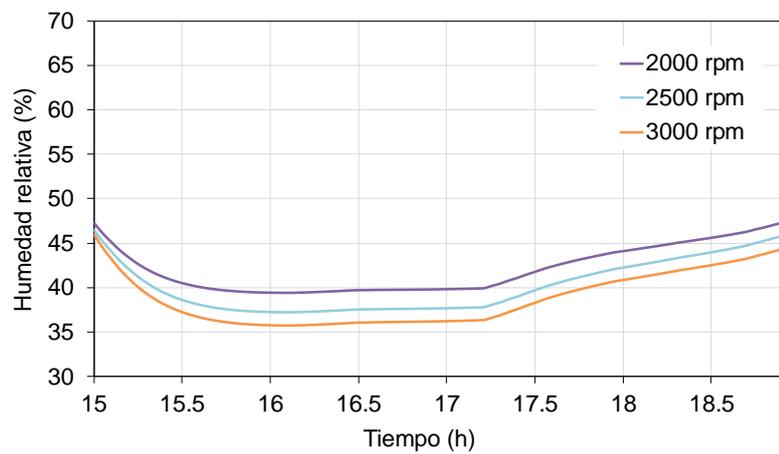


Figura 72. Humedad relativa del aire interior durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

- **Accionamiento eléctrico**
- Velocidad del compresor durante el trayecto de retorno Madrid -Valencia.

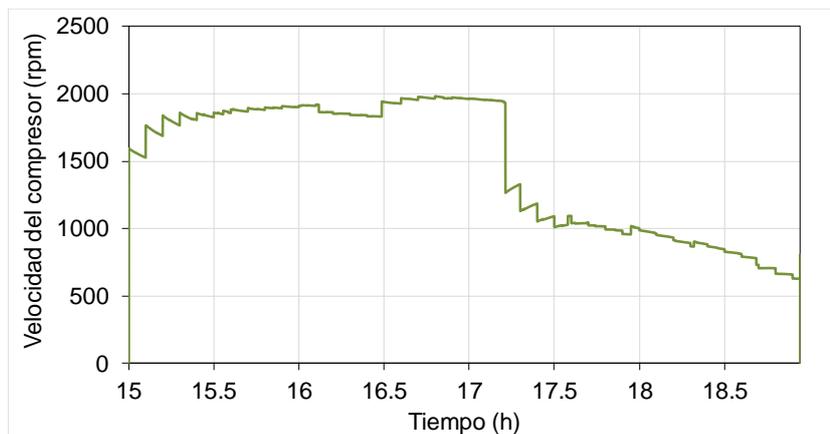


Figura 73. Velocidad del compresor durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.

Capítulo 7

- Capacidad frigorífica del sistema A/C y consumo del compresor durante el trayecto de retorno Madrid -Valencia.

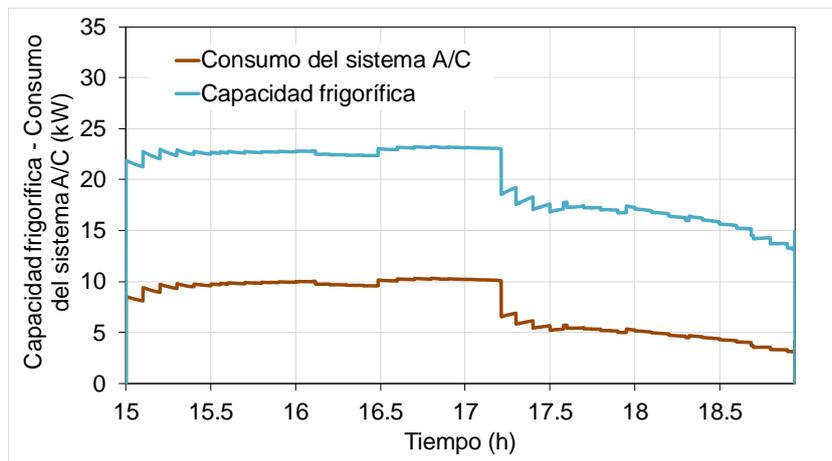


Figura 74. Capacidad frigorífica del sistema A/C y consumo del compresor durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.

- Coeficiente de funcionamiento (COP) durante el trayecto de retorno Madrid -Valencia.

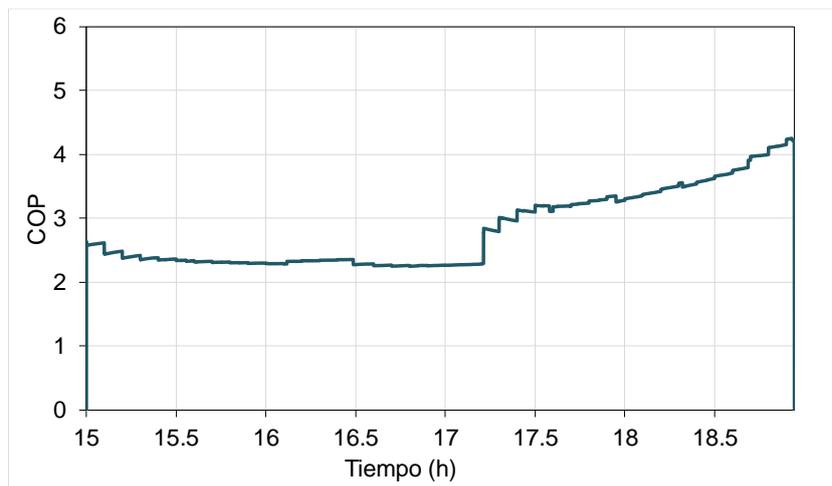


Figura 75. COP del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.

- Flujo másico medio de condensado durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

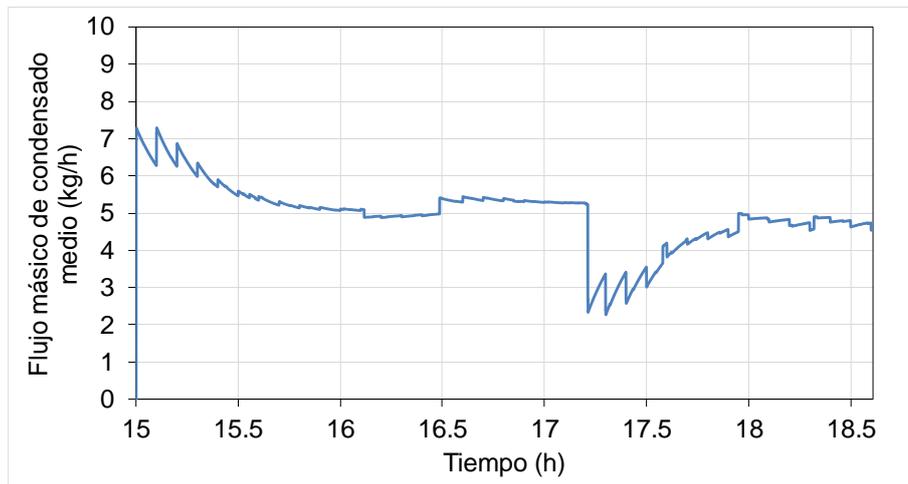


Figura 76. Flujo másico medio de condensado durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.

- Humedad relativa media durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia.

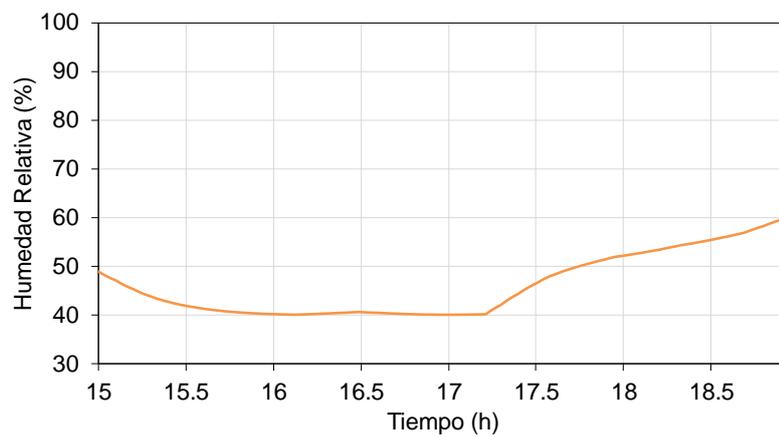


Figura 77. Humedad relativa media durante el trayecto de retorno Madrid - Valencia. Accionamiento eléctrico.

Capítulo 7

- Emisiones de CO₂ del sistema A/C con accionamiento mecánico, para varias velocidades del compresor, durante el trayecto de retorno Madrid -Valencia.

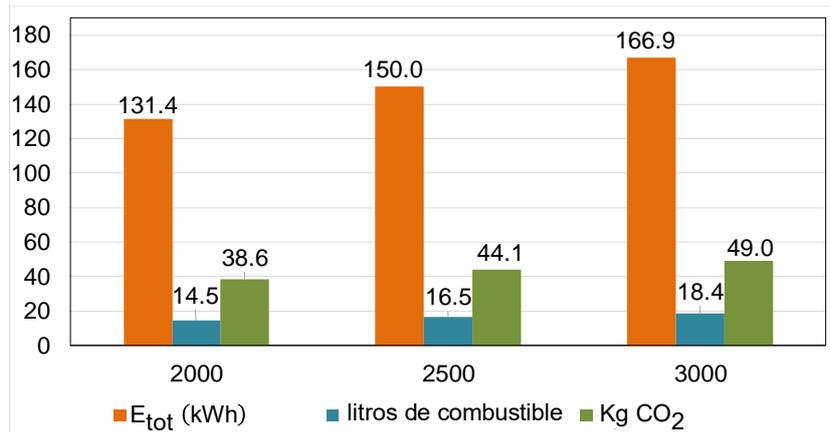


Figura 78. Emisiones de CO₂ del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid -Valencia. Accionamiento mecánico.

- Emisiones de CO₂ del sistema A/C con accionamiento eléctrico durante el trayecto de retorno Madrid -Valencia.

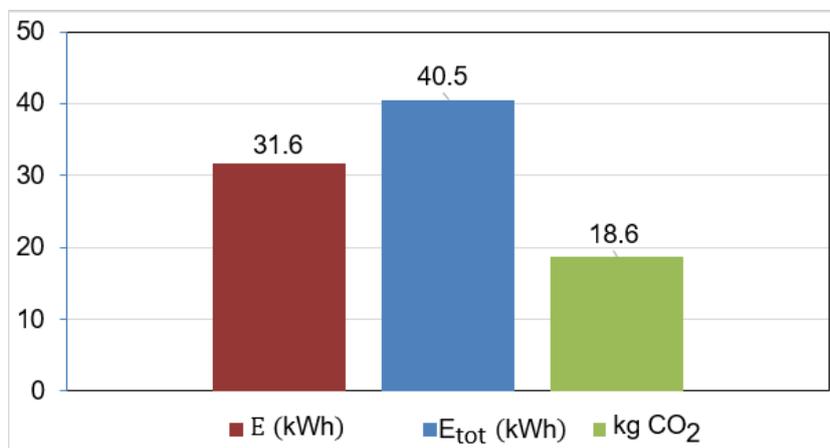


Figura 79. Emisiones de CO₂ del sistema A/C durante el trayecto de retorno Madrid -Valencia. Accionamiento eléctrico.

REFERENCIAS

- [1] European Commission, European Commission Energy, Climate change, Environment, Climate Action, Transport emissions. Online: https://ec.europa.eu/clima/policies/transport_en. Accedido: 15-Dec-2017.
- [2] COMISIÓN EUROPEA, Estrategia europea a favor de la movilidad de bajas emisiones. Bruselas, pp. 2–4, 2016.
- [3] D. Di Battista and R. Cipollone, High efficiency air conditioning model based analysis for the automotive sector, *Int. J. Refrig.*, 64, (2016) 108–122.
- [4] M. F. Weilenmann, R. Alvarez, and M. Keller, Fuel consumption and CO₂/pollutant emissions of mobile air conditioning at fleet level - New data and model comparison, *Environ. Sci. Technol.*, 44, (2010) 5277–5282.
- [5] G. Khoury and D. Clodic, Method of Test and Measurements of Fuel Consumption Due to Air Conditioning Operation on the New Prius II Hybrid Vehicle, *SAE Tech. Pap.*, 2049, (2005)
- [6] H. Khayyam, A. Z. Kouzani, E. J. Hu, and S. Nahavandi, Coordinated energy management of vehicle air conditioning system, *MNF 2009 Spec. Issue*, 31, (2011) 750–764.
- [7] A. Gado, Y. Hwang, and R. Radermacher, Dynamic Behavior of Mobile Air-Conditioning Systems Dynamic Behavior of Mobile Air-Conditioning Systems. 9669 (2012) 37–41.
- [8] Ü. Saban and T. Yilmaz, Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses, *Appl. Therm. Eng.* 79 (2015) 108–116.
- [9] T. J. Hendricks, Multi-Variable Optimization of Vehicle Air Conditioning Systems Using Transient Air Conditioning Performance Analysis, *SAE Tech. Pap. Ser.*, 1, 2010.
- [10] D. Bharathan, L. Chaney, R. B. B. Farrington, J. Lustbader, M. Keyser, and J. P. P. Rugh, An Overview of Vehicle Test and Analysis Results from NREL's A/C Fuel Use Reduction Research, *[Proceedings] VTMS-8 - Veh. Therm. Manag. Syst.* (2007) 567–580.
- [11] M. A. Lambert and B. Jones, Automotive Adsorption Air Conditioner Powered by Exhaust Heat. Part 1: Conceptual and Embodiment Design, *SAGE Journals*, 2006.

Referencias

- [12] E. Z. E. Conceição, M. C. G. Silva, J. C. S. André, and D. X. Viegas, A Computational Model to Simulate the Thermal Behaviour of the Passengers Compartment of Vehicles, *SAE Tech.* (1999) 1–7.
- [13] V. Soulios, R. C. G. M. Loonen, V. Metavitsiadis, and J. L. M. Hensen, Computational performance analysis of overheating mitigation measures in parked vehicles, *Appl. Energy*, 231, (2018) 635–644
- [14] A. Walled, A. Faddel y A. Hassanein, Temperature variations , inside a parked car in hot and dry climates, *Int. J. Automobile Eng.* 3, (2014) 75-80.
- [15] H. H. Al-Kayiem, M. F. B. M. Sidik, and Y. R. A. L. Munusammy, Study on the thermal accumulation and distribution inside a parked car cabin, *Am. J. Appl. Sci.* 7 (2010) 784–789.
- [16] R. Levinson, H. Pan, G. Ban-Weiss, P. Rosado, R. Paolini, and H. Akbari, Potential benefits of solar reflective car shells: Cooler cabins, fuel savings and emission reductions, *Appl. Energy* . 88, 12 (2011) 4343–4357.
- [17] I. R. Dadour, I. Almanjahie, N. D. Fowkes, G. Keady, and K. Vijayan, Temperature variations in a parked vehicle, *Forensic Sci. Int.* 207 (2011) 205–211.
- [18] H. Lee, Y. Hwang, I. Song, and K. Jang, Transient thermal model of passenger car’s cabin and implementation to saturation cycle with alternative working fluids, *Energy*. 90 (2015) 1859–1868.
- [19] M. A. Fayazbakhsh and M. Bahrami, Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method, SAE International. (2013) 1507.
- [20] H. He, M. Yan, C. Sun, J. Peng, M. Li, and H. Jia, Predictive air-conditioner control for electric buses with passenger amount variation forecast☆, *Appl. Energy* . 227 (2018) 249–261.
- [21] D. Roy, K. El Khoury, and D. Clodic, Modeling of In-Vehicle Heat Transfers Using Zonal Approach, *Engineering*. 724 (2012)
- [22] C. Dullinger, W. Struckl, and M. Kozek, A modular thermal simulation tool for computing energy consumption of HVAC units in rail vehicles, *Appl. Therm. Eng.* 78 (2015) 616–629.
- [23] B. Torregrosa-Jaime, F. Bjurling, J. M. Corberán, F. Di Sciullo, and J. Payá, Transient thermal model of a vehicle’s cabin validated under variable ambient conditions, *Appl. Therm. Eng.* 75 (2015) 45-53.

-
- [24] A. Mezrhab and M. Bouzidi, Computation of thermal comfort inside a passenger car compartment, *Appl. Therm. Eng.* 26 (2015) 1697–1704.
- [25] J. Wu, F. Jiang, H. Song, C. Liu, and B. Lu, Analysis and validation of transient thermal model for automobile cabin, *Appl. Therm. Eng.* 122 (2017) 91–102.
- [26] O. Solmaz, M. Ozgoren, and M. H. Aksoy, Hourly cooling load prediction of a vehicle in the southern region of Turkey by Artificial Neural Network, *Energy Convers. Manag.* 82, (2014) 177–187.
- [27] S. Sanaye, M. Dehghandokht, and A. Fartaj, Temperature control of a cabin in an automobile using thermal modeling and fuzzy controller, *Appl. Energy J.* 97 (2012) 860–868, 2012.
- [28] D. Marcos, F. J. Pino, C. Bordons, and J. J. Guerra, The development and validation of a thermal model for the cabin of a vehicle, *Appl. Therm. Eng.* 66 (2014) 646–656.
- [29] M. Akyol and M. Kılıç, Dynamic simulation of HVAC system thermal loads in an automobile compartment, *Int. J. Veh. Des.* 52, 2010.
- [30] J. Pokorny, J. Fiser, and M. Jicha, Operational heat balance model with parameterized geometry for the prediction of car cabin heat loads, *Int. J. Vent.*, 11, (2013) 393–406.
- [31] J. Pokorny, J. Fiser, and M. Jicha, Virtual Testing Stand for evaluation of car cabin indoor environment, *Adv. Eng. Softw.* 76 (2014) 48–55
- [32] J. W. Lee, E. Y. Jang, S. H. Lee, H. S. Ryou, S. Choi, and Y. Kim, Influence of the spectral solar radiation on the air flow and temperature distributions in a passenger compartment, *Int. J. Therm. Sci.* 75 (2014) 36–44.
- [33] L. Huang and T. Han, Validation of 3-D Passenger Compartment Hot Soak and Cool-Down Analysis for Virtual Thermal Comfort Engineering, SAE Technical Paper 2002-01-1304.
- [34] G. Sevilgen and M. Kilic, Transient numerical analysis of airflow and heat transfer in a vehicle cabin during heating period, *Int. J. Veh. Des.* 52 (2010) 144-159.
- [35] C.-C. Chiu, N.-C. Tsai, and C.-C. Lin, Near-optimal order-reduced control for A/C (air-conditioning) system of EVs (electric vehicles), *Energy.* 66 (2014) 342–353.
- [36] E. B. Ratts y J. S. Brown, Experimental analysis of cycling in an automotive

Referencias

- air conditioning system, *Appl. Therm. Eng.* 20 (2000) 1039–1058.
- [37] S. Bellocchi, G. Leo Guizzi, M. Manno, M. Salvatori, and A. Zaccagnini, Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: Analysis of its impact on driving range, *Appl. Therm. Eng.* 129 (2018).
- [38] G. H. Lee and J. Y. Yoo, Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system. 23 (2000) 243–254.
- [39] J. M. S. Jabardo, W. G. Mamani, and M. R. Ianella, Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor, *Int. J. Refrig.*, 25 (2002) 1157–1172.
- [40] J. S. Brown, S. F. Yana-motta, and P. A. Domanski, Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a ` me de conditionnement d ' air automobile Analyse d ' un syste utilisant du dioxyde de carbone et du R134a, *Int. J. Refrig.* 25 (2002) 19–32.
- [41] O.Kaynakh and I.Horuz, An experimental analysis of automobile air conditioning system, *int. Comm. Heat Mass Transf.* 30 (2003) 273–284.
- [42] A. A. Zulkifli *et al.*, Impact of the electric compressor for automotive air conditioning system on fuel consumption and performance analysis, *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 100 (2015).
- [43] R. Mastrullo, A. W. Mauro, and C. Vellucci, Refrigerant Alternatives for High Speed Train A/C Systems: Energy Savings and Environmental Emissions Evaluation under Variable Ambient Conditions, *Energy Procedia*, vol. 101, no. November, pp. 280–287, 2016.
- [44] S. Zhang *et al.*, Real-world fuel consumption and CO₂ emissions of urban public buses in Beijing, *Appl. Energy*, vol. 113, pp. 1645–1655, 2014.
- [45] H. Khayyam, J. Abawajy, and R. N. Jazar, Intelligent energy management control of vehicle air conditioning system coupled with engine, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 48, pp. 211–224, 2012.
- [46] IMST-ART.2010 Simulation Tool to Assist the Selection, Design and Optimization of Refrigeration Equipment and Components. Instituto de Ingeniería Energética, Universitat Politècnica de València, Valencia. Online: <http://www.imst-art.com>

-
- [47] VapCyc. An Advanced Vapor Compression Cycle Simulation Tool. University of Maryland. Online: <http://www.ceee.umd.edu/consortia/isoc/vapcyc#top>. Accedido: 18-Sep-2018.
- [48] TRNSYS v. 16.1 A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin. (2007).
- [49] TRNSYS 16. Documentation Multizone Building modeling with Type56 and TRNBuild, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison. (2007) 116–169.
- [50] ICE Project FP7, *ICE Project FP7, GC-SST.2010.7-2, Grant Agreement no 265434*, 2014. Online: www.ice-mac-ev.eu. Accedido: 10-Ene-2016.
- [51] Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., DeWitt, D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Seventh ed. John Wiley & Sons, New York, NY. 2011
- [52] Cengel, Y. *Heat Transfer: A Practical Approach*. Second ed. Mcgraw-Hill, New York, NY. 2002.
- [53] ASHRAE, *2010 ASHRAE Handbook-Refrigeration*, vol. 30329, no. 404. 2010.
- [54] L. D. Knibbs, R. J. De Dear, and S. E. Atkinson, Field study of air change and flow rate in six automobiles, *Indoor Air*. 19 (2009) 303–313.
- [55] W. Ott, N. Klepeis, and P. Switzer, Air change rates of motor vehicles and in-vehicle pollutant concentrations from secondhand smoke, *J. Expo. Sci. Environ. Epidemiol.* 18,(2008) 312–325.
- [56] Park JH, S. JD, Y. DW, D. T, L. K, and O. H, Measurement of air exchange rate of stationary vehicles and estimation of in-vehicle exposure, *Expo Anal Env. Epidemiol.* 8 (1998) 65–78.
- [57] AHSRAE, *ASHRAE Handbook—HVAC Applications*. Atlanta, 2011.
- [58] J. P. Snyder, *Map Projections A Working Manual*. Washington, 1926.
- [59] P. Alonso, *Técnicas del Automóvil*, Paraninfo. Madrid, 2003.
- [60] N. Brinkman, M. Wang, T. Weber, and T. Darlington, Well-to-Wheels Analysis of Advanced Fuel/Vehicle Systems — A North American Study of Energy Use, Greenhouse Gas Emissions, and Criteria Pollutant Emissions, no. May, pp. 1–175, 2005.
- [61] CNMC, Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia, Acuerdo

Referencias

- sobre los resultados del sistema de garantía de origen y etiquetado de la electricidad relativos a la energía producida en el año 2017. España (2017).
- [62] IVECO, Ficha técnica Autobús 12m, 2018. Online: <https://www.iveco.com/ivecobus/es-es/pages/home-page.aspx>. Accedido: 11-Ene-2018.
- [63] Google Maps, Ruta Valencia-Madrid, 2018. Online: <https://www.google.com/maps/dir/Valencia/Madrid/@39.6010029,-3.802699,8z/data=!4m14!4m13!1m5!1m1!1s0xd604f4cf0efb06f:0xb4a351011f7f1d39!2m2!1d-0.3762881!2d39.4699075!1m5!1m1!1s0xd422997800a3c81:0xc436dec1618c2269!2m2!1d-3.7037902!2d40.4167754!3e0>. Accedido: 15-Nov-2017.
- [64] T. J. Hendricks, Vehicle Transient Air Conditioning Analysis: Model Development & System Optimization Investigations, *Natl. Renew. Energy Lab.*, 2001.
- [65] U. Pala and H. R. Oz, An investigation of thermal comfort inside a bus during heating period within a climatic chamber, *Appl. Ergon.* 48 (2015) 164–176.
- [66] S. Soyulu, The effects of urban driving conditions on the operating characteristics of conventional and hybrid electric city buses, *Appl. Energy.* 135, (2014) 472–482.
- [67] P. Danca, A. Vartires, and A. Dogeanu, An Overview of Current Methods for Thermal Comfort Assessment in Vehicle Cabin, *Energy Procedia.* 85 (2016) 162–169
- [68] A. Alahmer, M. Omar, A. R. Mayyas, and A. Qattawi, Analysis of vehicular cabins' thermal sensation and comfort state, under relative humidity and temperature control, using Berkeley and Fanger models, *Build. Environ.* 48 (2012) 146–163.
- [69] H. Khayyam *et al.*, Intelligent energy management control of vehicle air conditioning via look-ahead system, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3147–3160.
- [70] L. R. Breig, W.F.; Oliver, Energy loss and efficiency of power transmission belts, in *Third World Energy Engineering Congress*.
- [71] GOV.UK. Reporting, Fuels conversion factors should be used for primary fuel sources combusted at a site or in an asset owned or controlled by the reporting organisation. (2018). Online: <https://www.gov.uk/government/publications/greenhouse-gas-reporting-conversion-factors>. Accedido: 12-Feb-2018.

- [72] P. Sun *et al.*, “Efficiency evaluation of a 55kW soft-switching module based inverter for high temperature hybrid electric vehicle drives application,” *Conf. Proc. - IEEE Appl. Power Electron. Conf. Expo. (2010)* 474–479.
- [73] D. Karlsson, Sten; Kushnir, “Systems Perspectives on Electromobility,” in *How energy efficient is electrified transport?*, Bruselas (2013) 45–59.
- [74] S. F. Tie and C. W. Tan, “A review of power and energy management strategies in electric vehicles,” *ICIAS 2012 - 2012 4th Int. Conf. Intell. Adv. Syst. A Conf. World Eng. Sci. Technol. Congr. - Conf. Proc.1* (2012) 412–417.
- [75] S. Campanari, G. Manzolini, and F. Garcia de la Iglesia, “Energy analysis of electric vehicles using batteries or fuel cells through well-to-wheel driving cycle simulations,” *J. Power Sources* 186 (2009) 464–477.