



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER GESTIÓN TÉRMICA DE VEHÍCULOS ELÉCTRICOS Y SUS IMPLICACIONES EN EL CONFORT

Autor: Matías Llorente Arese

Director: Luis Ángel Leal Puertas

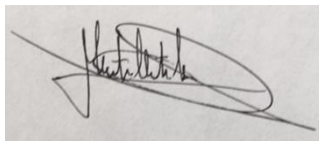
Madrid

Agosto de 2021

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título **GESTIÓN TÉRMICA DE VEHÍCULOS ELÉCTRICOS Y SUS IMPLICACIONES EN EL CONFORT** en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el curso académico 2020-2021 es de mi autoría, original e inédito y no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada de otros documentos está debidamente referenciada.

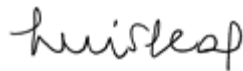
Fdo.: Matías Llorente Areses

Fecha: 23 /08/ 2021



Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO



Fdo.: Luis Ángel Leal Puertas

Fecha: 23/ 08/ 2021



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER GESTIÓN TÉRMICA DE VEHÍCULOS ELÉCTRICOS Y SUS IMPLICACIONES EN EL CONFORT

Autor: Matías Llorente Arese

Director: Luis Ángel Leal Puertas

Madrid

Agosto de 2021

GESTIÓN TÉRMICA DE VEHÍCULOS ELÉCTRICOS Y SUS IMPLICACIONES EN EL CONFORT

Autor: Llorente Areses, Matías

Director: Leal Puertas, Luis Ángel

Entidad Colaboradora: Grupo Antolín

RESUMEN DEL PROYECTO

En el presente Trabajo de Fin de Máster (TFM) se busca ofrecer una solución al problema con el que tienen que lidiar la mayoría de los fabricantes de vehículos eléctricos. Este problema surge de la comparación directa con los vehículos cuya fuente de energía son combustibles fósiles y no es otro que el de la autonomía y el alto coste del vehículo.

En los últimos años se ha impulsado el uso del vehículo eléctrico de una manera especial. Se han impuesto restricciones de movilidad a los coches con emisiones altas, se han creado acuerdos para dejar de fabricar vehículos contaminantes en unos años e incluso ha llegado a comentarse la prohibición de circulación que se les quiere imponer.

Por otro lado, la humanidad evoluciona hacia el confort definitivo en muchos ámbitos de su vida. Los desplazamientos de larga distancia, cada vez más frecuentes, están convirtiéndose en toda una experiencia de usuario. Se ha mejorado el confort y la comodidad en aviones y trenes, cada vez más asientos tienen televisión propia con acceso a infinidad de películas y series. Pero sin duda el confort más demandado es el confort térmico.

Uniendo estos dos puntos surge una preocupación importante en los fabricantes de vehículos de cero emisiones. Si se debe asegurar el confort térmico dentro de la cabina pero los sistemas habituales consumen hasta el 40% de la energía total almacenada en las baterías, ¿qué se puede hacer?

Esta es la pregunta a la que se desea buscar respuesta a lo largo del proyecto. En un primer momento se analizan los verdaderos problemas del sistema de calefacción y refrigeración. Se observa que se necesita un control continuo de las temperaturas de las baterías y de la cabina y que las temperaturas no pueden bajar de los 0°C. Además, la principal diferencia con los motores de diésel o gasolina son las fuentes de calor. Al quemar combustible se dispone de una fuente de calor casi ilimitado. Sin embargo, el motor eléctrico genera muy poco calor.

Más adelante se realiza un estudio de mercado analizando las distintas soluciones propuestas para elegir cuál de ellas tiene más futuro e intentar desarrollarla. Se encuentran varios tipos de refrigeración y calefacción, algunos ya implementados y otros experimentales (como por ejemplo embeber las celdas de batería en un líquido refrigerante que además es dieléctrico). Gracias a este estudio de mercado se comprueba que ya existen varios fabricantes mejorando la eficiencia de los sistemas de refrigeración. Además, estas empresas llevan haciéndolo mucho tiempo por lo que no sería fácil competir con ellas.

Se decide entonces buscar una tecnología en vías de desarrollo en la que GA puede introducirse.

Guiado por el espíritu de los ODS, se trata de encontrar también un sustituto para los refrigerantes habituales cuyos índices GWP y ODP son bastante altos. Tras un estudio de las diferentes opciones y teniendo en cuenta las relaciones comerciales de GA, se opta por el refrigerante R290 (propano). Es un refrigerante con muy buenas propiedades termodinámicas cuyos índices GWP y ODP son esencialmente iguales que los del CO₂, referencia sobre la cual se calculan dichos índices.

Una vez escogido el refrigerante se estudian las distintas posibilidades que ofrece el mundo de la climatización en forma de ciclos de compresión para refrigerar el habitáculo. Se comparan tres ciclos distintos, el ciclo de compresión simple y los ciclos de compresión doble en dos etapas con intercooler abierto y cerrado.

Los tres ciclos poseen al menos cuatro elementos básicos. Se trata de un ciclo circular pero se puede tomar como primer elemento el compresor. Este recibe un gas de baja presión, lo comprime aumentando su presión y su temperatura para enviarlo al condensador. El gas de alta presión y temperatura (por encima de 40°C) cede calor al ambiente. Al ceder calor, el gas se condensa y pasa de estado gas saturado a líquido saturado. Una vez todo el gas se ha convertido en líquido, no queda más calor que ceder y se hace pasar el refrigerante por una válvula de expansión que libera al líquido de la presión que tenía enfriándolo hasta la temperatura de diseño. Desde la salida de la válvula de expansión, el refrigerante entra en el evaporador. Al estar a una temperatura más baja que el ambiente en el que se encuentra, absorbe calor hasta evaporarse por completo y volver a las condiciones iniciales del ciclo térmico, estando preparado para comenzar otra vez.

Al compararlos se llega a la conclusión de que los dos ciclos dobles tienen una mayor eficiencia que el ciclo simple. Sin embargo, se toma la decisión de continuar con el ciclo simple debido a la facilidad de montaje, su tamaño reducido y su peso ligero. Los ciclos de compresión doble son especialmente útiles en otro tipo de aplicaciones. Por ejemplo, cuando la temperatura requerida es muy baja (menor de 0°C) o cuando el sistema tiene una carga térmica muy alta. En cambio, para el sistema que se deseaba diseñar era demasiado potente y no tenía sentido complicarse y ocupar más espacio y más peso cuando uno de los objetivos del sector automovilístico es hacer las cosas lo más simples y compactas posibles aligerando el peso para reducir el consumo.

Gracias al estudio de mercado ya mencionado, se descubre la posibilidad de desarrollar un software que decida en qué momento enfriar o calentar para poder reducir el consumo de energía por parte de las baterías. Esto se conoce como *Predictive Thermal Management*. Es una tecnología que pocas empresas conocen y ninguna ha sacado un producto similar todavía. Se trata de una metodología de trabajo que puede almacenar datos de viajes anteriores o de otros usuarios para predecir el gasto de energía en climatización.

En este proyecto ha decidido desarrollarse el primer prototipo de este software. Para ello ha sido necesario estudiar todas las cargas térmicas que recibe el vehículo a lo largo del viaje. Estas cargas térmicas pueden ser internas o externas.

Por un lado, se han estudiado las cargas térmicas internas. Estas son las generadas, por ejemplo, por los propios pasajeros del vehículo. Para ello se han utilizado tablas de ASHRAE que indican la cantidad de calor que genera un ser humano por estar en un ambiente a una cierta temperatura y realizar una actividad determinada. Dentro de las cargas internas también están las generadas por la propia reacción química que sucede dentro de las baterías. Asimismo, el propio motor eléctrico pierde potencia en forma de calor en función de la potencia entregada. El sistema debe hacer frente a todas las cargas, no solo a las cargas generadas por los pasajeros porque la idea es aumentar la autonomía asegurando el buen funcionamiento de todos los sistemas electrónicos. Por lo tanto, se deben refrigerar tanto la cabina como las baterías y el motor.

Por otro lado, se han estudiado también las cargas térmicas externas. Estas cargas provienen de la radiación solar y de la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior del vehículo.

La radiación solar entra por las ventanas aumentando la temperatura de la cabina. Además, las propias paredes del vehículo (puertas y techo) absorben parte de esta radiación almacenando calor. Este calor se trata de frenar mediante aislantes térmicos pero hay parte que sigue entrando al vehículo por conducción. Asimismo, la propia diferencia de temperaturas entre la cabina y el exterior genera una corriente de transferencia de calor que atraviesa tanto la chapa como el aislante buscando igualar las temperaturas.

Al tener las cargas definidas y sabiendo cuál es el intervalo de la temperatura de confort, el último paso ha sido el de estudiar tecnologías complementarias que favorecieran el confort térmico dentro del habitáculo.

Se ha estudiado la posibilidad de incluir superficies calefactables que funcionan generando calor gracias a la resistencia eléctrica o incluso utilizar calentadores PTC. Estos calentadores aumentan su temperatura cuando se les somete a una diferencia de potencial determinado. Sin embargo, se ha determinado que estas tecnologías carecían de sentido ya que el vehículo para el que se diseñan estos sistemas estaría en la ciudad de Madrid donde las temperaturas no son de frío extremo. Estas soluciones son ideales para lugares con temperaturas por debajo de -10°C . En esos casos, los calentadores por resistencia eléctrica son necesarios, son un elemento complementario a la bomba de calor que normalmente se incluye en este tipo de vehículos.

De otro modo, se han analizado diversos estudios sobre la influencia de la iluminación en la percepción térmica de las personas. Estos estudios de diferentes universidades han establecido relaciones interesantes entre el nivel de iluminación, natural y artificial, y la sensación de calor o frío. Gracias los experimentos realizados, consiguieron concluir que los cambios en la iluminación podían cambiar la percepción térmica en $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

A la luz de estos resultados, se ha decidido utilizar esta tecnología para no exigir tanto al sistema ampliando el rango de temperaturas aceptables. De este modo, en caso de superar la temperatura de confort, se puede cambiar la iluminación para crear un ambiente más fresco y “engañar” al pasajero consiguiendo que esté cómodo en un ambiente incómodo. De la misma manera, en caso de enfriar demasiado el habitáculo, deberá utilizarse una iluminación más cálida que favorezca el confort del pasajero.

Por último, se decidió estudiar la posibilidad de incluir un sistema de medida de CO₂ que colaborase con el software indicando cuándo es necesario renovar el aire interior. Los altos niveles de CO₂ pueden entorpecer la conducción creando sensación de somnolencia y aumentando el tiempo que tarda el conductor en reaccionar. Se desechó la idea de utilizar este tipo de actuadores por suponer un elemento más que modelar y considerar que su aplicación quedaba fuera de los límites de este proyecto. Sin embargo, se ha utilizado la normativa recogida en el RITE que determina el nivel de renovación de aire en espacios cerrados.

THERMAL MANAGEMENT OF ELECTRIC VEHICLES AND ITS IMPLICATIONS FOR COMFORT

In this Master's Final Project (TFM in Spanish) it was sought to offer a solution to the problem that most manufacturers of electric vehicles have to deal with. This problem arises from the direct comparison with vehicles whose energy source is fossil fuels, and the problem is the range and the high cost of the vehicle.

In recent years, the use of the electric vehicle has been promoted in a special way. Mobility restrictions have been imposed on high-emission cars, agreements have been created to stop manufacturing polluting vehicles in a few years, and the driving ban that they want to impose has even been discussed.

On the other hand, humanity evolves towards ultimate comfort in many areas of its life. The increasingly frequent long-distance trips are becoming a whole user experience. Comfort and convenience have been improved on airplanes and trains, more and more seats have their own television with access to countless movies and tv shows. But without a doubt the most demanded comfort is thermal comfort.

Bringing these two points together raises a major concern for manufacturers of zero-emission vehicles. If thermal comfort inside the cabin must be ensured but the usual systems consume up to 40% of the total energy stored in the batteries, what can be done?

This is the question you want to find and answer to throughout the project. At first, the real problems of the heating and cooling system are analyzed. It is observed that a continuous control of the temperatures of the batteries and the cabin is needed and that the temperatures cannot drop below 0°C. In addition, the main difference with diesel or gasoline engines are the heat sources. By burning fuel, you can have an almost unlimited source of heat. However, the electric motor generates very small quantities of heat.

Later on, a market study is carried out analyzing the different solutions proposed to choose which of them has a better future and try to develop it. There are several types of cooling and heating, some already implemented and others experimental (such as soaking the battery cells in a cooling liquid that is also dielectric). Thanks to this market study it is found that there are already several manufacturers improving the efficiency of refrigeration systems. In addition, these companies have been doing it for long time so it would not be easy to compete with them.

It is then decided to look for a developing technology in which GA can be introduced.

Guided by the spirit of the SDGs, it is also about finding a substitute for common refrigerants whose GWP and ODP rates are quite high. After a study of the different options and considering GA's commercial relationships, the refrigerant R290 (propane) was chosen. It is a refrigerant with very good thermodynamic properties whose GWP and ODP ratings are essentially the same as those of CO₂, the reference on which these ratings are calculated.

Once the refrigerant has been chosen, the different possibilities offered by the world of air conditioning in the form of compression cycles to cool the passenger compartment are

studied. Three different cycles are compared, the single compression cycle and the two-stage double compression cycles with open and closed intercoolers.

The three cycles have at least four basic elements. It is a circular cycle, but the compressor can be taken as the first element. This receives a low pressure gas, compresses it by increasing its pressure and temperature to send it to the condenser. Gas of high pressure and temperature (above 40°C) gives up heat to the environment. By giving up heat, the gas condenses and changes from saturated gas to a saturated liquid. Once all the gas has become a liquid, there is no more heat to give up and the refrigerant is passed through an expansion valve that relieves the liquid of the pressure it had, cooling it to the design temperature. From the outlet of the expansion valve, the refrigerant enters the evaporator. Being at a lower temperature than the environment in which it is found, it absorbs heat until it evaporates completely and returns to the initial conditions of the thermal cycle, being prepared to start again.

When comparing them, it is concluded that the two double cycles have a higher efficiency than the single cycle. However, the decision is made to continue with the simple cycle due to the ease of assembly, its small size, and its light weight. Dual compression cycles are especially useful in other types of applications. For example, when the required temperature is very low (less than 0°C) or when the system has a very high thermal load. On the other hand, for the system we wanted to design it was too powerful and it did not make sense to complicate itself and take up more space and more weight when one of the objectives of the automotive sector is to make things as simple and compact as possible by lightening the weight to reduce consumption.

Thanks to the aforementioned market study, the possibility of developing a software that decides when to cool or when to heat is discovered in order to reduce energy consumption by the batteries. This is known as Predictive Thermal Management. It is a technology that few companies know, and none have released a similar product yet. It is a work methodology that can store data from previous trips or from other users to predict energy consumption in air conditioning.

In this project, the first prototype of this software has been developed. For this, it has been necessary to study all the thermal loads that the vehicle receives throughout the trip. These thermal loads can be internal or external.

On the one hand, internal thermal loads have been studied. These are those generated, for example, by the vehicle's own passengers. For this, ASHRAE tables have been used that indicate the amount of heat that a human being generates by being in an environment at a certain temperature and performing a certain activity. Among the internal charges are also those generated by the chemical reaction that takes place inside the batteries. Likewise, the electric motor itself loses power in the form of heat as a function of the power delivered. The system must cope with all the loads, not just the loads generated by the passengers because the idea is to increase autonomy by ensuring the proper functioning of all electric systems. Therefore, both the cabin and the batteries and the engine must be cooled.

On the other hand, external thermal loads have also been studied. These charges come from solar radiation and the difference in temperatures between the interior and exterior of the vehicle.

Solar radiation enters through the windows increasing the temperature of the cabin. In addition, the vehicle's own walls (door and roof) absorb part of this radiation by storing heat. This heat is about stopping by means of thermal insulators but there is part that continues to enter the vehicle by conduction. Likewise, the very difference in temperatures between the cabin and the exterior generates a heat transfer current that passes through both the sheet and the insulation seeking to equalize the temperatures.

By having the loads defined and knowing what the comfort temperature range is, the last step has been to study complementary technologies that favor thermal comfort inside the cabin.

The possibility of including heated surfaces that work by generating heat thanks to electrical resistance or even using PTC heaters has been studied. These heaters increase their temperature when subjected to a certain potential difference. However, it has been determined that these technologies were meaningless since the vehicle for which these systems are designed would be in the city of Madrid where the temperatures are not extremely cold. These solutions are ideal for places with temperatures below -10°C . In these cases, electric resistance heaters are necessary, they are a complementary element to the heat pump that is normally included in this type of vehicle.

Otherwise, various studies on the influence of lighting on people's thermal perception have been analyzed. These studies from different universities have established interesting relationships between the level of lighting, natural and artificial, and the sensation of heat or cold. Thanks to the experiments carried out, they were able to conclude that changes in lighting could change thermal perception by $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

Regarding these results, it has been decided to use this technology to reduce the demands on the system by expanding the range of acceptable temperatures. In this way, if the comfort temperature is exceeded, the lighting can be changed to create a cooler environment and "trick" the passenger into making them comfortable in an uncomfortable environment. In the same way, if the cabin becomes too cold, a warmer lighting should be used that favors passenger comfort.

Finally, it was decided to study the possibility of including a CO_2 measurement system that would collaborate with the software indicating when it is necessary to renew the indoor air. High levels of CO_2 can interfere with driving, creating a feeling of drowsiness and increasing the time it takes for the driver to react. The idea of using this type of actuator was rejected as it was one more element to be modeled and its application was considered outside the limits of this project. However, the regulations contained in the RITE that determine the level of air renewal in closed spaces have been used.

MEMORIA

ÍNDICE

ÍNDICE DE TABLAS	18
ÍNDICE DE FIGURAS	18
1. Capítulo 1: Introducción y planteamiento del proyecto	21
1.1 Introducción	21
1.2. Contexto y planteamiento del proyecto	22
1.3. Objetivos del proyecto	24
1.3.1. Desarrollo de un sistema HVAC	24
1.3.2. Prototipo de software para <i>Thermal Management</i>	26
2. Capítulo 2: Descripción de las tecnologías existentes	29
2.1. Soluciones similares	29
2.2. Innovaciones	34
3. Capítulo 3: Descripción del modelo desarrollado	37
3.1. Descripción del HVAC	37
3.1.1. Características ambientales	38
3.1.2. Definición de cargas térmicas	39
3.1.3 Normativa sobre renovación del aire	51
3.1.4. Cálculo de los ciclos de compresión	57
3.2. Otros elementos térmicos.....	70
3.2.1. Superficies calefactables	70
3.2.2. Repercusión de la iluminación en la sensación térmica.....	71
3.3. Software – Predictive Thermal Mangement	73
3.4. Estudio económico.....	83
4. Capítulo 4: Análisis de los resultados.....	87
4.1. Análisis de los resultados de los ciclos frigoríficos	87
4.2. Análisis de los resultados del software de <i>Predictive Thermal Management</i>	89
5. Capítulo 5: Conclusiones.....	95
5.1. Conclusiones sobre resultados y metodología	95
5.2. Recomendaciones para futuros estudios	97
Bibliografía.....	101
Anexo I.....	107
Alineamiento del proyecto con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS).....	107

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparativa de tecnologías de refrigeración y calefacción. Fuente: Propia ...	33
Tabla 2. Condiciones de confort para verano e invierno. Fuente: RITE.....	38
Tabla 3. Condiciones para un proyecto de refrigeración en Madrid. Fuente: IDAE.....	39
Tabla 4. Condiciones para un proyecto de calefacción en Madrid. Fuente: IDAE.....	39
Tabla 5. Tabla PR12 sobre las cargas térmicas en personas. Fuente: RITE.....	40
Tabla 6. Cargas térmicas internas del caso base. Fuente: Propia.....	44
Tabla 7. Radiación solar a través del vidrio. Fuente: ICAI - Climatización.....	46
Tabla 8. Radiación solar por cada ventana. Fuente: Propia.....	47
Tabla 9. Diferencia de temperatura equivalente para muros al sol. Fuente: Propia.....	49
Tabla 10. Diferencia de temperatura equivalente para techos oscuros. Fuente: Propia.	49
Tabla 11. Resultados cargas térmicas externas.....	51
Tabla 12. Resultados del circuito de ventilación. Fuente: Propia.....	56
Tabla 13. GWP para distintos refrigerantes. Fuente: Optemus.....	58
Tabla 14. Datos ciclo de compresión estándar. Fuente: Propia.....	62
Tabla 15. Resultados ciclo doble intercooler cerrado. Fuente: Propia.....	66
Tabla 16. Resultados ciclo doble con intercooler cerrado. Fuente: Propia.....	67
Tabla 17. Resultados ciclo doble intercooler abierto. Fuente: Propia.....	68
Tabla 18. Resultados ciclo doble con intercooler abierto. Fuente: Propia.....	68
Tabla 19. Resultados ciclo doble intercooler cerrado 70% de eficiencia. Fuente: Propia.....	69
Tabla 20. Resultados ciclo doble con intercooler cerrado 70% de eficiencia. Fuente: Propia.....	69
Tabla 21. Escala de 7 puntos de confort térmico. Fuente: ASHRAE.....	71
Tabla 22. Comparativa de resultados. Fuente: Propia.....	88
Tabla 23. Resultados software - Carga térmica pasajeros. Fuente: Propia.....	90
Tabla 24. Datos de velocidad y pendiente para los tramos. Fuente: Propia.....	91
Tabla 25. Resultados de la carga térmica del motor. Fuente: Propia.....	91
Tabla 26. Resultados carga térmica externa. Fuente: Propia.....	92
Tabla 27. Resultados del trabajo de compresión. Fuente: Propia.....	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Rango de temperaturas de operación. Fuente: Ricardo Certification.....	23
Figura 2. Ciclo de refrigeración estándar. Fuente: Propia.....	25
Figura 3. Esquema y diagrama p-h del ciclo de compresión doble en dos etapas.....	25
Figura 4. Sistemas de refrigeración – Refrigeración por aire forzado. Fuente: Propia..	30
Figura 5. Sistemas de refrigeración - Refrigeración con líquido. Fuente: Propia.....	31
Figura 6. Inmersión de baterías en líquido. Fuente: Propia.....	31
Figura 7. Tecnologías de calefacción. Fuente: AVL.....	32
Figura 8. Calor disipado por el sistema de refrigeración de las baterías. Fuente: Chalmers University of Technology.....	42
Figura 9. Calor generado por la batería. Fuente: Chalmers University of Technology.	42

Figura 10. Esquema del proceso elemental de enfriamiento. Fuente: ICAI -Instalaciones Industriales	53
Figura 11. Representación del proceso de enfriamiento en el diagrama psicrométrico. Fuente: ICAI - Instalaciones Industriales	53
Figura 12. Esquema del circuito de ventilación. Fuente: ICAI - Instalaciones Industriales	55
Figura 13. Ciclo transcrito del CO ₂ . Fuente: Coolpack	59
Figura 14. Esquema del sistema HVAC. Fuente: Propia+ICAI	60
Figura 15. Ciclo frigorífico ideal. Fuente: ICAI - Climatización	61
Figura 16. Diagrama P-s del R290 + Ciclo estándar. Fuente: Coolpack.....	63
Figura 17. Esquema de un ciclo de compresión doble. Fuente: ICAI.....	65
Figura 18. Diagrama P-h del R290 + ciclo doble. Fuente: Coolpack.....	66
Figura 19. Diagrama P-h del R290 + ciclo doble intercooler abierto. Fuente: Coolpack	67
Figura 20. Sistema compacto de refrigeración. Fuente: Optemus.....	89

1. Capítulo 1: Introducción y planteamiento del proyecto

1.1 Introducción

A medida que la tecnología evoluciona y el mundo se transforma en un lugar global, los desplazamientos de larga distancia se convierten en experiencias que el usuario desea disfrutar. De este modo, los aviones y los trenes incluyen asientos *premium* en los que se dispone de entretenimiento y tecnologías de confort.

De la misma manera, los principales fabricantes del sector del automóvil intentan trasladar esa filosofía de “experiencia de viaje” a los diseños de sus vehículos. Alineándose con el resto de los sectores industriales y buscando reducir el nivel de emisiones, estos productores empiezan a centrarse en buscar alternativas al motor de combustión interna de diésel o gasolina. Tanto los coches híbridos (enchufables o no enchufables) como los vehículos totalmente eléctricos se postulan como los modelos de futuro. Un claro ejemplo es el surgimiento de fabricantes de coches cuyos modelos son 100% eléctricos (TESLA) o las previsiones de futuro de los productores históricos en las que se anuncia una cantidad considerable de modelos xEV como objetivo para 2025. [LARA21]

Por otro lado, la Ley de Cambio Climático en España establece que se deben delimitar zonas de bajas emisiones en todos los municipios de más de 50.000 habitantes, lo que significa un gran golpe para los coches con motores de combustión. Esta ley pone como límite el año 2023, comenzando así el periodo de desaparición de los vehículos con emisiones que finalizará en 2050 con la prohibición de circular que se será impuesta a los mismos.

Uniando tanto el confort como la reducción de emisiones, surgen nuevos conceptos de vehículos en los que las pantallas táctiles, los lectores de signos vitales y la conectividad del coche juegan un papel importante. A todo ello se une la búsqueda del confort térmico dentro de la cabina para mejorar la experiencia de usuario y crear un ambiente agradable, con bajos niveles de CO₂ y acompañado de un sistema de iluminación que dé calidez en invierno y frescor en verano.

Algunos de los principales fabricantes de automóviles incluyen también sistemas de asistente virtual, como Mercedes, dispensadores de olores que buscan estimular el sentido más relacionado con la memoria, el olfato, de modo que el recuerdo del viaje quede grabado en el usuario, o incluso conectividad wifi. Todos estos extras suponen el punto diferencial, el valor añadido que hace que un comprador se decante por una opción u otra cuando estas son parecidas en el resto de parámetros importantes. Sin embargo, el objetivo de este proyecto será atacar el mundo del confort y las sensaciones térmicas de la manera más eficiente. Por lo tanto, cualquier referencia a otros sistemas de confort como puedan ser la comodidad de los asientos o diseños interiores, servirá para apoyar los argumentos escogidos en la toma de decisiones sin formar parte del estudio que aquí se pretende realizar.

1.2. Contexto y planteamiento del proyecto

Si bien no está del todo claro quién inventó el coche eléctrico, puede estimarse que la primera aparición de este tipo de automóvil pertenece al siglo XIX y se debió a las investigaciones del físico británico Michael Faraday. Sin embargo, no fue hasta la década de 1990 cuando realmente empezó a cobrar importancia este tipo de movilidad sostenible. En 2015, con la firma de los acuerdos de París el coche eléctrico recibió el último empujón que necesitaba para convertirse en una de las tecnologías del futuro.

La historia nos ha enseñado que cada nueva tecnología que surge busca solventar un problema que atañe a gran parte de la población mundial. Sin embargo, normalmente las soluciones no son fáciles de desarrollar y suelen afrontar problemas que nunca se habían atacado. En el caso de la movilidad eléctrica su gran hándicap es la autonomía.

La competencia más inmediata o la tecnología a la que los fabricantes de vehículos eléctricos pretenden desbancar es a la de los motores de combustión. Al contrario que en los vehículos eléctricos, su autonomía es todavía notablemente superior aunque los últimos modelos totalmente eléctricos llegan a 800 km en condiciones ideales. La duración de la “recarga” es menor, incluso con los súper cargadores, el tiempo que se tarda en repostar es ridículo comparado con el empleado en realizar una carga completa. Y, por último, el propio motor es una fuente de calor aprovechable para la calefacción del vehículo.

En la actualidad, el consumo de energía de los sistemas de refrigeración y calefacción en los coches eléctricos puede suponer hasta un 40% de la capacidad de las baterías en condiciones extremas (por ejemplo -10°C). Los sistemas de calefacción y refrigeración se encargan de mantener la temperatura de las baterías y de los sistemas electrónicos de potencia en un rango óptimo de funcionamiento, así como de aclimatar la cabina de pasajeros para asegurar el máximo nivel de confort térmico.

Sin embargo, las ventajas de los vehículos eléctricos frente a los que poseen motores de combustión interna son innumerables. Evidentemente el nivel de emisiones de CO₂ se reduce considerablemente aunque exista cierta polémica sobre los gases contaminantes vertidos a la atmósfera durante la fabricación de componentes como las baterías de litio. En países como España, las ventajas fiscales favorecen la compra de unos vehículos que no terminan de disminuir su precio lo suficiente como para ser asequibles al bolsillo medio. Mientras, los cambios en los protocolos de medición de emisiones (del NEDC al WLTP) favorecen la igualdad de precios entre los vehículos más clásicos y los que apuestan por una industria automovilística libre de emisiones. [CANO21]

Al igual que la firma de los acuerdos de París y los cambios en la legislación de la mayoría de ciudades europeas que ponen trabas a los vehículos contaminantes, la manera en la que se clasificaban estos automóviles con respecto al nivel de emisiones ha supuesto un cambio importante y un empujón que favorece la transición. El protocolo que se utilizaba para medir las emisiones contaminantes de los coches en circulación era el NEDC (Nuevo Ciclo Homologado de Conducción Europeo). Sin embargo, en 2018 se actualizó el protocolo dando entrada al WLTP (Procedimiento Mundial Armonizado para Ensayos de

Vehículos Ligeros). Este cambio en la normativa buscaba acercar los ensayos a la realidad aprovechando muchos de los sistemas que incorporan los vehículos de nueva generación.

Los principales cambios en la normativa son los siguientes:

- El NEDC incluía solo una prueba en laboratorio, en el nuevo protocolo se mezclan una prueba dinámica con la prueba de laboratorio.
- La duración aumenta de 20 a 30 minutos.
- La distancia recorrida aumenta de 11 km a 23,25 km.
- El protocolo NEDC no incluía fases de conducción en autopista y repartía el peso en un 66% urbano y un 34% por carretera. Sin embargo, el WLTP tiene cuatro fases de conducción distintas y reparte el peso en un 52% urbano y un 48% por carretera.
- Las velocidades medias y máximas de las pruebas aumentan.
- El protocolo WLTP si considera las opciones de equipamiento y gestiona el cambio de marchas manual de manera distinta para cada modelo.

A diferencia de los motores de combustión interna, el rango de temperaturas óptimo para el correcto funcionamiento de los sistemas electrónicos y para aumentar o simplemente no disminuir la vida útil de los mismos está mucho más acotado (Figura 1).

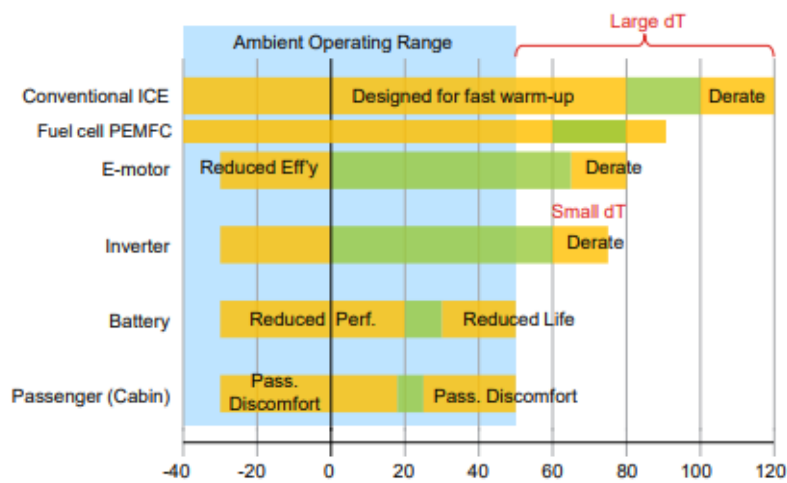


Figura 1. Rango de temperaturas de operación. Fuente: Ricardo Certification

Como se puede apreciar en la Figura 1 el rango de temperaturas óptimo para el motor y el “inverter” es más amplio en el coche eléctrico, pero soporta temperaturas más bajas, lo que supone una obligatoria extracción del calor generado. Asimismo, tanto las baterías como la cabina de pasajeros requieren un control exhaustivo de la temperatura para asegurar el buen funcionamiento y el confort. Esto hace que se tenga que corregir continuamente la temperatura, disipando o aportando calor, lo que supone un gasto de energía de hasta un 40% del total en situaciones extremas.

Asegurar el rango de temperaturas de trabajo en las partes mencionadas anteriormente es de vital importancia para evitar problemas, como el incendio de algunas de las celdas de baterías que puede extenderse al resto dando lugar a una explosión (*thermal runaway*) o incluso algo más sencillo como un desbalance térmico entre las distintas celdas que provoque fallos en el funcionamiento y una disminución del rendimiento de las baterías. Para ello, se trata de utilizar las fuentes de calor disponibles en el sistema motriz del automóvil. Ya se ha comentado la escasez de cargas térmicas que se generan en los vehículos eléctricos si se los compara con los de combustión interna. Sin embargo, existen cargas térmicas de las que se puede extraer calor para tratar de mantener los rangos de temperaturas. Por ejemplo, se puede estudiar cómo almacenar el calor que se genera durante la carga y la descarga de las baterías por efecto Joule, sobre todo teniendo en cuenta que cuando se utilizan súper cargadores la intensidad que circula es mucho mayor y por lo tanto el calor disipado también.

$$Q = I^2 * R [W]$$

Existen otras fuentes de calor aprovechables tanto electrónicas como químicas. Por un lado, tanto el *inverter* como la electrónica del sistema generan un calor que hay que disipar para evitar sobrecalentamientos. Por otro lado, la propia reacción química que se da en las baterías libera calor por tratarse de una reacción exotérmica. Gracias a un buen sistema de tuberías y radiadores que haga pasar un refrigerante por las zonas indicadas, es posible disipar el calor de manera que se cumpla el objetivo doble de mantener estables los sistemas electrónicos y las baterías y de aprovechar el calor para calentar la cabina de pasajeros.

1.3. Objetivos del proyecto

1.3.1. Desarrollo de un sistema HVAC

El primer objetivo del proyecto consistirá en el desarrollo de un sistema HVAC para cualquier tipo de automóvil. Basándose en los sistemas ya existentes y aportando innovaciones del mundo de la climatización, se pretende desarrollar un sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC por sus siglas en inglés) que utilice la mínima cantidad de energía posible teniendo en cuenta que la prioridad es el confort térmico de los pasajeros. Será importante la elección del refrigerante del sistema vigilando su potencial de calentamiento global (GWP) para respetar la normativa recogida en el reglamento F-Gas emitido por la Unión Europea.

Se busca optimizar el sistema al máximo utilizando componentes asequibles económicamente, teniendo en cuenta las restricciones de espacio y peso que se aplican a los sistemas HVAC que van incluidos en los automóviles. Por ello, se estudiarán al menos dos ciclos distintos de refrigeración. En un primer momento, se analizará un caso base compuesto por un ciclo estándar de compresión mecánica simple (Figura 2).

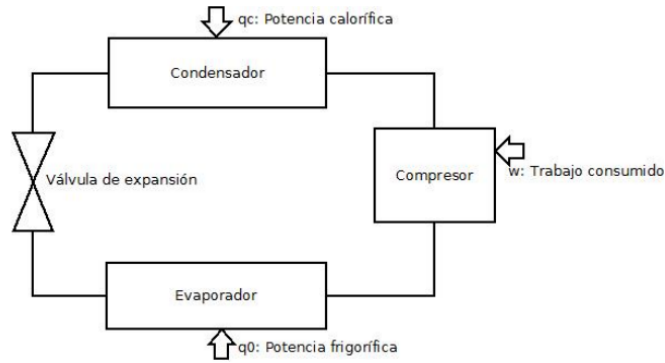


Figura 2. Ciclo de refrigeración estándar. Fuente: Propia

Más adelante se estudiará la posibilidad de diseñar un ciclo de compresión doble en dos etapas con *intercooler* (Figura 3), tanto abierto como cerrado, para definir su viabilidad y sus posibles aplicaciones incluso en los vehículos eléctricos de transporte de mercancías refrigeradas. Estos ciclos de refrigeración son más potentes y eficientes que el ciclo estándar. Sin embargo, puede darse el caso de que sean demasiado potentes para las aplicaciones que se plantean en este Trabajo de Fin de Máster. Con el fin de determinar qué ciclo es el más conveniente, se realizarán tablas comparativas que ilustren los resultados de un modo muy visual y ayuden a su comprensión.

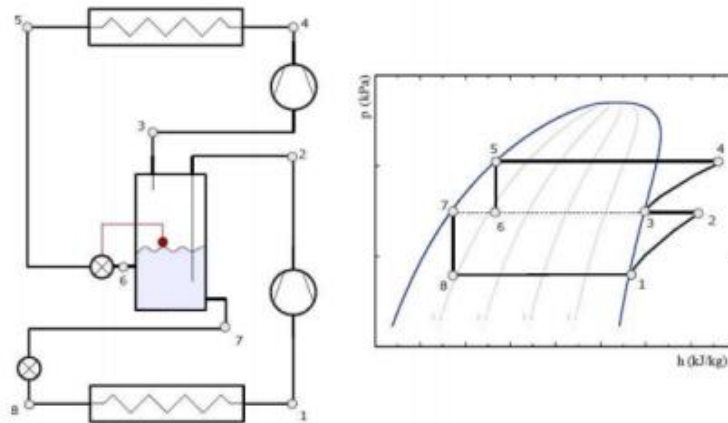


Figura 3. Esquema y diagrama p-h del ciclo de compresión doble en dos etapas

Lógicamente, el sistema HVAC también incluye la parte de recirculación de aire interior de la que todos los vehículos disponen. No solo se buscará enfriar o calentar el aire a la temperatura adecuada, sino que se mezclará el aire interior con aire exterior de manera que se cumpla la normativa de recirculación de aire y los niveles de CO₂ sean los ideales para una buena conducción y aseguren el confort de los pasajeros.

Por otro lado, se pretende integrar el sistema HVAC mencionado con otro tipo de tecnologías térmicas, como pueden ser las superficies radiantes, y explorar el mundo de

las sensaciones térmicas en función de la iluminación con el fin de crear un ambiente más agradable dentro de la cabina del vehículo. Para ello se deberá tener en cuenta la zona climática del mundo en la que se desea comercializar el producto. De esta manera se entenderá qué tecnologías son necesarias y cuáles no, qué consumos de energía necesitará el sistema y qué cargas térmicas deberá vencer.

Con el fin de crear un sistema robusto que permita el desarrollo de cada una de sus partes, se desarrollarán tanto el HVAC como las superficies radiantes y la iluminación por separado estableciendo un mapa de consumo para cada una de ellas. De este modo, en caso de grandes descubrimientos en cualquiera de las tres áreas, el sistema sería capaz de incorporar cualquier innovación futura.

Además de los conocimientos adquiridos en estos seis años en la escuela (ICAI) y de los apuntes y libros recomendados por cada profesor en cada asignatura, se pretende utilizar programas como Coolpack o similares para el estudio y desarrollo del sistema HVAC. Igualmente, se estudiará la posibilidad de utilizar Ces Edupack para la elección de materiales del sistema de calefacción y refrigeración.

1.3.2. Prototipo de software para *Thermal Management*

Una vez desarrollado el mapa de consumo de todas las tecnologías térmicas aplicadas, se pasará al segundo gran objetivo. En este caso, se tratará de desarrollar un código que analice los consumos de cada una de las tecnologías y cree la combinación más eficiente que asegure el confort térmico y el menor consumo de energía.

Con el fin de crear un código universal que acepte cualquier tipo de motor, superficie radiante o sistema de iluminación se intentará generalizar el programa de manera que, dándole los mapas de consumo de cada una de las tecnologías, sea capaz de encontrar esa combinación óptima que permita viajar disfrutando del confort térmico durante el mayor tiempo posible.

Junto con los mapas de consumo, al planear el viaje que se desea hacer el software recibirá los datos climatológicos de algunas zonas clave para saber en qué momentos calentar y en cuales enfriar, dependiendo de la temperatura exterior y del aporte de calor por radiación.

Asimismo, para asegurar el confort en la cabina, se deberán mantener unos niveles de CO₂ óptimos que se conseguirán con un aporte de aire exterior que dependerá del número de pasajeros que viajen en el interior del vehículo.

Por otro lado, para el desarrollo del software se utilizará el programa más cómodo y robusto, teniendo en cuenta las licencias con las que cuenta el colaborador. Por este motivo se eliminarán opciones como Matlab y Simulink. Se estudiará la posibilidad de desarrollar esta parte del proyecto enteramente en Python por su condición de código abierto, su disponibilidad de librerías y su facilidad para adoptar futuras mejoras o incluir análisis de datos más adelante. [WITT20]

Se utilizarán buenas prácticas de programación de modo que todo quede perfectamente explicado para que, en caso de que algún programador quisiera continuar el proyecto o ampliarlo, resulte sencillo de entender y modificar. Por ejemplo, podría ampliarse el proyecto y tener en cuenta otro tipo de cargas térmicas menos frecuentes como animales, alimentos o incluso aparatos electrónicos en funcionamiento como ordenadores, tablets o móviles si se quiere ser muy preciso. Además, podría incluirse un sistema que aconseje al conductor bajar las ventanillas en momentos clave del viaje para renovar el aire más rápidamente cambiando la concentración de CO₂ de golpe o incluso variando la temperatura siempre y cuando el aumento de resistencia con el aire sea menor que el consumo derivado de aclimatar la cabina.

Por último, se tratará de hacer un estudio de viabilidad económica, respetando la confidencialidad de los precios que maneja el fabricante colaborador, de manera que se pueda aproximar un coste total lo más realista posible, teniendo en cuenta los precios de los componentes ya dimensionados, el coste en horas de programación que habría que pagar al desarrollador y las horas de trabajo de los ingenieros que diseñen y desarrollen el sistema.

2. Capítulo 2: Descripción de las tecnologías existentes

El problema principal que se quiere solucionar es el excesivo consumo de energía por parte de los elementos de refrigeración y calefacción en los vehículos eléctricos. A diferencia de los motores de combustión interna, el calor generado en el propio motor es considerablemente menor por lo que la energía calorífica no es suficiente como para aclimatar los distintos elementos del automóvil.

La meta de este proyecto será el desarrollo de un sistema que busque la eficiencia en la utilización de los recursos disponibles para calentar y enfriar los elementos anteriormente comentados. Las principales dificultades y limitaciones que se presentan son las siguientes:

- Rango de temperaturas óptimo muy acotado. Esto supone un control constante de la temperatura en el interior de la cabina y del compartimento de baterías.
- Gestión ineficiente del aire acondicionado y la calefacción en el interior de la cabina. Al ser gestionados manualmente, se dan muchos picos de consumo. Por ejemplo, al entrar al vehículo se pone la calefacción o el aire acondicionado a su máximo.
- Pérdida de energía inútilmente. En caso de no ocupar todos los asientos del vehículo, el sistema HVAC habitualmente no diferencia y calienta o enfría toda la cabina por igual.
- Fuentes de calor limitadas con respecto a los motores de combustión interna.
- Posibilidades de fallos en las baterías debidos a “*thermal runaway*” o a una mala distribución de la temperatura entre las distintas celdas generando un desbalance eléctrico que afecta al rendimiento.

2.1. Soluciones similares

El proyecto busca el diseño de un sistema de refrigeración más eficiente que los ya existentes. Un sistema HVAC que mejore la eficiencia de los actuales, un circuito de refrigeración y calefacción que sea capaz de vencer las cargas térmicas que se generan en climas cálidos y producir suficiente calor para aclimatar los distintos componentes en los climas fríos.

En la actualidad el problema se ha afrontado desde distintos puntos de vista. Muchas de las tecnologías implementadas o ideadas para hacerle frente todavía están en vías de desarrollo o son simplemente prototipos cuyo objetivo es encontrar financiación e incluirse en los modelos automovilísticos en 5 años.

Dependiendo de la región del mundo en la que se comercialice, el automóvil ha ido incluyendo distintos sistemas de refrigeración y calefacción. Por un lado, existen los sistemas de refrigeración todo aire (Figura 4), refrigeración con líquido e inmersión líquida. Los tres son sistemas de refrigeración incluidos en algunos automóviles actuales.

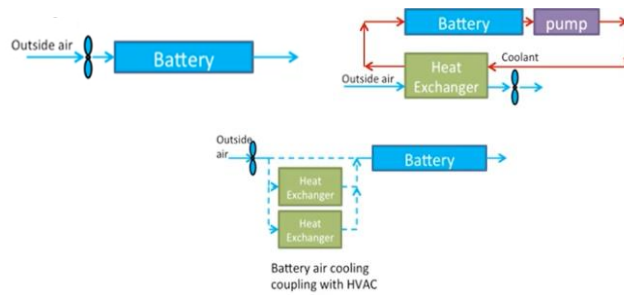


Figura 4. Sistemas de refrigeración – Refrigeración por aire forzado. Fuente: Propia

Existen tres maneras distintas de refrigerar utilizando aire forzado. Por un lado, existen sistemas todo aire que utilizan el aire exterior y el movimiento del motor para enfriar tanto las baterías como la cabina. Normalmente se añaden sopladores o ventiladores para maximizar el efecto enfriador. Lógicamente si el aire exterior es demasiado caliente, el sistema no es especialmente efectivo.

Por otro lado, se han desarrollado unos sistemas que incluyen aire y refrigerante. Este refrigerante circula entre las celdas de las baterías para enfriarlas. De este modo extrae el calor y lo disipa en un intercambiador de calor cuyo otro fluido es aire exterior. Este intercambiador podría ser un simple radiador. De nuevo, en caso de tener una temperatura ambiente superior a 30°C este método tampoco resulta muy efectivo.¹

Por último, existe un sistema que combina el aire exterior con el HVAC del coche. Este sistema aprovecha los intercambiadores de calor diseñados para aclimatar la cabina y así poder regular la temperatura de la batería. Es un sistema que va unido a los controladores de temperatura del sistema de aire acondicionado. Indudablemente, es un sistema que consume más recursos, pero resulta efectivo e innovador. Fabricantes de vehículos eléctricos como Toyota, Ford y Honda ya lo han implementado.

Las principales diferencias entre unos sistemas y otros son el elemento utilizado para disipar el calor producido (aire o refrigerante), la capacidad de refrigeración (mayor en los sistemas de refrigeración con líquido), el precio y la aparición de posibles fugas.

Los sistemas de refrigeración por líquido pueden ser de dos tipos distintos. En primer lugar, existen los sistemas de enfriamiento directo con refrigerante. En este caso se utiliza el mismo refrigerante que en el aire acondicionado, por ejemplo, R134a o R1234yf para enfriar las baterías directamente. Se ha eliminado el uso de glicol ya que la capacidad de enfriar es hasta cuatro veces mayor utilizando los otros refrigerantes. Deben tenerse en cuenta las posibles fugas que puedan producirse.

En el caso de los sistemas de refrigeración con líquido se incluyen dos intercambiadores de calor para satisfacer la demanda térmica tanto en ambientes cálidos como fríos. De este modo el sistema es reversible y funciona perfectamente en zonas del mundo con variaciones de temperatura importantes a lo largo del año como puede ser Madrid. Otras zonas climáticas con temperaturas más estables aceptan sistemas más sencillos y baratos como los sistemas todo aire.

¹ Cálculo y selección de intercambiadores de calor

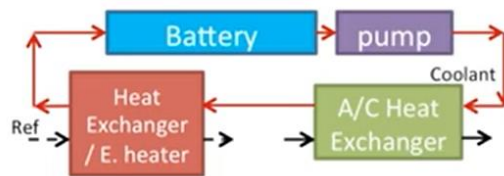


Figura 5. Sistemas de refrigeración - Refrigeración con líquido. Fuente: Propia

Por último, actualmente se estudia la posibilidad de embeber elementos como las baterías en líquidos dieléctricos que favorezcan la disipación de calor y eviten un desbalance térmico que pueda ser perjudicial. Asimismo, supondrían una barrera física que impediría la propagación del “*thermal runaway*” de unas celdas a otras.

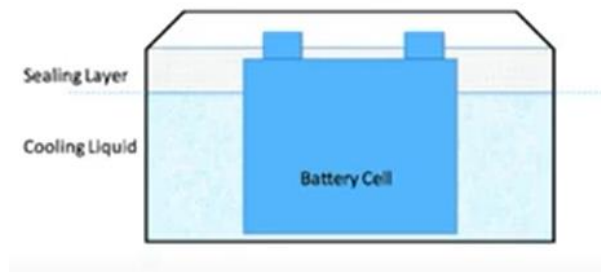


Figura 6. Inmersión de baterías en líquido. Fuente: Propia

Por otro lado, en los sistemas de calefacción encontramos tres posibilidades distintas como los calentadores PTC o calentadores por resistencia eléctrica, las bombas de calor con refrigerantes habituales y las bombas de calor con CO₂ como refrigerante. En numerosos artículos se habla de calentadores PTC cuando en realidad se refieren a calentadores de resistencia eléctrica por efecto Joule. En este caso, se hablará de ambos calentadores refiriéndonos a ellos como calentadores PTC. [HERN17]

La gran diferencia entre los calentadores de coeficiente de temperatura positiva (PTC por sus siglas en inglés) y las bombas de calor son su eficiencia, su capacidad calorífica y su rango de temperaturas de operación. Normalmente se utilizan los calentadores PTC cuando las temperaturas son inferiores a -10°C o cuando la eficiencia no es un problema. Sin embargo, las bombas de calor, a pesar de ser más pesadas, aumentan la autonomía de cualquier coche eléctrico o híbrido. Como se puede ver en la Figura 7, en las zonas geográficas en las que la temperatura puede bajar de los -10°C y se busca la eficiencia del sistema, se combinan las tecnologías PTC con las bombas de calor con refrigerantes comunes como el R134a o el R1234yf. No obstante, desde hace algunos años se ha introducido el CO₂ como posible refrigerante debido a sus mejores propiedades físicas y menor GWP (*Global Warming Potential*) en comparación con los refrigerantes más tradicionales.

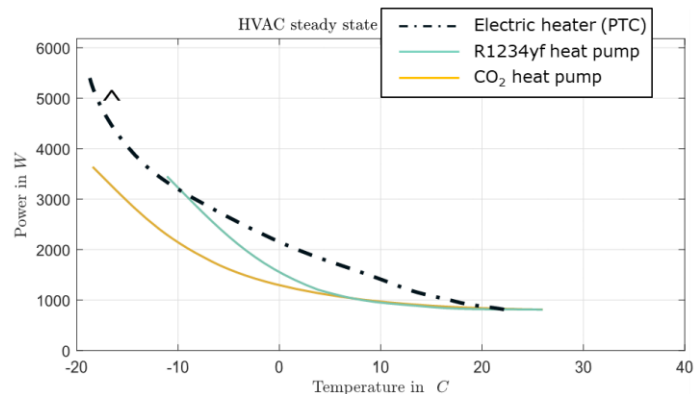


Figura 7. Tecnologías de calefacción. Fuente: AVL

Entrando más en detalle, los calentadores PTC se utilizan principalmente en condiciones de frío extremo o para descongelar y desempañar las lunas trasera y delantera. También se ha incorporado en asientos para calefactarlos. Se utilizan materiales de coeficiente de temperatura positiva, es decir, materiales que cambian la resistencia cuando aumenta la temperatura. Se le somete a una diferencia de potencial (tensión) determinada y a medida que va creciendo la temperatura también lo hace la resistencia del material, por lo que la intensidad disminuye y con ella la potencia calorífica disipada. En algunos casos se utilizan tintas conductoras impresas en sustratos delgados.

Con la bomba de calor se busca calentar las baterías, el motor o incluso la cabina. ¿Cómo calentarlos si no se genera calor en el motor y la temperatura fuera es más fría? Se aprovechan las propiedades de un refrigerante y la liberación/absorción de calor en los cambios de estado del mismo.

Primero, el refrigerante absorbe calor del exterior en el evaporador (la temperatura de ebullición del refrigerante es muy baja; por ejemplo, la del R134a es $-26,3^{\circ}\text{C}$). Este calor es absorbido haciendo que el refrigerante pase de estado líquido a gaseoso. Después, siendo ya un gas caliente, el refrigerante pasa por el compresor que aumenta la presión y la temperatura del refrigerante. En este momento el refrigerante ya está a una temperatura elevada y es entonces cuando se intercambia el calor en el punto que se necesite (en la batería, en la cabina o incluso en el motor). Tras soltar el calor, el refrigerante vuelve a estado líquido y se hace pasar por una válvula de expansión para bajar de nuevo su temperatura y prepararlo para volver a atrapar calor del ambiente.

Algunas bombas de calor contienen también una etapa de secado. En un recipiente que se coloca a la salida del condensador, se encuentra el desecante (pequeños gránulos que absorben el agua). De esta manera se elimina toda el agua que pueda haber para que no circule por el sistema formando cristales sólidos y dañando la integridad de sus componentes.

Del mismo modo, algunos circuitos han sustituido la válvula de expansión por una válvula térmica de expansión (TXV) que mejora la eficiencia de esta, aumentando el enfriamiento. Esta válvula está conectada a la salida del evaporador para cerrar o abrir la válvula limitando la presión a un máximo establecido.

La diferencia con la bomba de calor de CO₂ es la presión de trabajo. Con CO₂ la presión es mucho mayor, lo que implica más riesgo. El nombre que recibe el CO₂ cuando se utiliza como refrigerante es R744 y algunos fabricantes como Mahle ya lo están incorporando en sus sistemas debido a sus beneficios fiscales derivados de su bajo índice de calentamiento global (GWP por sus siglas en inglés, Global Warming Potential).

Con la idea de ofrecer una visión más global de las tecnologías de refrigeración y calefacción que se han comentado anteriormente y ver su impacto en el mercado, se ha elaborado una tabla que recoge la tecnología utilizada por los principales fabricantes de vehículos en sus modelos híbridos y cien por cien eléctricos. [CALL20]

Marca	Modelo	Refrigeración			Calefacción	
		Air Cooling	Liquid Cooling	Refrigerant Direct Cooling	PTC Heater	Heat Pump
Renault	ZOE	x				x
Tesla	Model S, Model X		x		x	
	Model Y, Model 3		x			x
Hyundai-Kia	Kona, e-Soul, e-Niro					x
*	IONIQ	x				x
Nissan	LEAF	x				x
PSA	e-207, e-2008, Opel Corsa-e, Mokka-e, Citroën ë-C4					x
VW	e-Golf, ID.3				x	x (opcional)
Audi	e-tron, e-tron Sportback		x			x
BMW	i3, iX3, Mini			x		x
	i8, X5 PHEV			x		
Mercedes	EQC					x
	S400 Blue			x		
Chevrolet	Bolt		x			x
Toyota	Prius Prime	x				
	iQ		x			
Ford	Focus		x			

Tabla 1. Comparativa de tecnologías de refrigeración y calefacción. Fuente: Propia

Realizando un estudio de mercado y analizando a los principales competidores de GA en este proyecto, se comprende que llevan un tiempo desarrollando soluciones para estos problemas por lo que parten con ventaja. Por ejemplo, empresas como MAHLE ya fabricaba módulos HVAC para turismos movidos por motores de combustión interna. Además, están desarrollando calentadores PTC de alta tensión que incluyen en los vehículos híbridos enchufables. Están desarrollando también un sistema de climatización individualizado llamado PHYSIO – CONTROL que disminuye el gasto energético del sistema de calefacción y refrigeración. Todas estas soluciones se engloban en un prototipo de coche para la movilidad urbana conocido como MEET (Mahle Efficient Electric Transport)². Este prototipo incluye también un sistema de almacenamiento de calor

² Meet Mahle – Efficient Electric Transport

residual que funciona durante la carga de las baterías. Otras innovaciones interesantes pueden ser el desarrollo de una bomba de calor termoeléctrica más eficiente o el estudio fisiológico realizado con el fin de entender qué partes del cuerpo son más sensibles a los cambios de temperatura.

Existen otros competidores directos como Valeo. Siguiendo la idea de Mahle, han desarrollado un sistema de burbuja térmica para cada pasajero que se conoce como Valeo Smart Cocoon. Este sistema de aislamiento térmico se une a las innovaciones implementadas en la nueva bomba de calor que según anuncian aumenta la autonomía del vehículo hasta un 30% en condiciones ambientales de -15°C gracias a su eficiencia.³

Finalmente, el último gran competidor dentro del mundo de los sistemas HVAC es Bosch. Esta empresa alemana no fabrica los sistemas en sí mismo, sino que está especializada en la fabricación de componentes. Por ejemplo, la bomba de calor y todo el sistema de válvulas suele pertenecer a esta empresa multinacional.⁴

Por todos estos motivos GA deberá encontrar su hueco en el mercado.⁵

2.2. Innovaciones

Además del desarrollo de nuevos materiales más aislantes y ligeros, o de bombas de calor que incluyen compresores más eficientes o radiadores que favorecen un intercambio de calor más completo, los principales fabricantes de automóviles saben que tienen que ir más allá para conseguir que el coche eléctrico desbanque a los vehículos con motores de combustión interna. Por ello, se siguen mejorando las baterías y aumentando la autonomía del vehículo con nuevas celdas más eficientes y de mayor voltaje que permiten un desempeño más suave y potente.

Estudios como el de la Universidad Purdue de Indiana favorecen el desarrollo y la mejora de estos sistemas. Dicho estudio aseguraba que habían desarrollado la pintura más blanca del mundo, rechazando un 98,1% de la luz solar recibida. Como se verá más adelante, las cargas por radiación suponen un aumento del consumo de refrigeración sobre todo en ambientes cálidos. El hecho de desarrollar una pintura que no absorba prácticamente nada de esta radiación supondría un gran avance.

En el estudio aseguraban que las superficies colindantes podían alcanzar temperaturas muy altas sin afectar a la propia superficie blanca. [DELB21]

³ Valeo – A Global leader in driving assistance sensors

⁴ eAxe. The modular eAxe drive system – compact, cost-attractive and efficient

⁵ Industry Trends and Opportunity Analysis. Holistic Thermal Management Systems- xEVs

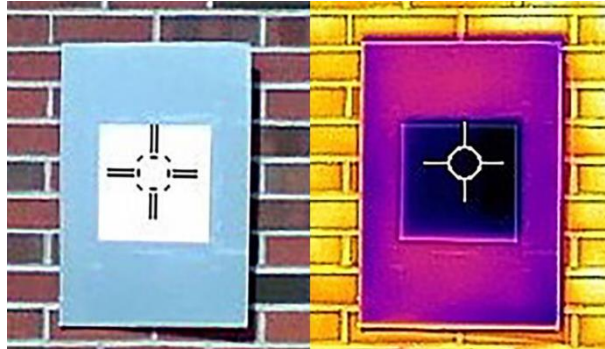


Ilustración 1. Análisis térmico de la pintura "super blanca" desarrollada en Indiana. Fuente: Universidad de Purdue

En el ámbito de la gestión térmica los principales fabricantes no se están quedando atrás. Surgen ideas como la creación de pequeñas burbujas térmicas o el uso de cierta inteligencia artificial que busque optimizar el consumo del sistema calentando o enfriando en los momentos clave y evitando así picos de consumo de energía (de ahora en adelante se conocerá como *Predictive Thermal Management*). [LIZH14]

Todas las innovaciones recogidas en este Trabajo de Fin de Máster serán aplicables a cualquier sistema motriz de cualquier vehículo. Al buscar sistemas de refrigeración eficientes con un manejo inteligente cuyo objetivo es el uso mínimo de energía, el resultado será útil tanto para los motores de diésel o gasolina como para los motores eléctricos e incluso los innovadores motores de hidrógeno.

3. Capítulo 3: Descripción del modelo desarrollado

En este tercer capítulo se va a proceder al diseño tanto del sistema HVAC como del software que aplique el *Predictive Thermal Management* comentado anteriormente. Se incluirán todas las suposiciones y asunciones, las simplificaciones y los procesos que se han seguido para llegar a los resultados de manera que todo sea coherente con la normativa vigente y con los objetivos del proyecto.

3.1. Descripción del HVAC

El diseño del HVAC propuesto en este trabajo incluye varios pasos detallados a continuación.

El proceso empleado será el general para el diseño de instalaciones de climatización. En un primer momento se estudiarán las condiciones ambientales en las que se encontrará el vehículo. Evidentemente, al estar en movimiento, las condiciones climatológicas irán cambiando. Sin embargo, con el fin de poder anotar algunos resultados, se dejarán todas las ecuaciones planteadas en función de las condiciones externas y se elegirá un caso base sobre el que realizar todos los cálculos. De este modo, sólo habrá que modificar las condiciones de contorno para obtener los nuevos resultados cada vez que el clima varíe.

Como caso base se escogerá el clima de Madrid, por ser la ciudad del autor, en condiciones de invierno y verano. No se tomarán datos extremos sino datos medios con algunas correcciones, de modo que la solución sea lo más general posible. Para ello se utilizará La Guía técnica de Condiciones climáticas exteriores de proyecto. Se trata de una guía técnica del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio de España. [IDAE]



Ilustración 2. Guía Técnica de condiciones climáticas. Fuente: IDAE - Ministerio de Industria

En segundo lugar, se definirán las cargas térmicas (sensibles y latentes) que el sistema deberá vencer para asegurar el confort; encontrando tanto cargas internas como externas. Todo ello se detalla más adelante.

En tercer lugar, se realizarán los cálculos de refrigeración y calefacción, uniendo los pasos anteriores, con los tres sistemas elegidos: ciclo estándar de compresión simple y ciclo de compresión doble en dos etapas con *intercooler* abierto y cerrado.

Por último, se recogerán los resultados en tablas y gráficas comparativas para su posterior análisis en el 4. Capítulo 4: Análisis de los resultados.

Una vez realizado el diseño del HVAC se comprobará que cumple con la normativa vigente de renovación de aire en espacios cerrados ocupados. Además, se expondrá la posibilidad de añadir medidores de CO₂ dentro del vehículo de manera que se tenga un control total sobre el confort de los pasajeros.

3.1.1. Características ambientales

El sistema HVAC que se va a diseñar debe funcionar tanto en invierno como en verano, es decir, debe ser capaz de calentar y de enfriar la cabina de pasajeros. Por ello, lo más lógico es que se recojan las características climáticas medias tanto del verano como del invierno. Como se ha comentado anteriormente, se va a hacer uso de la Guía Técnica del IDAE en la que se recogen más de 100 estaciones repartidas por toda España. Sin embargo, para el caso de ejemplo se ha decidido tomar como referencia la estación situada en el Parque del Retiro de Madrid.

Para definir correctamente las condiciones climatológicas del aire del ambiente necesitaremos conocer parámetros como la temperatura seca, la temperatura húmeda o la humedad relativa y la presión atmosférica. El objetivo será mantener los estándares de temperatura dentro del habitáculo. Según el RITE (Reglamento de las Instalaciones Térmicas en los Edificios) las condiciones ideales para verano e invierno son las que se recogen en la Tabla 2.

Estación	T operativa °C	Velocidad aire m/s	Humedad relativa %
Invierno	21-23	0,15-0,20	40-50
Verano	23-25	0,18-0,24	45-60

Tabla 2. Condiciones de confort para verano e invierno. Fuente: RITE

Como puede observarse, se trata de rangos de valores y no de cifras exactas. Son condiciones algo más estrictas que las mostradas en la Figura 1, por lo que se tomarán estas como valores límite por ser más restrictivas. La temperatura operativa y la humedad relativa serán los valores que se desean alcanzar para las dos variables principales, sin embargo la velocidad de salida del aire puede variar, aunque no debe bajar de 0,12 m/s según el RITE.

Según la Guía técnica, que recoge datos del Parque del Retiro desde 1998, las condiciones para un proyecto de refrigeración son las siguientes.

CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÁXIMA)							
TSMAX (°C)	TS _{0,4} (°C)	THC _{0,4} (°C)	TS ₁ (°C)	THC ₁ (°C)	TS ₂ (°C)	THC ₂ (°C)	OMDR (°C)
38,6	34,8	21,4	33,6	21,1	32,2	20,7	13,9

CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA HÚMEDA EXTERIOR MÁXIMA)					
TH _{0,4} (°C)	TSC _{0,4} (°C)	TH ₁ (°C)	TSC ₁ (°C)	TH ₂ (°C)	TSC ₂ (°C)
22,2	33,3	21,4	33,0	20,8	32,4

Tabla 3. Condiciones para un proyecto de refrigeración en Madrid. Fuente: IDAE

En este caso se utilizará la temperatura seca de la localidad con un percentil del 0,4% (34,8°C) para evitar un sobredimensionamiento del sistema. Se tomará también la temperatura húmeda de la localidad con un percentil del 0,4%, del mismo modo que se ha hecho con la temperatura seca (22,2°C).

Las condiciones para un proyecto de calefacción son, lógicamente, muy distintas. Según los datos recogidos por el IDEA, los parámetros para el invierno son los siguientes.

CONDICIONES PROYECTO CALEFACCIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÍNIMA)					
TSMIN (°C)	TS _{99,6} (°C)	TS ₉₉ (°C)	OMDC (°C)	HUM _{coin} (%)	OMA (°C)
-6,1	-0,8	0,3	8,9	69	35,6

Tabla 4. Condiciones para un proyecto de calefacción en Madrid. Fuente: IDAE

De nuevo los datos que se utilizarán serán los de la temperatura seca de la localidad con un percentil del 0,4% (-0,8°C) y la humedad coincidente como humedad relativa (69%).

3.1.2. Definición de cargas térmicas

Como ya se ha comentado anteriormente, existen dos tipos de cargas térmicas atendiendo a su origen. Por un lado, estarán las cargas térmicas externas que serán las ocasionadas por la transmisión directa de calor, la radiación solar en superficies opacas como puertas y techo y los acristalamientos (ventanas) y, por último, las cargas debidas a la ventilación o infiltración de aire exterior.

Por otro lado, estarán las cargas térmicas internas que serán las provenientes de las personas que se encuentren en la cabina, el calor desprendido por las baterías y el equipamiento electrónico (*inverter*, motor, electrónica de control) y, en última instancia, las cargas ocasionadas por la iluminación interior, aunque siendo estas mucho menores se valorará su inclusión en los cálculos.

Dentro de las cargas térmicas internas es importante distinguir entre las cargas que solo aportan calor (sensibles) y aquellas que aportan humedad (latentes). Existen cargas como por ejemplo los pasajeros que emitirán calor de los dos tipos, sensible y latente.

Todas las cargas se van a tratar de compensar impulsando un caudal másico de aire que será una mezcla entre aire exterior y aire de recirculación. Este caudal másico debe ser capaz de compensar tanto la carga sensible total como la carga latente.

Las cargas internas por pasajeros son relativamente sencillas de calcular. La tabla PR12 del RITE establece las cargas térmicas emitidas por las personas en función de la ubicación y la actividad que estén realizando.

Actividad	Tipo de local	Temperatura del local (°C)					
		27		24		21	
		Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Dormido, descanso	Vivienda	35	35	45	25	50	20
Sentado, reposo	Teatro, escuela,	40	45	50	35	55	30
Sentado, trabajo ligero	Oficinas, bancos, restaurantes	50	55	60	50	70	40
En pie, trabajo ligero, marcha lenta	Tiendas, farmacias, almacenes	50	75	65	60	70	55
Trabajo ligero industrial	Fábricas, almacenes, talleres	45	120	65	100	80	85
Ejercicio físico	Sala de baile, gimnasio,	50	130	70	110	85	95
Trabajo penoso	Fábrica, mina,	100	210	110	200	130	180

Tabla 5. Tabla PR12 sobre las cargas térmicas en personas. Fuente: RITE

Al tratarse de una normativa para edificios y no para automóviles se tendrán que encontrar semejanzas. En primer lugar, se puede considerar que el conductor está realizando un trabajo ligero estando sentado, por lo que el valor de su carga sensible estaría entre 60 y 70 W/persona dependiendo de si es verano o invierno. En segundo lugar, para el resto de pasajeros se puede considerar que están sentados y en reposo, por lo que su carga sensible unitaria estaría entre 50 y 55 W/persona. El rango de valores para los calores latentes desprendidos por el conductor y los pasajeros no sería mucho mayor, siendo 50 y 40 W/persona para el primero y 35 y 30 W/persona para los segundos.

Otro de los elementos que generan calor dentro del vehículo eléctrico son las baterías. Son uno de los elementos más importantes y con mayor margen de mejora. Generalmente se tratan de baterías de litio que, mediante procesos químicos, almacenan electricidad durante la carga. Como se ha comentado anteriormente, las baterías se dividen en celdas que se cargan y descargan simultáneamente. Sin embargo, existen algunos desajustes que pueden afectar tanto al rendimiento de las baterías como a su vida útil. El primero y menos dañino es el desbalance térmico entre celdas. Es posible que al cargar o descargar algunas celdas tengan una temperatura muy distinta al resto.

Esta diferencia puede generar fallos en el funcionamiento lo que implica un menor rendimiento. Además, es una posible causa del segundo problema que se comenta más adelante. La solución pasa por intentar atemperar todas las celdas creando una distribución de temperaturas uniforme. El segundo y más grave de los dos problemas es el ya comentado *Thermal runaway*. Consiste en varias etapas en las que la temperatura va aumentando sin control y acaba provocando daños irreparables en las celdas. Primero, la capa SEI se disuelve a unos 80°C. Esto puede deberse a una corriente eléctrica excesiva o a un ambiente muy cálido. Después de la ruptura de la capa, el electrolito empieza a reaccionar con el ánodo, siendo esta una reacción exotérmica que genera todavía más calor. Este exceso de calor hace que los disolventes orgánicos de la celda se rompan liberando gases de hidrocarburo normalmente cuando la temperatura alcanza los 110°C.

Lógicamente, al tratarse de una liberación de gases en un recipiente cerrado, la presión aumenta considerablemente a la par que la temperatura. Sin embargo, debido a la falta de oxígeno las celdas no se incendian. Llegados a este punto, es necesario ventilar los gases fuera de las celdas para disminuir la presión y la temperatura. En caso de no hacerlo, el separador se funde provocando un cortocircuito entre el ánodo y el cátodo a una temperatura de unos 135°C. Finalmente, el cátodo de óxido de metal colapsa a 200°C liberando una cantidad de oxígeno suficiente como para que las celdas empiecen a incendiarse. Una vez se incendia la primera celda, el fuego se propaga al resto de celdas pudiendo ocasionar incluso explosiones.

Existen algunos mecanismos que intenta evitar la propagación del *Thermal runaway* o directamente que tenga lugar el propio fenómeno. Una de estas técnicas, la que parece más prometedora, es la que combina la refrigeración de las baterías con un líquido dieléctrico en el que embeber las mismas. De este modo se crea una barrera física que impide tanto la propagación como los propios incendios. La empresa 3M ha realizado algunos ensayos reportando resultados alentadores.

En el caso de este TFM, lo más interesante es la cantidad de calor que las baterías desprenden, no sólo para aprovecharlo en invierno como fuente de calor, sino también para tenerlo en cuenta como elemento a refrigerar en verano. Ya se ha comentado anteriormente que hay sistemas de refrigeración de baterías que aprovechan el propio HVAC del vehículo para disipar ese calor extra. Por lo tanto, en la medida de lo posible, estas cargas térmicas se tendrán en cuenta en el diseño del HVAC.

Lógicamente el calor desprendido por las baterías depende tanto del punto de funcionamiento del motor como de la temperatura ambiente. Al ser algo que queda fuera del estudio de este proyecto, se han recogido datos de un estudio realizado por dos estudiantes de máster de la Chalmers University of Technology. En dicho estudio, se ensayan las baterías mediante el protocolo NEDC (véase 1.1 Introducción) a distintas temperaturas y con distintos modelos de refrigeración. En el caso que nos ocupa, son especialmente interesantes los datos de calor transferido al sistema de refrigeración y del calor generado. [LIZH14]

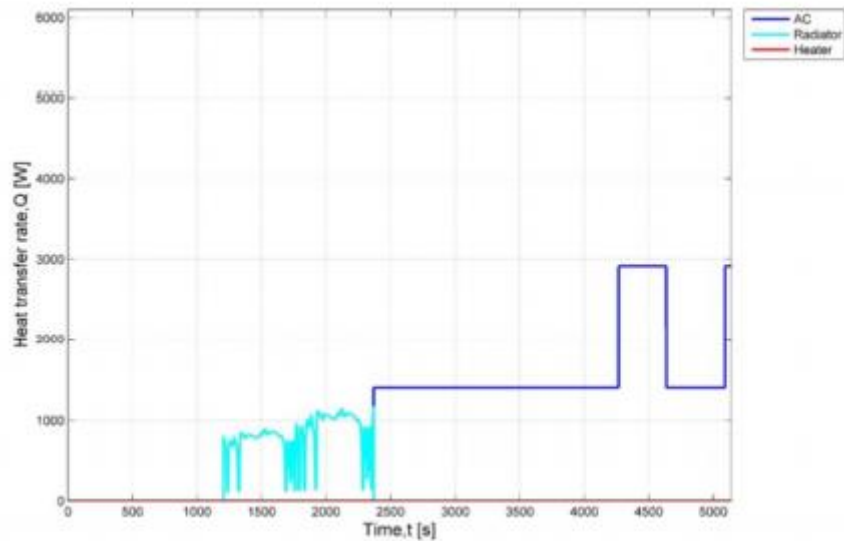


Figura 8. Calor disipado por el sistema de refrigeración de las baterías. Fuente: Chalmers University of Technology

En la Figura 8 la curva que representa el AC (azul oscuro) es la cantidad de calor disipado desde que se enciende la refrigeración activa de las baterías. Los picos que se aprecian se deben a las características del ensayo.

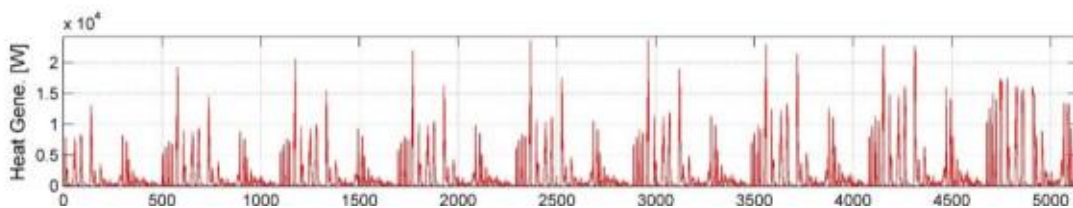


Figura 9. Calor generado por la batería. Fuente: Chalmers University of Technology

En la Figura 9 se muestra el valor del calor generado por las baterías en cada segundo del ensayo. Debido a los requerimientos del motor en cada instante del ensayo no se trata de una demanda constante. Para nuestro caso base se tomará la media de calor generado, es decir, 1.300 W.

A pesar de utilizar un valor constante de calor generado por parte de la batería, en una posible ampliación del proyecto en colaboración con los autores del estudio de la Chalmers University, se podría integrar el mapa de calor generado en cada instante en los cálculos que se realicen e incluso en el propio software consiguiendo un sistema más robusto e inteligente que controle todavía más parámetros. Sin embargo, en este estudio queremos limitarnos al confort térmico de los pasajeros por lo que la refrigeración de las baterías puede considerarse un extra.

Siguiendo la división de cargas internas y cargas externas, las dos últimas cargas internas serían el motor eléctrico y el *inverter* junto con la electrónica. En el caso del motor eléctrico es necesario suponer la potencia del motor y el rendimiento del mismo. Se ha

decidido tomar como referencia un motor de 73,5 kW de potencia útil y un rendimiento del 94,1%.

$$\eta = \frac{P_u}{P_u + Q_{dis}}$$

Sustituyendo en la ecuación por los valores comentados anteriormente obtenemos que el motor disipa 4,61 kW de media cuando está en funcionamiento. Ocurre algo similar a lo comentado anteriormente con las baterías, dependiendo del punto de funcionamiento del motor disipará más o menos calor. Al igual que en el caso anterior, sería interesante unir ambos proyectos, este y el de la Chalmers University of Technology, para obtener un modelo más realista y completo. Sin embargo, esa unión escapa a los objetivos del presente proyecto y por ello se toman los datos considerados necesarios sin hacer mayor hincapié en el ensayo realizado por los autores del estudio.

Por lo tanto, se decide generar un simulador de potencia útil en el que se tienen en cuenta diversos factores como la densidad del aire, el peso del vehículo, la velocidad que lleva y la pendiente de la vía por la que circula. En el caso base se utiliza la potencia máxima del motor, obteniendo el máximo calor generado. Sin embargo, para el desarrollo del software se incluirán los cálculos pertinentes para obtener el calor disipado en cada punto de operación.

El calor disipado por el motor eléctrico saca a relucir dos de los principales problemas de este tipo de vehículos, las fuentes de calor. A diferencia de los motores de combustión interna, las fuentes de calor son mucho más limitadas por lo que, en caso de necesitarlo, habrá que aprovechar la reversibilidad del sistema HVAC, es decir, de la bomba de calor para aclimatar tanto la cabina como el resto de elementos cuyo funcionamiento se vería comprometido en caso de no aportarles el calor necesario. Asimismo, a pesar de aceptar un rango de temperaturas bastante amplio, el motor eléctrico no debe superar los 65°C si se desea que siga funcionando correctamente y no se acorte su vida útil. En ambientes cálidos como los que se dan en verano, será necesario refrigerar el motor para que no supere esa temperatura límite, consumiendo recursos de la batería y metiéndole más carga de trabajo al sistema HVAC.

En el caso del *inverter* y la electrónica, el calor disipado es mucho menor. La electrónica que llevan los coches eléctricos puede generar entre 30 y 250 W/cm². Sin embargo, normalmente se ventila con un flujo de aire proveniente del exterior. Esto se debe a que el calor generado es ridículo, frente a las cargas térmicas mencionadas anteriormente llegando a ser incluso de 20 W. El caso del *inverter* es relativamente similar. La propia interacción del aire exterior contra la parte frontal del vehículo es suficiente como para ventilarlo, teniendo en cuenta además que el rango de temperaturas de operación para este componente va desde los 0°C hasta más de 60°C. En caso de disponer de ensayos, se incluirían los valores del calor generado pero su ausencia y la diferencia tan mínima que supone su inclusión o no, han hecho que se decida no tenerlos en cuenta para este estudio. De este manera y asumiendo que en el peor de los casos viajarán 3 pasajeros y 1 conductor, las cargas térmicas internas para invierno y verano son las que se muestran a continuación.

Unidades (W)	Invierno (21°C)		Verano (24°C)	
	Qsensible	Qlatente	Qsensible	Qlatente
Conductor/Pasajeros	235	130	210	155
Batería	1300	-	1300	-
Motor	4610	-	4610	-
Inverter y electrónica	-	-	-	-
Total	6145	130	6120	155

Tabla 6. Cargas térmicas internas del caso base. Fuente: Propia

Al no tener en cuenta las diferencias entre el calor emitido por el motor y la batería dependiendo de la temperatura ambiente, las cargas térmicas tanto sensible como latente quedan similares. Sin embargo, la gran diferencia vendrá cuando se calculen las cargas térmicas externas, sobre todo las cargas por radiación. Aun así, se insiste una vez más en que incluir la variabilidad del calor desprendido por el motor y la batería sería una tarea relativamente sencilla y rápida de realizar si se dispusiera de los datos.

Por último, según el RITE, existe otro tipo de cargas internas que serían las de iluminación y equipamiento. Estas cargas sensibles son realmente importantes en edificios como cines o naves industriales. Estas cargas se deben a la incandescencia de las lámparas o al calor generado por aparatos como móviles, ordenadores, proyectores o tablets. Sin embargo, al trasladarlo a cualquier tipo de vehículo, la iluminación interior del automóvil es más bien escasa. Por otro lado, se suele tratar de una iluminación mediante LEDs que no emiten calor. En el caso de los aparatos mencionados anteriormente, se podría considerar su aporte de calor, pero en este estudio se desestima esa idea por ser todavía más irrelevante que el calor generado por los elementos electrónicos del vehículo.

Dentro de las cargas térmicas externas, aquellas que dependen de las condiciones climatológicas, se distinguirán dos grandes tipos. Por un lado, estarán las cargas por radiación y por otro las cargas por convección y conducción. El aporte de calor será significativamente distinto en invierno y en verano, al contrario de lo que sucede con las cargas internas. Para determinar el valor de cada carga se tomarán como datos los índices medios de radiación en Madrid con algunas correcciones, ya que esos índices suelen ser para superficies colocadas en horizontal. Asimismo, se tomarán como temperaturas ambientales aquellas reflejadas en las Tabla 3 y Tabla 4. En la Ilustración 3 se puede ver una ilustración de las cargas térmicas que se están estudiando.

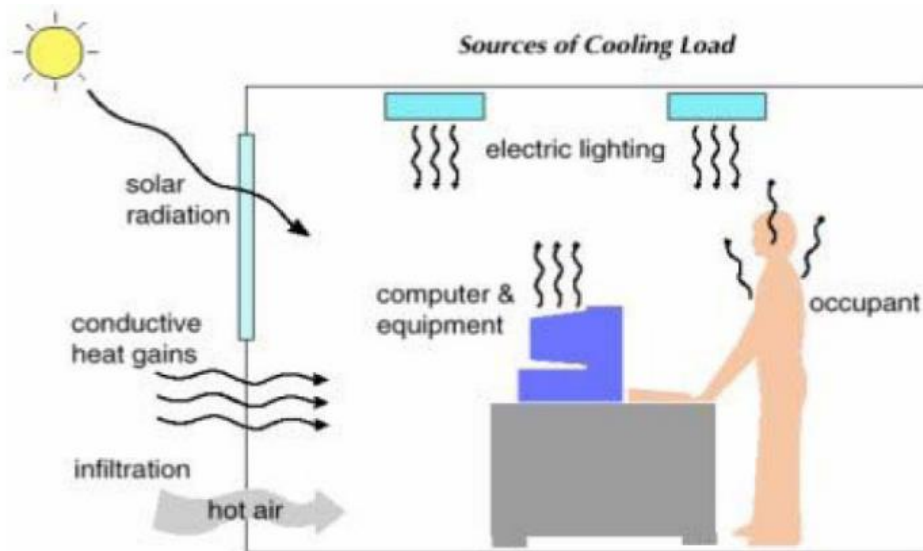


Ilustración 3. Cargas térmicas a estudiar. Fuente: ICAI - Climatización

Es importante recalcar que tanto la carga térmica por radiación como las producidas por convección y conducción son cargas sensibles, es decir, sólo aportan calor al ambiente, ninguna de ellas supone un aporte o una disminución de humedad. Por lo tanto se puede adelantar que el valor de la carga latente será 0 en los tres casos. Las cargas latentes se introducirán junto con el aire exterior de renovación que el sistema HVAC considere.

En el caso de la radiación, esta se transmitirá a través del techo, las ventanas y las puertas del coche. La principal será la radiación que entre a través del vidrio. Esta radiación dependerá de la situación geográfica (la latitud), de la hora del día, del año y de la orientación del vidrio, es decir, de la inclinación del vidrio con respecto a una superficie completamente horizontal. Existen dos tipos distintos de radiación:

- Radiación directa: aquella que se produce cuando la superficie receptora está directamente expuesta a los rayos solares.
- Radiación difusa: aquella que se produce sin necesidad de tener la superficie receptora directamente expuesta a los rayos solares.

Los materiales como el vidrio absorben una pequeña cantidad de calor y el resto lo reflejan o lo refractan. La cantidad de calor no absorbido depende en gran medida del ángulo de incidencia de los rayos del sol.

Para el cálculo de la radiación en verano tomaremos un día de verano al azar, por ejemplo el 23 de julio. Lógicamente el nivel de radiación solar dependerá de la hora del día y de la orientación del vehículo. En la Tabla 7 se reflejan los valores de radiación directa, radiación difusa y la porción de calor absorbido por el vidrio que penetra en el ambiente dependiendo de la orientación y la hora del día. Los valores de la Tabla 7 representan la radiación solar que atraviesa el vidrio en kcal/hora*m². Sin embargo, al poseer las ventanas un marco metálico habrá que aplicar un coeficiente de corrección a cada uno de los valores recogidos cuyo valor es 1,17. Asimismo, al tratarse de vidrios absorbentes se deberá aplicar otro coeficiente corrector más cuyo valor es de 0,8. Dichas correcciones no se reflejan en la Tabla 7 sino en los cálculos realizados posteriormente.

40° Latitud norte		HORA SOLAR								
MES Y DÍA	EXPOSICIÓN	10	11	12	13	14	15	16	17	18
23 DE JULIO	N	38	38	38	38	38	35	32	54	56
	NE	81	38	38	38	38	35	32	27	16
	E	257	119	38	38	38	35	32	27	16
	SE	268	192	92	38	38	35	32	27	16
	S	94	119	146	119	94	51	32	27	16
	SO	38	38	92	192	268	301	295	238	138
	O	38	38	38	119	257	385	439	436	341
	NO	38	38	38	38	81	198	303	360	320
	HORIZONTAL	569	629	642	629	569	485	363	222	84

Tabla 7. Radiación solar a través del vidrio. Fuente: ICAI - Climatización

Al tratarse de un vehículo en movimiento por una carretera que no tiene por qué ser recta, existen algunos problemas con el cálculo de la radiación. Por ejemplo, la orientación de las ventanas del vehículo va cambiando a medida que se avanza en el trayecto con cada curva. Del mismo modo, la radiación solar depende de la hora del día. Como se puede ver en la Tabla 7, la radiación que penetra por el Este durante la mañana es mucho mayor que la que lo hace por la tarde. Esto se debe simplemente a que el Sol sale por el Este y se pone por el Oeste. A pesar de ser las orientaciones con más variación de radiación, no son las únicas. Tanto la orientación Norte como Sur experimentan también un cambio notable al depender directamente de la posición del Sol en el cielo.

De este modo, habrá que hacer algunas suposiciones y simplificaciones para poder realizar los cálculos. En primer lugar, habrá que hacer distinción entre las ventanas más verticales y el vidrio más horizontal. Por lo que, tanto para las ventanas como para el vidrio trasero, se hará la media entre todos los valores salvo el de la posición horizontal. Sin embargo, para el cristal delantero, se decide hacer la media de los valores asociados a la posición horizontal por ser la entrada de luz más “tumbada” de todas. Además, con esta última simplificación, se intenta compensar el error introducido por haber hecho la media de los valores anteriores. Los resultados son los que se recogen en la Tabla 8.

Ventana	Radiación (kcal/hora*m ²)	Radiación (W/m ²)
Lateral	109	126,77
Trasera	109	126,77
Delantera	466	541,96

Tabla 8. Radiación solar por cada ventana. Fuente: Propia

Los resultados se expresan tanto en kilocalorías por hora y por metro cuadrado como en vatios por metro cuadrado, siendo la segunda la que se utilizará más adelante.

Una vez calculadas las cargas térmicas por radiación a través de los vidrios, queda por calcular la transmisión de calor que se da a través de puertas y techos, al existir una diferencia de temperatura entre el interior y el exterior.

La transmisión de calor que se produce a través de puertas y techos depende de varios factores. Por un lado, la radiación solar absorbida por las superficies exteriores se transmite por conducción al interior del habitáculo. Por otro lado, la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior también provoca una transferencia de calor que puede suponer un aporte (por ejemplo, en verano, cuando la temperatura exterior es mayor que la interior) o una pérdida de calor (por ejemplo, en invierno, cuando la temperatura interior es mayor que la exterior).

Existen diferentes técnicas para el cálculo total de la transmisión de calor. Se puede aplicar la fórmula general de transmisión de calor:

$$Q = k * s * (T_i - T_o)$$

Sin embargo, la transmisión de calor a través de los cerramientos es más compleja y no puede simplificarse tanto por dos razones principales. Al tener condiciones del proceso variables, la hipótesis de flujo estacionario no es aplicable. Asimismo, la incidencia de la radiación solar es muy grande y no puede despreciarse. Por lo tanto, el calor neto transmitido a través de una superficie externa podría expresarse de una manera más completa:

$$Q = S * [\alpha * It + h_o * (T_o - T_{wo}) - \varepsilon * \Delta R]$$

Donde α es el coeficiente de absorción de la radiación solar (tomando el valor unidad para un cuerpo negro); It la radiación total incidente sobre la superficie expresada en W/m^2 ; h_o el coeficiente de transmisión de calor por convección en la superficie de la pared; T_o la temperatura del aire exterior; T_{wo} la temperatura de la superficie exterior de la pared; ε la emitancia semiesférica de la superficie; y ΔR la diferencia entre la radiación de onda larga incidente en la superficie y la radiación emitida por el cuerpo negro a la temperatura T_o .

Sin embargo, dada la dificultad de realizar un cálculo exacto de calcular la transmisión de calor hacia el interior de un cerramiento debida fundamentalmente a la acción de la radiación solar y al carácter no estacionario del proceso, se puede emplear un método distinto conocido como Método de la diferencia equivalente de temperaturas (Cooling load temperature difference o CLTD). Se trata de un método que ya se incorporaba en ediciones del Manual Carrier en los años 70 y que ha sido mejorado por ASHRAE. Este método introduce el concepto de “diferencias equivalentes de temperatura”. Se trata de un salto térmico ficticio entre el interior y el exterior que permite calcular la carga térmica utilizando la expresión clásica de transmisión de calor. De esta manera se incorporan tanto la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior como la inercia térmica de los cerramientos (su retraso y amortiguación). Incluyendo también las variaciones cíclicas de la radiación solar y de las temperaturas exteriores y la absorción de radiación solar que presentan los cerramientos. Así pues, la fórmula quedaría de la siguiente manera:

$$Q = K * S * \Delta t_{eq}$$

En este caso, Q representa la potencia térmica transmitida al interior del cerramiento medida en vatios; K es el coeficiente global de transmisión medido en W/m²*K o W/m²*°C; Δt_{eq} representa la diferencia equivalente de temperaturas que da nombre al método y S la superficie del cerramiento estudiado.

Este método es útil también para realizar los cálculos de transmisión de calor a través de vidrios. Sin embargo, la inercia térmica del cristal es nula por lo que se emplearía directamente la diferencia de temperaturas real. Para el resto de cerramientos, existen tablas de las que se pueden extraer los valores necesarios atendiendo a la época del año, la latitud, la diferencia máxima entre las temperaturas interior y exterior, la oscilación de temperatura diaria, la temperatura interior constante y el color del cerramiento. Introduciendo estos datos se puede obtener la diferencia de temperaturas equivalentes en función de la hora, el peso de las estructuras y la orientación del cerramiento.

Como se puede apreciar en las tablas, el peso de los elementos “amortigua” el impacto de la radiación solar y retrasa la entrada de calor al local. Lógicamente, a mayor peso mayor efecto de retraso y amortiguación. Por otro lado, los techos sin protección solar son también fuente de grandes cargas térmicas durante la tarde.

Para hallar la diferencia de temperatura equivalente se ha elaborado una tabla válida para muros al sol, con una temperatura seca exterior de 34°C durante el mes de julio y con una latitud de 40° norte.

Pared con orientación	Peso de la pared	HORA SOLAR				
		12	13	14	15	16
Nordeste	<100 kg/m ²	7.4	6.9	6.4	6.9	7.4
Este		17.4	10.8	6.4	6.9	7.4
Sudeste		15.2	14.1	13.1	10.2	8.5
Sur		11.9	14.7	16.4	15.2	14.1
Suroeste		3	10.2	14.1	18.6	21.9
Oeste		3	7.4	10.8	17.5	21.9
Noroeste		3	5.3	6.4	10.2	13.1
Norte		1.9	4.2	5.3	6.4	7.4

Tabla 9. Diferencia de temperatura equivalente para muros al sol. Fuente: Propia

De nuevo se obtienen valores para las distintas orientaciones posibles. La estrategia a seguir será la misma que en el apartado anterior, se realizará la media entre todas las posibles orientaciones. El valor obtenido para la diferencia de temperatura equivalente es 10,22°C.

Se debe realizar el mismo cálculo para el techo. De nuevo se elabora la tabla de diferencia de temperaturas equivalente para techos oscuros.

Techo	Peso del techo	HORA SOLAR				
		12	13	14	15	16
Soleado	< 100 (Kg/m ²)	8.1	13.4	17.5	20.8	23.6
Sombra		3	4.7	6.4	6.8	3.4

Tabla 10. Diferencia de temperatura equivalente para techos oscuros. Fuente: Propia

Es importante recalcar que estos valores corresponden a un techo oscuro, por lo tanto se debe aplicar un factor de corrección. La fórmula utilizada para aplicar las correcciones necesarias es la siguiente:

$$\Delta T_{eqc} = a + \Delta T_{eqs} + F_c * (\Delta T_{eqm} - \Delta T_{eqs}) * \frac{R_s}{R_m}$$

Esta ecuación tiene en cuenta correcciones debidas a la oscilación diaria, a los techos con aislamiento, al color de los techos, variaciones por la hora del día y por el mes del año.

Sin embargo, al haber realizado los cálculos para el mes de julio y haber hecho una media de todos los valores, el único factor de corrección aplicable es el del color de los techos. En este caso se elige el factor de corrección correspondiente a techos de colores claros cuyo valor es de 0,78. Por lo tanto el cálculo a realizar sería el siguiente:

$$\Delta T_{eqc} = \Delta T_{eqs} + F_c * (\Delta T_{eqm} - \Delta T_{eqs}) * \frac{R_s}{R_m}$$

$$\Delta T_{eqc} = 5,68 + 0,78 * (16,68 - 5,68) = 14,26^{\circ}C$$

Finalmente, la diferencia de temperatura equivalente con la que se realizará el resto de cálculos es 14,26°C. Cabe recordar que se han hecho algunas asunciones que no deberían variar en exceso el resultado final siendo este semejante a la realidad.

Una vez calculada la diferencia de temperatura equivalente quedan otros dos parámetros por definir, la superficie y el coeficiente global de transmisión. La superficie es un parámetro geométrico que se definirá más adelante. Mientras que el coeficiente global de transmisión de calor es un parámetro que hay que calcular.

Se decide considerar que las paredes del vehículo serán una estructura formada por dos capas planas y paralelas. La primera de estas capas, la que está expuesta a la radiación solar, será de chapa y la otra capa será un material aislante. Por comodidad, en este caso se decide que el material aislante que se utiliza para el cálculo térmico sea Polipropileno aluminizado.

Para determinar el coeficiente global de transmisión de calor se utilizará la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} + \frac{L_1}{\lambda_1} + \frac{L_2}{\lambda_2} + \dots$$

Se trata de una analogía eléctrica en la que se colocan varias “resistencias” siendo estas las capas del cerramiento. Los puntos suspensivos indican que si hubiese más de dos capas podría tenerse en cuenta añadiendo los valores de conductividad y espesor.

En la ecuación comentada K es el coeficiente global de transmisión de calor; h_e y h_i son los coeficientes de convección relativos a la transmisión de calor entre las superficies externa e interna respectivamente; L_1 y L_2 son los espesores de las capas y λ_1 y λ_2 son los coeficientes de conductividad interna de las capas primera y segunda.

Deben definirse algunos valores para poder continuar con el cálculo. Se decide que el espesor de la chapa será de 1 cm por ser un valor típico. Para la capa de aislante se eligen 3 cm de grosor. Los coeficientes de conductividad térmica son datos medibles, de este modo el coeficiente para el acero es de 58,38 W/m*°C y el coeficiente de conductividad para la capa aislante es de 0,041 W/m*°C. Por último, quedan por definir los coeficientes de convección tanto para la interacción de la chapa y el exterior del vehículo como para

la interacción del aislante con la cabina. Estos valores son 33,73 W/m²°C y 9,304 W/m²°C respectivamente. Por lo tanto, la ecuación queda de la siguiente manera:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{33,73} + \frac{1}{9,304} + \frac{0,01}{28,38} + \frac{0,03}{0,041}$$

Realizando los cálculos se obtiene que el valor de K es 1,14 W/m²*°C.

Para obtener los valores finales de las cargas térmicas es necesario definir las medidas geométricas de las ventanas. Se le dará una superficie de 1,29 m² a la ventana frontal, 0,875 m² a la ventana trasera y 1,05 m² a las ventanas laterales. La superficie sobre la que incide la radiación solar en el lateral del vehículo será de 1,95 m² y en la zona trasera 1,125 m². Por último, se estima que la superficie del techo será de 2,4 m².

A medida que se han ido realizando los cálculos para las cargas térmicas en verano, en Madrid, y viendo las temperaturas escogidas tanto para verano como para invierno, queda claro que el caso limitante es el verano. La energía consumida por el HVAC en verano en una ciudad como Madrid es significativamente mayor que la energía consumida en invierno. Por lo tanto, se decide realizar el estudio de cargas térmicas externas simplemente para verano y diseñar el HVAC para solventar las cargas térmicas generadas en verano.

Por último, en la Tabla 11 se recogen las cargas térmicas externas totales que se deberán vencer, tanto las generadas por radiación como las generadas por conducción y convección. Lógicamente todas ellas son cargas sensibles. [MATA14]

Superficie	Qtransferido (W)
Ventana lateral x2	249,18
Ventana frontal	654,38
Ventana trasera	103,76
Pared lateral x2	45,44
Pared trasera	13,12
Techo	39,02
Total	1104,9

Tabla 11. Resultados cargas térmicas externas

3.1.3 Normativa sobre renovación del aire

Existen distintos criterios para establecer el caudal de renovación de aire. Si se siguen los criterios establecidos por el RITE, habrá que extrapolar sus parámetros establecidos para recintos y comercios a vehículos. El RITE establece tres categorías distintas dependiendo de la calidad de aire deseada:

- IDA 1: aire de óptima calidad
- IDA 2: aire de buena calidad
- IDA 3: aire de calidad media
- IDA 4: aire de baja calidad

El mismo reglamento establece que el aire de renovación necesario por persona para obtener una calidad de aire media es de $8 \text{ dm}^3/\text{s}$. Esto significa que se deben renovar $28,8 \text{ m}^3/\text{h}$ por persona. Siguiendo con el criterio utilizado a lo largo de todo el proyecto, se va a suponer que en el vehículo viajarán un conductor y tres pasajeros. Por lo tanto, el caudal de renovación de aire debe ser de $115,2 \text{ m}^3/\text{h}$. [MOLI19]

El aire exterior introducido debe ser filtrado, sobre todo teniendo en cuenta que vehículo no viaja solo por la carretera y el resto de automóviles contaminan el aire exterior. En función de la calidad del aire exterior se establecen unos tipos de filtración u otros. Suponiendo una calidad del aire exterior ODA 2, correspondiente al centro de una ciudad media, la clase de filtración necesaria será F7.

Se supone que las consideraciones del RITE tienen en cuenta los valores de CO_2 máximos para asegurar una buena conducción. Sin embargo, si se quiere aumentar la fiabilidad del sistema es posible introducir un elemento de retroalimentación que compruebe que está siendo efectiva la renovación de aire. Este elemento es un simple medidor de niveles de CO_2 , algo relativamente simple de instalar. El detector podría estar conectado al sistema, incluyéndolo en el software como un elemento determinante para aumentar o disminuir el caudal de aire exterior afectando así a la cantidad de aire de recirculación permitido.

Una vez definido el caudal de aire de renovación y sus condiciones de temperatura y humedad, se pueden calcular las condiciones del aire de mezcla y el caudal de recirculación necesario para cumplir los objetivos propuestos.

Se puede dividir el circuito en dos partes. Por un lado está el enfriamiento que se produce en el evaporador del ciclo de compresión que se escoja. Por otro lado el circuito de impulsión de aire que coge parte del exterior y parte del interior de la cabina, los mezcla y los hace pasar por la primera parte antes de introducirlo en la cabina. Para los cálculos de caudal de aire introducido en el habitáculo hay que tener en cuenta ambas partes.

En un primer momento se explicará el proceso de enfriamiento para después pasar a la segunda parte del circuito. El evaporador recibe una corriente de aire que es mezcla del aire de recirculación y del exterior. Esta mezcla se hace pasar por el interior de los tubos del intercambiador de calor que hay en el evaporador tratando de enfriar la máxima cantidad de aire posible.

Como en cualquier proceso natural, no todo el aire intercambiará calor con el foco frío. Para poder tener eso en cuenta se define un concepto llamado factor de by-pass (FB). Se asume que un porcentaje del aire no se enfriará por lo que el resultado será una mezcla del aire que ha cedido calor y que se encuentra en unas condiciones distintas y el aire que ha pasado por el evaporador sin sufrir ningún cambio.

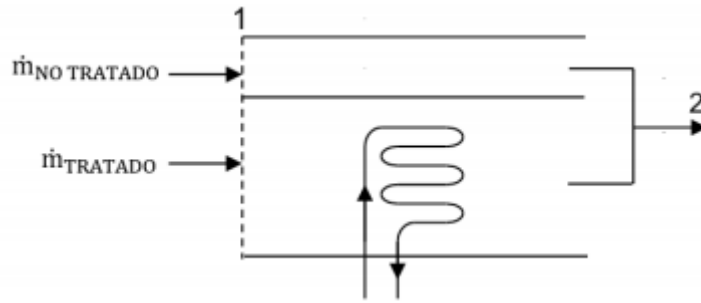


Figura 10. Esquema del proceso elemental de enfriamiento. Fuente: ICAI -Instalaciones Industriales

En un apartado anterior se decidió que la temperatura superficial del radiador del evaporador fuera de 16°C para evitar rocío. Gracias a esta elección, en el intercambiador tiene lugar un proceso de enfriamiento sensible. Esto quiere decir que no hay intercambio de humedad entre la corriente de aire y el refrigerante que circula por el circuito de compresión.

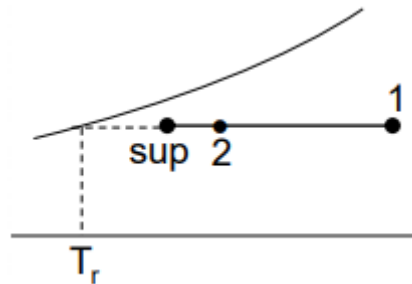


Figura 11. Representación del proceso de enfriamiento en el diagrama psicrométrico. Fuente: ICAI - Instalaciones Industriales

Como se puede ver en la figura anterior, la diferencia entre los puntos de entrada (1) y salida (2) es solo la temperatura seca. Por eso la línea es horizontal, porque la humedad permanece constante. Esto implica que la humedad que lleve la mezcla será la humedad que luego se impulse a la cabina. Se ha tomado esta decisión para evitar que se forme agua a causa del rocío. Esto implicaría un mantenimiento no deseado y un sobre coste a largo plazo. Además, la humedad exterior será menor que la interior por lo que mezclando el aire de recirculación con el de aportación en las cantidades precisas este aumento de la humedad causado por los pasajeros se compensa.

Para los cálculos se ha tomado como temperatura superficial 16°C y como factor de by-pass 0,2 por ser un valor habitual en este tipo de aplicaciones. La manera de calcularlo es la siguiente:

$$w_1 = w_2$$

$$T_2 = T_{sup} - FB * (T_{sup} - T_1)$$

$$h_2 = h_{sup} - FB * (h_{sup} - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_{as} * (h_2 - h_1)$$

Donde w_1 y w_2 representan la humedad específica medida en kg de agua por kg de aire seco. T_1 y T_2 son las temperaturas secas del aire a la entrada y la salida. T_{sup} es la temperatura superficial de los tubos del intercambiador. Además, h_1 y h_2 son las entalpías específicas del aire a la entrada y la salida y Q es el calor intercambiado. Este calor es el calculado en el apartado de cargas térmicas.

Por otro lado, la segunda parte del circuito engloba la mezcla de las dos corrientes de aire. En este caso no solo se transfiere calor. Se trata de una mezcla cuyo resultado tendrá unas características u otras dependiendo de la cantidad de aire recirculado y exterior que entre.

Al inicio de este apartado se calculó la cantidad de aire que debe recircularse ($115,2 \text{ m}^3/\text{h}$). Para poder trabajar con las dos corrientes es necesario saber las características de ambas. Por un lado, el aire exterior está a una temperatura seca de $34,8^\circ\text{C}$ para este caso base y a una temperatura húmeda de $22,2^\circ\text{C}$. Gracias a estos dos datos y al diagrama psicrométrico del aire se puede saber que su entalpía específica es de $64,37 \text{ kJ/kg}$, su humedad $0,0113 \text{ kg/kg}$ de aire seco y su volumen específico $0,87719 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Para este cálculo es interesante saber la cantidad de aire exterior que entra por unidad de tiempo, es decir, el caudal másico. Sin embargo, teniendo los metros cúbicos por hora y el volumen específico del aire en esas condiciones, resulta un cálculo sencillo.

$$\dot{m} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = \frac{\text{Caudal} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]}{\text{Vol. específico} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]} * \frac{1}{3600}$$

Lo mismo debe hacerse con el aire del interior de la cabina. Se ha establecido que las condiciones de confort sean 24°C y una humedad relativa del 50%. Con estos datos se puede obtener directamente del diagrama psicrométrico el valor de la entalpía específica ($47,8 \text{ kJ/kg}$), la humedad específica ($0,0092 \text{ kg/kg}$ de aire seco) y el volumen específico ($0,847457 \text{ m}^3/\text{kg}$).

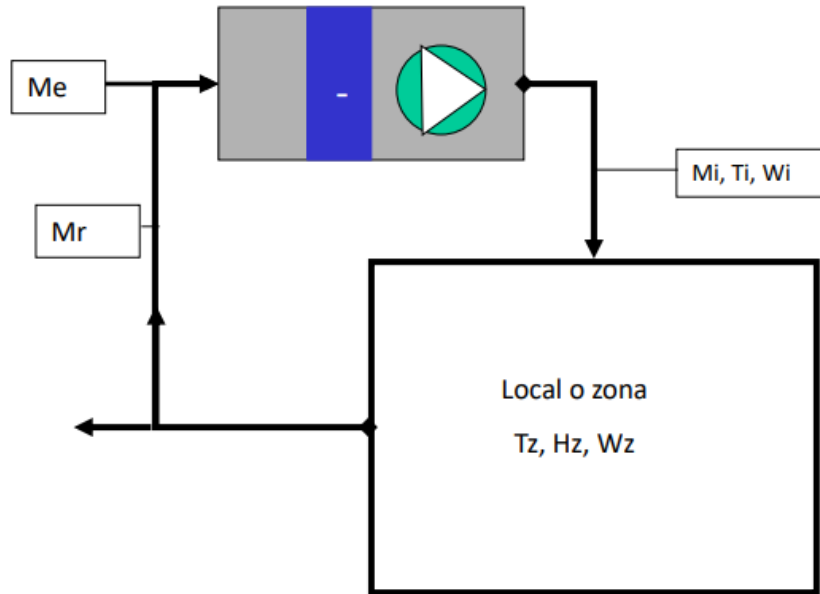


Figura 12. Esquema del circuito de ventilación. Fuente: ICAI - Instalaciones Industriales

En la figura anterior está representado el esquema total de la instalación. La primera parte del circuito corresponde al dibujo de la UTA que hay en la parte central superior. Se pueden ver perfectamente las dos partes que se comentaban anteriormente. Por un lado está la batería de frío ya analizada y por otro el resto del circuito de ventilación. El local o zona es la parte interior del vehículo, la cabina. El flujo de aire sale de la cabina para mezclarse con el aire exterior. Para poder mantener la presión de la cabina, parte del aire de recirculación debe salir al exterior por lo que este se ramifica y hay una cantidad que es desechada. Una vez el aire se ha mezclado con el caudal de renovación, se hace pasar por el intercambiador de calor donde se enfría para poder ser impulsado finalmente a la cabina.

El cálculo que falta por hacer es el correspondiente a la mezcla de corrientes de aire. Al poseer condiciones distintas, se debe hacer un balance de masas, un balance de entalpías y un balance de humedades. Gracias al aporte de aire exterior, además de renovar el aire de la cabina para disminuir los niveles de CO₂, también se corrige la humedad. Los balances que se deben hacer son los siguientes:

$$\begin{aligned}\dot{m}_i &= \dot{m}_e + \dot{m}_r \\ \dot{m}_i * h_m &= \dot{m}_e * h_e + \dot{m}_r * h_r \\ \dot{m}_i * W_m &= \dot{m}_e * W_e + \dot{m}_r * W_z\end{aligned}$$

La primera ecuación es una simple suma de masas. La cantidad de masa de aire exterior que entra más los kilogramos de aire recirculado tienen que ser igual a los kg/s de aire impulsado.

La segunda ecuación es el balance de energías. Al trabajar con la entalpía específica (entalpía por unidad de masa) es necesario multiplicarla por la cantidad de masa que entra para obtener la energía total. De este modo, la energía que entra gracias al aire exterior se suma a la proveniente del aire de recirculación para obtener el total de energía que habrá en el aire de recirculación.

Por último, la tercera ecuación es un balance de humedades, es decir, de concentraciones de agua en el aire. Al igual que con las energías, la humedad específica del aire de mezcla dependerá no solo de la humedad del aire exterior y del aire de recirculación sino también de la cantidad de aire que entre de cada tipo.

Al tratarse de dos partes indivisibles a nivel matemático, son necesarias las seis ecuaciones para poder realizar los cálculos. Hay 13 variables sin contar con las temperaturas. De esas trece, varias vienen determinadas por el tipo de instalación. Por ejemplo, tanto la temperatura del aire exterior como el resto de sus variables vienen determinadas por la zona en la que se encuentre el vehículo, la hora y el día (incluso si está a la sombra o no). Otras, como las condiciones de la cabina, se han establecido a partir de unos estándares. Para el FB se ha tomado un valor común y para el caudal de aire exterior se han seguido las indicaciones establecidas por el RITE.

Hay valores, como el de las temperaturas de impulsión y de la mezcla, que se pueden hallar a partir del diagrama psicrométrico una vez se calculen su entalpía y su humedad específicas.

Sin embargo, para el cálculo de la potencia que debe entregar la batería fría se ha tenido que realizar un estudio de las cargas térmicas que se introducen en un vehículo como este en la ciudad de Madrid en verano al estar usando la máxima potencia del motor. Los resultados obtenidos son los siguientes:

	Temperatura (°C)	H (kJ/kg)	W (kg/kg as)	m (kg/s)
Exterior	34,8	64,37	0,0113	0,03648
Mezcla		47,99	0,009224	3,2017
Impulsión		50,29	0,009224	
Recirculación	24	47,8	0,0092	3,165
Local	24	47,8	0,0092	

Tabla 12. Resultados del circuito de ventilación. Fuente: Propia

Esto constituye los cálculos para el caso base y servirán como referencia para el análisis de resultados. En cambio, no tiene por qué darse la situación calculada en ningún momento. Es decir, se han tomado valores medios y máximos que no tienen por qué coincidir en el tiempo pero que son especialmente útiles si se desea analizar un problema y compararlo con situaciones reales.

La simulación de puntos de operación más comunes se realizará en el apartado en el que se desarrolla el software del *Predictive Thermal Management*.

En dicho apartado se tomarán varios puntos de operación con datos sobre la radiación, la temperatura, la humedad, velocidad y el consumo de potencia distintos según el punto del trayecto en el que se encuentre el vehículo. Asimismo se tomarán datos de la vía como la pendiente y características geométricas propias de un vehículo eléctrico como la medida de las ventanas, del techo o incluso de la parte frontal del coche. No solo para calcular las fuerzas aerodinámicas sino también para saber qué superficie permite que pasen los rayos solares (la radiación) y cuáles son susceptibles de absorber calor debido al mismo fenómeno o a la diferencia de temperaturas entre el ambiente y el interior de la cabina. [MOLI19]

3.1.4. Cálculo de los ciclos de compresión

Existen varios factores determinantes para el cálculo de los ciclos de compresión. El primero de ellos es la elección del refrigerante. Ha sido muy común utilizar refrigerante como el amoníaco por su gran poder calorífico y su eficiencia a las temperaturas habituales de trabajo. También se han introducido refrigerantes de gases fluorados. Sin embargo, debido al potencial de calentamiento global, en 2014 surgió un nuevo reglamento que limitaba su uso.

Para argumentar la elección de refrigerante es necesario entender primero dos índices clave. Debido a la preocupación que reina hoy en día en todo el mundo sobre el cambio climático y la destrucción de la capa de ozono junto con el efecto invernadero y siendo el sector automovilístico uno de los que más contamina, la mayor parte de instituciones se pusieron de acuerdo para eliminar los refrigerantes más contaminantes. De este modo, la EPA (The United States Environmental Protection Agency) prohibió el uso de gases como el R134a (un refrigerante muy utilizado) en las principales aplicaciones comerciales. En Europa, la reglamentación F-gas decidió eliminar todos los gases con un GWP mayor o igual a 2500 y establece para 2022 la prohibición de usar R134a y todos los demás HFCs.

GWP son las siglas en inglés de *Global Warming Potential*. Este índice muestra cómo una determinada masa de un gas de efecto invernadero contribuye al calentamiento global. Se tomó como referencia el CO₂ cuyo índice GWP es 1. Lógicamente, cuanto mayor sea el GWP de un gas, mayor será su impacto negativo, favorecerá en mayor medida el calentamiento global.

Por otro lado, ODP son las siglas en inglés de *Ozone Depletion Potential*, o lo que es lo mismo potencial de destrucción de la capa de ozono. Es un índice que representa el daño que una sustancia puede causarle a la capa de ozono. Toma valores entre el 0 y el 1, siendo el valor 0 el de menor impacto en la capa de ozono.

Dependiendo de su origen los gases pueden ser naturales (R290) o artificiales (R134a y R1234-yf). En la Tabla 13 se recogen algunos de los gases más utilizados en la refrigeración de locales y vehículos.

Refrigerante	GWP
R12	10900
R22	1810
R134a	1430
R1234-yf	4
R290	3
R744	1

Tabla 13. GWP para distintos refrigerantes. Fuente: Optemus

A simple vista resalta el refrigerante R744 cuyo GWP es el menor, se trata del CO₂. En un ciclo de compresión, lo ideal es acercar dicha compresión al punto crítico porque en ese punto el fluido incrementa mucho su densidad. Además de presentar buenas propiedades térmicas, el CO₂ tiene un punto crítico bajo (31°C y 74 bar).⁶

Utilizar CO₂ como refrigerante tiene otras ventajas. Como se puede apreciar en la Figura 7 el rango de temperaturas donde una bomba de CO₂ puede actuar permite temperaturas por debajo de los -10°C. En los circuitos que poseen bomba de calor con otros refrigerantes, era necesario complementar el sistema con unos calentadores PTC, para temperaturas más bajas, que realizaran un precalentamiento para que pudiera entrar en funcionamiento la bomba de calor.

El ciclo de refrigeración del CO₂ tiene como punto crítico 31°C y 73 bar de presión. Esto significa que para que el ciclo de refrigeración habitual funcione, ninguna temperatura debe superar 31°C. Sin embargo, en el circuito que se estudia, la temperatura en el condensador debe ser superior a la temperatura ambiente para que la transferencia de calor expulse el sobrante propio ambiente. Es extremadamente útil el CO₂ como refrigerante en los casos en los que se necesitan temperaturas muy bajas.

Si quisiera utilizarse en el caso base de este estudio, debería utilizarse en su fase transcrítica, es decir, por encima del punto crítico. En este caso el CO₂ no condensa así que el cambio de gas a líquido no sucede y se producen presiones de descarga muy altas que requieren controles de regulación especiales, además de tuberías capaces de soportar presiones de diseño de 120 bar.⁷

⁶ Alternativa Módulo 1. Introducción a los refrigerantes alternativos

⁷ Sistemas de refrigeración y climatización con CO₂

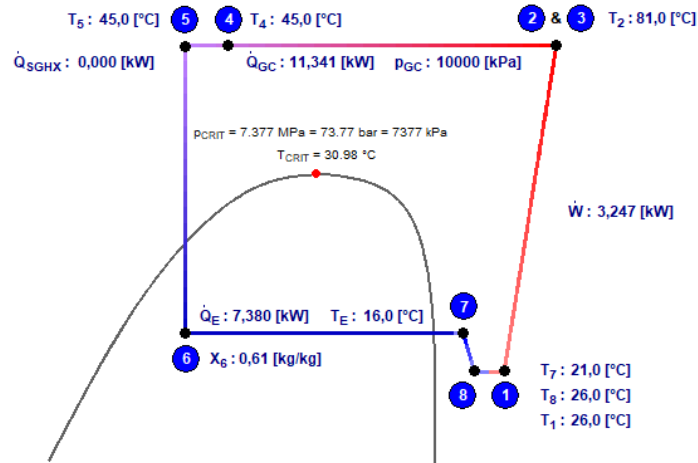


Figura 13. Ciclo transcrito del CO2. Fuente: Coolpack

Como se puede apreciar en la Figura 13 la mitad del ciclo transcurre por encima del punto crítico para poder alcanzar una temperatura de 45°C en el condensador. Las presiones de trabajo estarían en torno a los 100 bar en algunas partes del circuito y sería necesario elegir algunos puntos más de funcionamiento por tener más grados de libertad que el sistema convencional. Esto podría suponer un problema logístico al tener que introducir un sistema más complejo en el espacio tan reducido del vehículo. Existen distintas variantes del ciclo de refrigeración que utilizan CO₂ pero su estudio en este proyecto carecería de sentido por lo que se continuará con el estudio de otros posibles refrigerantes que se adapten más a los requerimientos del proyecto.

Por lo motivos expuestos en el párrafo anterior y debido a intereses comerciales, el refrigerante por el que se va a optar en este proyecto finalmente es el R290 (propano). Gracias a no ser tóxico, tener una buena compatibilidad con los componentes y sus excelentes propiedades termodinámicas, el R290 se está convirtiendo en un refrigerante natural cada vez más utilizado. Además, debido a sus excelentes propiedades físicas, se pueden diseñar sistemas realmente compactos con dimensiones muy pequeñas y por consiguiente un peso notablemente menor. Como se ha visto en la Tabla 13 se trata de un refrigerante con un índice GWP muy bajo por lo que es ideal para esta aplicación.

Una vez conocido el refrigerante que se desea utilizar, se debe diseñar el circuito que seguirá el aire del sistema HVAC. El aire que se va a tratar es la mezcla de aire exterior con aire de recirculación que se tomará de dentro de la cabina. El primer paso será analizar dicha mezcla y ver en qué condiciones está. Una vez mezclado, el aire debe pasar por el sistema de la bomba de calor para enfriarse o calentarse a la temperatura que sea necesaria. Esta nueva masa de aire tendrá las características de humedad, entalpía y temperatura ideales para vencer las cargas térmicas que se generan en el vehículo.

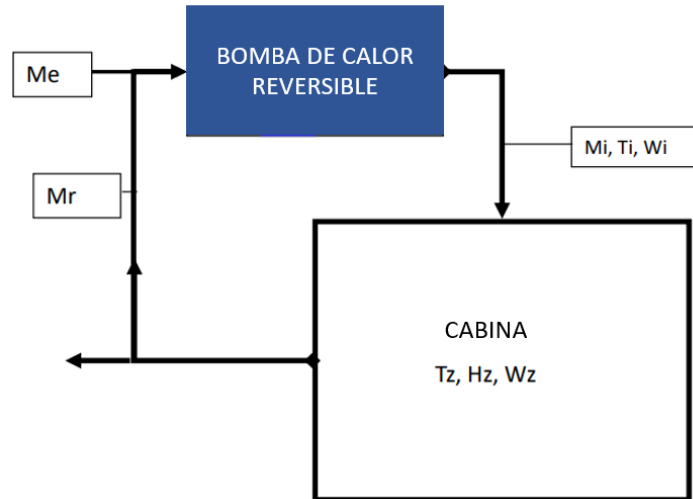


Figura 14. Esquema del sistema HVAC. Fuente: Propia+ICAI

Para ello es necesario definir algunos parámetros. Por ejemplo, la temperatura de la cabina en verano será $T_z = 24^\circ\text{C}$ y su humedad relativa será $HR = 50\%$. Si se utiliza el diagrama psicrométrico del aire se puede comprobar que solo se necesitan dos valores para definir un punto, por lo que las características del aire en la cabina quedan completamente claras.

Por otro lado, se deben definir las temperaturas que se necesitan tanto en el evaporador como en el condensador del ciclo de refrigeración al que se someterá al R290. Para asegurar un buen intercambio de calor, la temperatura en el condensador debe ser al menos $8\text{-}10^\circ\text{C}$ superior a la del ambiente. Por lo tanto, se establece una temperatura de 45°C en verano en el condensador.

El caso del evaporador es algo más complejo. La mezcla de aire exterior y aire de recirculación debe pasar por el evaporador para enfriarse antes de ser introducida en la cabina. Se trata de un intercambio de calor simple con una batería fría. Sin embargo, si no se escoge bien la temperatura del evaporador podría condensar parte del aire de mezcla generando un caudal de agua que se debería drenar además de suponer una pérdida de energía desde el punto de vista de la eficiencia. Por lo tanto, sabiendo las condiciones del aire exterior y del aire de recirculación, se puede saber que la temperatura de rocío de la mezcla estará entre 13°C y 16°C (estando estos valores fuera del intervalo del de posibilidades) y la temperatura del evaporador debe ser mayor o igual a 16°C . Por otro lado, cuanto más frío esté el evaporador mayor será el intercambio de calor y el caudal de aire se deberá ventilar a través del intercambiador.

Una vez elegido el refrigerante, conociendo las cargas térmicas que se deben vencer y habiendo definido las temperaturas del evaporador y el condensador, se puede diseñar el ciclo de compresión. Como se ha comentado anteriormente, se van a diseñar tres ciclos de compresión distintos y una vez se tengan los resultados se decidirá cuál es el más adecuado para la aplicación en la que se desea implementar. Los criterios para descartar los ciclos que no se ajusten correctamente se detallarán más adelante. Sin embargo, se ha considerado útil y necesario estudiar distintas alternativas para poder comparar y entender

qué utilidades puede tener cada uno de ellos aprovechando sus ventajas con respecto al resto.

El primero de los tres ciclos es un ciclo estándar de compresión mecánica simple. Este circuito consta de cuatro componentes relativamente sencillos. Se trata de un circuito cerrado en el que se aprovecha el cambio de estado del refrigerante para liberar o absorber calor. Tratándose de un circuito reversible, en su aplicación como ciclo frigorífico, se va a explicar el circuito empezando por el componente consumidor de recursos (electricidad en este caso) que es el compresor.

El refrigerante llega como un gas de baja presión al compresor. En este momento, se aumenta la presión del gas hasta el punto deseado, transmitiéndole energía y aumentando su volumen específico. Una vez comprimido, el refrigerante pasa por el condensador donde, al estar a mayor temperatura que el ambiente, cede el calor sobrante y se condensa. A la salida del condensador se coloca normalmente una etapa de secado en la que se elimina toda el agua que haya podido generarse con motivo de la condensación para que esta no se convierta en cristales de hielo y dañe el sistema. A continuación, el refrigerante sufre una expansión isentálpica cuando se le hace pasar por una válvula de expansión térmica. En este punto se pasa de la parte de alta presión a la parte de baja presión, ya que al expandir el refrigerante su presión desciende. Por último, el líquido penetra en el evaporador. En esta etapa el refrigerante está a una temperatura muy baja por lo que absorbe el exceso de calor de la cabina del automóvil. Al absorber este calor el líquido se evapora pasando a ser de nuevo un gas en las condiciones ideales para volver a entrar en el compresor y empezar el ciclo una vez más.

Para una mejor comprensión se incluye la siguiente figura explicativa.



Figura 15. Ciclo frigorífico ideal. Fuente: ICAI - Climatización

Como se puede ver en la Figura 15 se definen cuatro puntos del ciclo cuyas características se deben conocer para poder diseñarlo. Asimismo, la representación es la de un ciclo frigorífico ideal, sin embargo, para este estudio se tendrá en cuenta el rendimiento isentrópico del compresor, fijando su valor en un 75% por ser un valor típico.

Como se puede ver en el gráfico T-s, los puntos 1 y 3 se encuentran justo en los límites de la curva. Esto significa que en el punto 1 el refrigerante está en estado de vapor saturado, justo en la frontera entre la mezcla líquido-vapor y el vapor sobrecalentado. Por lo tanto, es un punto sencillo de definir una vez se conoce su temperatura. Igualmente, en el punto

3 el refrigerante está en estado de líquido saturado, justo en la frontera en la mezcla líquido-vapor y líquido. Por lo que también será un punto sencillo de definir una vez se conozca su temperatura.

Aprovechar el cambio de estado para absorber calor es el proceso que sucede entre el punto 4 y el punto 1. Como se trata de un cambio de fase, la temperatura permanece constante por lo que en el punto 4 la temperatura será la misma que a la entrada del compresor. Sin embargo, en el condensador no se aprovecha simplemente el cambio de fase. Como se puede ver en la Figura 15, parte de la cesión de calor ocurre cuando el refrigerante está en estado de vapor sobrecalentado.

La compresión que tiene lugar entre los puntos 1 y 2 se trata de una compresión adiabática e isentrópica. Esto quiere decir que la entropía del sistema no varía con la compresión. No obstante, la representación incluida es la de un ciclo frigorífico ideal, sin tener en cuenta el rendimiento isentrópico del compresor. Con la idea de realizar unos cálculos más fiables y parejos con la realidad, se incluye un rendimiento del compresor del 75% y un rendimiento volumétrico del 85% por ser estos valores típicos en este tipo de sistemas. Para calcular el frío que se desea generar en el evaporador es necesario conocer las entalpías de los puntos 1 y 4. Los detalles de temperatura, presión, entalpía, entropía y volumen específico para los cuatro puntos se detallan a continuación.

PUNTO	DESCRIPCIÓN	PRESIÓN ABSOLUTA	TEMPERATURA	ENTALPÍA	ENTROPÍA	VOLUMEN ESPECÍFICO
		bar	°C	kJ/kg	kJ/kg*K	m3/kg
1	ENTRADA COMPRESOR (Vsat)	7,475	16	590,026	2,3509	0,061462
2	SALIDA COMPRESOR (Vsobrec)	15,315	52,579	634,10	2,385	0,030953
3	SALIDA CONDENSADOR (Lsat)	15,315	45	319,273	-	-
4	ENTRADA EVAPORADOR	7,475	16	319,273	-	-

Tabla 14. Datos ciclo de compresión estándar. Fuente: Propia

Una vez están todos los puntos definidos solo queda calcular. Como se ha comentado anteriormente, para calcular el frío generado en el evaporador son necesarias las entalpías de 1 y 4. Para calcular el trabajo de compresión, que será el que nos determine el consumo, se necesitan las entalpías a la entrada (punto 1) y a la salida (punto 2). Y para conocer la cantidad de calor disipado en el condensador, se deben conocer las entalpías del punto 2 y el punto 3.

$$Q_o = h_1 - h_4 = 270,753 \frac{kJ}{kg}$$

$$W = h_2 - h_1 = 44,07 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_c = h_2 - h_3 = 314,83 \frac{kJ}{kg}$$

Lógicamente, se debe cumplir que el calor disipado en el condensador sea igual al frío generado más el trabajo de compresión. Se trata de un simple balance de energías.

$$Q_o + W = Q_c$$

$$27,753 + 44,07 = 314,83$$

Haciendo uso de la herramienta de simulación Coolpack, se puede visualizar de una manera más sencilla el ciclo.

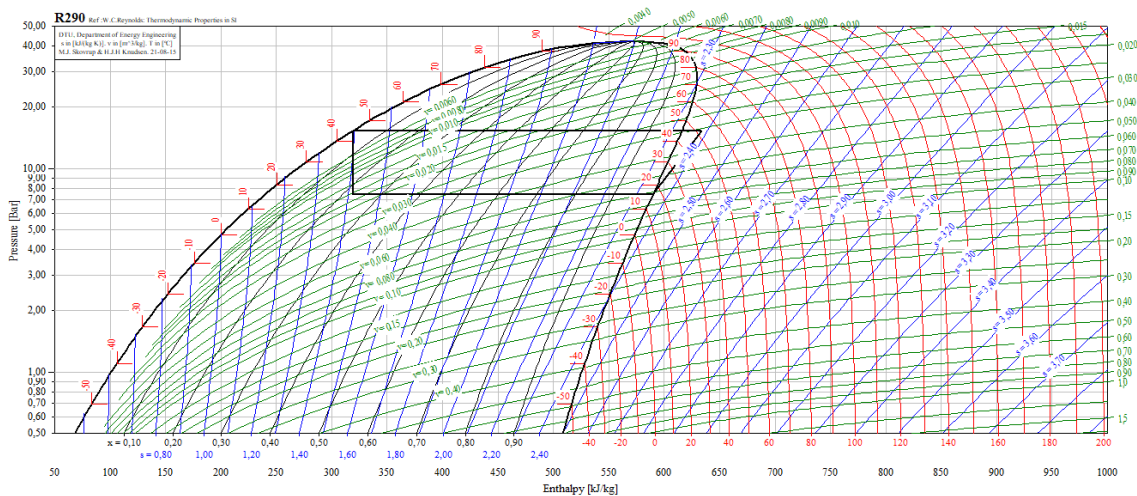


Figura 16. Diagrama P-s del R290 + Ciclo estándar. Fuente: Coolpack

Por último, para poder comparar la eficiencia de este ciclo con cualquier otro, se calcula el COP (Coefficient of Performance). Para ello simplemente se debe ver qué porcentaje del trabajo aportado en el compresor se aprovecha posteriormente para generar frío. [CONN19]

$$COP = \frac{Q_o}{W} = \frac{270,753}{314,83} = 6,14$$

Se puede calcular también el COP de Carnot. Se trata de COP ideal, el que tendría el sistema con un foco frío a 16°C y un foco caliente a 45°C si no hubiera pérdidas de ningún tipo y todos los intercambios fuesen perfectos. Además, sobre dicho COP se puede calcular el rendimiento total del ciclo.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_o}{T_c - T_o} = \frac{273,13 + 16}{45 - 16} = 9,97$$

$$\text{Rendimiento} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} = \frac{6,14}{9,97} = 61,61\%$$

Una vez diseñado el ciclo frigorífico, es necesario incluir el valor de las cargas térmicas que se quieren neutralizar para poder conocer la cantidad de refrigerante que debe circular por el circuito cada segundo. Teniendo el valor del frío generado en el evaporador y conociendo la potencia frigorífica que se requiere, el cálculo es sencillo:

$$\dot{m} = \frac{\text{Pot. frig. req.}}{Q_o} = \frac{7,3799}{270,753} = 0,02726 \frac{kg}{s}$$

Conociendo el caudal másico con el que va a operar el compresor y el volumen específico del refrigerante a la entrada del mismo, se puede calcular el caudal teórico. Asumiendo un rendimiento volumétrico del compresor del 85%, como se ha comentado anteriormente, se obtienen los siguientes resultados:

$$\text{Caudal teórico} = \dot{m} * \mathcal{V} = 0,02726 * 0,061462 * 3600 = 6,031 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Caudal real} = \frac{\text{Caudal teórico}}{\text{Rendimiento Volumétrico}} = \frac{6,031}{0,85} = 7,1 \frac{m^3}{h}$$

Gracias al cálculo del caudal, se puede obtener también el trabajo de compresión que supone el consumo eléctrico del sistema y nos ayudará a entender mejor la eficiencia de cada ciclo.

$$W = \dot{m} * (h_2 - h_1) = 1,201 \text{ kW}$$

Para calcular la potencia consumida por el compresor se han tenido en cuenta todos los rendimientos, tanto el rendimiento volumétrico como el rendimiento isentrópico del compresor.

Una vez calculado y diseñado el ciclo estándar de compresión simple, el cual nos servirá de caso base con el que comparar el resto de resultados, se procede al cálculo de los ciclos de compresión doble en dos etapas con *intercooler* cerrado y abierto.

La compresión doble se suele utilizar cuando existe una gran variación de presiones entre la entrada y la salida del compresor. En estas instalaciones el refrigerante se comprime dos o más veces, no obstante, para este proyecto sólo se estudiará el caso de compresión doble. Este tipo de ciclos se suelen usar cuando las temperaturas de enfriamiento son especialmente bajas. El esquema es relativamente similar al del ciclo estándar. Existen

un condensador y un evaporador, una válvula de expansión y dos compresores y un *intercooler* en este caso.

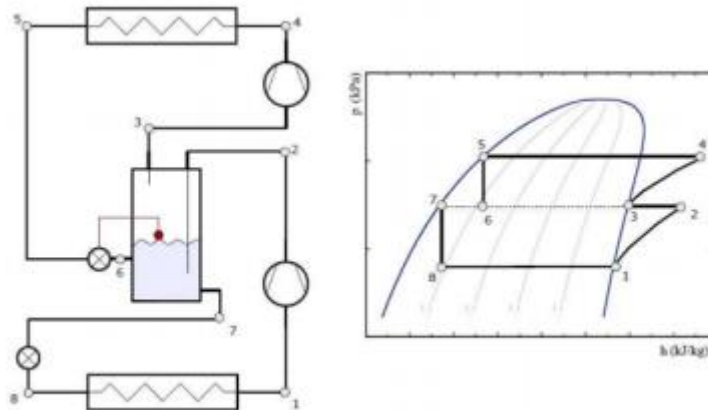


Figura 17. Esquema de un ciclo de compresión doble. Fuente: ICAI

Como se puede apreciar en la Figura 17 existen dos circuitos muy diferenciados. Por un lado, se encuentra la parte de alta presión (puntos 2, 3, 4, 5, 6 y 7) y por otro el lado de baja presión (puntos 7, 8, 1 y 2). Entre ellos, como elemento de unión, se encuentra el *intercooler* en el que se mezcla el refrigerante en sus dos fases (líquida y sólida) siguiendo cada una su camino.

Debido a las características del circuito, se debe establecer una presión intermedia para poder realizar los cálculos. Existen varios criterios para hallar el valor de esa presión intermedia. Por ejemplo, puede calcularse la raíz cuadrada del producto de la presión en el evaporador por la presión del condensador y sumarle 0,35 bar al resultado. Otra manera de calcularla es hallar la misma raíz cuadrada, multiplicarla por la temperatura en el condensador y dividir el resultado entre la temperatura en el evaporador. Sin embargo, por su sencillez y elegancia y por ser el método más común y extendido, en este proyecto se decide hacer la raíz cuadrada del producto de la presión en el evaporador por la presión en el condensador para hallar el valor de esa presión media que es tan necesaria para poder diseñar el ciclo.

De nuevo, haciendo uso de la herramienta Coolpack y diseñándolo para el refrigerante R290, el ciclo obtenido es el siguiente:

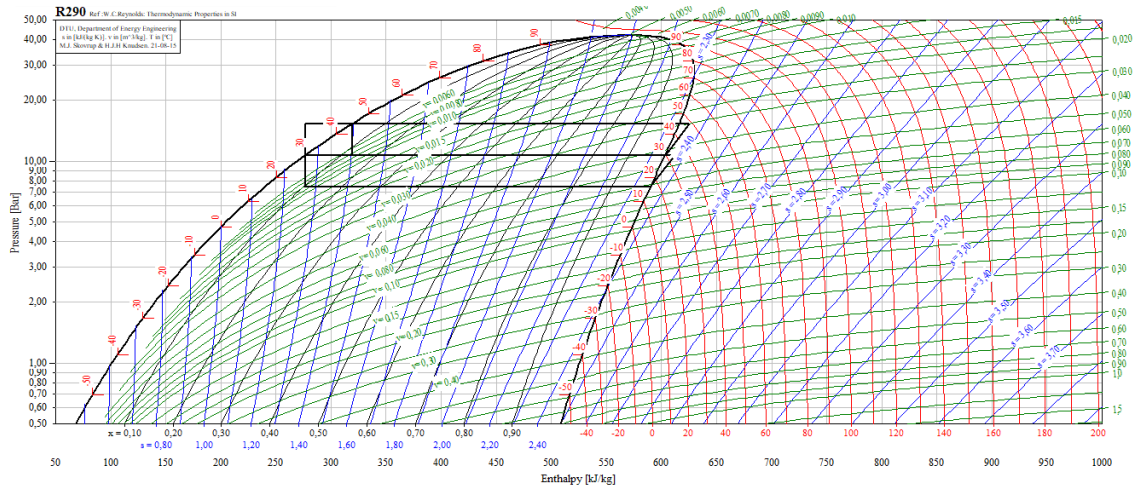


Figura 18. Diagrama P-h del R290 + ciclo doble. Fuente: Coolpack

En la Figura 18 se pueden ver perfectamente las dos zonas comentadas anteriormente. Se trata de una representación que se asemeja más a la realidad que la mostrada en la Figura 17.

Punto	TEMPERATURA	PRESIÓN ABSOLUTA	VOLUMEN ESPECÍFICO	ENTALPÍA	ENTROPÍA
1	16	7,475	0,061462	590,026	2,3509
2	33,93	10,7	0,043922	612,078	2,3689
3	29,815	15,315	-	276,73	-
4	16	7,475	-	276,73	-
5	29,815	10,7	0,042733	603,305	2,3402
6	48,746	15,315	0,030085	625,088	2,3572
7	45	15,315	-	319,273	-
8	29,815	10,7	-	319,273	-
9	29,815	10,7	-	276,73	-

Tabla 15. Resultados ciclo doble intercooler cerrado. Fuente: Propia

En la Tabla 15 pueden observarse los resultados del cálculo del ciclo de compresión doble en dos etapas con *intercooler* cerrado. Se puede ver que aparece un punto más (punto 9) de lo teórico. Esto se debe a la manera en la que Coolpack calcula este tipo de circuitos. Una vez calculado el ciclo, se introduce el valor de la carga térmica a superar y los resultados son los siguientes:

Resultados Ciclo de Compresión Doble - Intercooler Abierto	
Frío generado en el evaporador	7,38 kW
Calor disipado en el condensador	8,505 kW
Caudal másico en el lado de baja	0,023556 kg/s
Caudal en el lado de baja	6,1318 m ³ /h
Trabajo de compresión en el lado de baja	0,519 kW
Caudal másico en el lado de alta	0,027811 kg/s
Caudal en el lado de alta	5,0335 m ³ /h
Trabajo de compresión en el lado de alta	0,606 kW
COP total	6,56

Tabla 16. Resultados ciclo doble con intercooler cerrado. Fuente: Propia

Los resultados en su conjunto se analizarán más adelante. Sin embargo, se ha intentado recoger en las tablas de resultados lo indispensable. Por ejemplo, los datos de consumo (trabajo del compresor) y de eficiencia (COP de la instalación) serán especialmente útiles a la hora de comparar ciclos y tomar decisiones, como cuál es el más apropiado para la aplicación a la que se le quiere someter. Se procede entonces al cálculo del último ciclo de compresión que se va a estudiar.

El ciclo de compresión doble en dos etapas con *intercooler* abierto es muy similar al mismo ciclo con *intercooler* cerrado. Los puntos a definir son los mismos, las partes en las que se divide el circuito y sus componentes tampoco varían. La única diferencia es la disposición del *intercooler*, estando abierto en este caso y cerrado en el anterior. Esto significa simplemente que en el caso anterior las dos corrientes no se mezclan y mientras que en este sí. Por lo tanto, la Figura 17 es una representación de un ciclo doble con intercooler abierto. De nuevo ese el motivo por el que en el ciclo anterior obteníamos un punto clave de más.

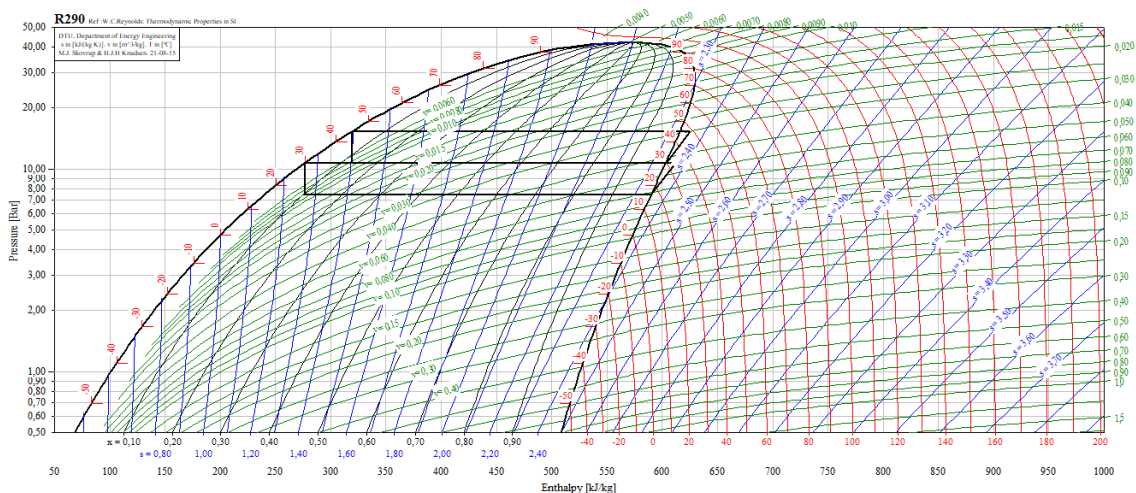


Figura 19. Diagrama P-h del R290 + ciclo doble intercooler abierto. Fuente: Coolpack

En la figura anterior se distinguen perfectamente el lado de alta y el lado de baja. Como se ha comentado anteriormente, no existen puntos extra ya que las dos corrientes se mezclan en el intercambiador de calor obteniendo las mismas características. Al igual que en el apartado anterior, se recogen los resultados en la siguiente tabla:

Punto	TEMPERATURA	PRESIÓN ABSOLUTA	VOLUMEN ESPECÍFICO	ENTALPÍA	ENTROPÍA
1	16	7,475	0,061462	590,026	2,3509
2	33,93	10,7	0,043922	612,078	2,3689
3	29,815	10,7	-	276,73	-
4	16	7,475	-	276,73	-
5	29,815	10,7	0,042733	603,305	2,3402
6	48,746	15,315	0,030085	625,088	2,3572
7	45	15,315	-	319,273	-
8	29,815	10,7	-	319,273	-

Tabla 17. Resultados ciclo doble intercooler abierto. Fuente: Propia

En la figura anterior se puede apreciar cómo se ha eliminado ese punto extra que aparecía en el caso previo. Por ahora, los resultados son realmente parecidos a los arrojados en el apartado anterior.

Resultados Ciclo de Compresión Doble - Intercooler Abierto	
Frío generado en el evaporador	7,38 kW
Calor disipado en el condensador	8,505 kW
Caudal másico en el lado de baja	0,023556 kg/s
Caudal en el lado de baja	6,1318 m ³ /h
Trabajo de compresión en el lado de baja	0,519 kW
Caudal másico en el lado de alta	0,027811 kg/s
Caudal en el lado de alta	5,0335 m ³ /h
Trabajo de compresión en el lado de alta	0,606 kW
COP total	6,56

Tabla 18. Resultados ciclo doble con intercooler abierto. Fuente: Propia

De nuevo, los resultados son idénticos a los obtenidos en el apartado anterior. Existe una diferencia entre los dos circuitos. Al tener un intercambiador abierto, se supone que todo el calor pasa de una corriente a otra hasta que se igualan. Sin embargo, en el circuito con el *intercooler* cerrado, existe un rendimiento del intercambiador que en el caso previo se ha definido como del 100%. No obstante, la eficiencia típica estaría en torno al 70% por

lo que se van a repetir los cálculos teniendo en cuenta dicha eficiencia. Los nuevos resultados son los siguientes:

Punto	TEMPERATURA	PRESIÓN ABSOLUTA	VOLUMEN ESPECÍFICO	ENTALPÍA	ENTROPÍA
1	16	7,475	0,061462	590,026	2,3509
2	33,93	10,7	0,043922	612,078	2,3689
3	34,471	15,315	-	289,493	-
4	16	7,475	-	289,493	-
5	29,815	10,7	0,042733	603,305	2,3402
6	48,746	15,315	0,030085	625,088	2,3572
7	45	15,315	-	319,273	-
8	29,815	10,7	-	319,273	-
9	29,815	10,7	-	276,73	-

Tabla 19. Resultados ciclo doble intercooler cerrado 70% de eficiencia. Fuente: Propia

Resultados Ciclo de Compresión Doble - Intercooler Cerrado	
Frío generado en el evaporador	7,38 kW
Calor disipado en el condensador	8,529 kW
Caudal másico en el lado de baja	0,024556 kg/s
Caudal en el lado de baja	6,3921 m ³ /h
Trabajo de compresión en el lado de baja	0,542 kW
Caudal másico en el lado de alta	0,027889 kg/s
Caudal en el lado de alta	5,0475 m ³ /h
Trabajo de compresión en el lado de alta	0,608 kW
COP total	6,42

Tabla 20. Resultados ciclo doble con intercooler cerrado 70% de eficiencia. Fuente: Propia

A simple vista puede parecer que los resultados son los mismos. Con todo, la clave es el punto 3. Se ve que a la salida del intercambiador el refrigerante del lado de alta no ha disminuido tanto su temperatura como en el caso del *intercooler* abierto.

Por otro lado, al disminuir la eficiencia del intercambiador, el calor disipado en el condensador debe ser mayor. Por lo tanto, los caudales y los trabajos realizados por los compresores tanto en el lado de alta como en el lado de baja son mayores. Al consumir más, pero obtener lo mismo, es lógico que la eficiencia del circuito disminuya. Como se puede apreciar, hay una disminución del COP con respecto al caso ideal.

Teniendo en cuenta todos estos resultados, parece relativamente sencillo tomar una decisión, pero como se ha comentado anteriormente, esto se hará más adelante.⁸

⁸ Principales gases refrigerantes naturales y sus ventajas. Fuente: The Linde Group

3.2. Otros elementos térmicos

Existen otras opciones a la hora de calentar o incluso enfriar el vehículo. En este apartado se pretende estudiar dos de las muchas posibilidades que hay. Se han elegido estas por motivos internos de GA. Son tecnologías con las que ya han trabajado y no supondría una carga extra el tener que fabricarlas en caso de querer usarlas.

3.2.1. Superficies calefactables

Las superficies calefactables o PTC son elementos eléctricos de calefacción. Se trata de una serie de filamentos por los que circula electricidad disipándose esta en forma de calor. Los materiales de coeficiente de temperatura positiva (PTC) están “programados” para alcanzar cierta temperatura cuando se los somete a una diferencia de potencial.

Este tipo de superficies calefactables son especialmente útiles cuando el vehículo no está estacionado en un aparcamiento subterráneo, o calefactado o cuando la temperatura exterior es extrema y baja de -10°C . Entonces, la mayoría de los vehículos eléctricos, que tienen este sistema de calefacción, activan estas superficies para realizar un primer precalentamiento de la cabina.

Se han realizado numerosos estudios para entender dónde se deben colocar estas superficies de manera estratégica para reducir su consumo. La conclusión más extendida es que los principales termorreceptores del ser humano se encuentran en las manos, los pies, la nuca y la parte baja de la espalda. [ABDO20]

De esta manera, se suelen colocar en los reposabrazos de las puertas, en los volantes y sobre todo en los asientos. Es muy común ver asiento calefactados en los coches de hoy en día.

Desde el punto de vista energético, este sistema no es especialmente eficiente. Al fin y al cabo, consiste en disipar energía eléctrica para obtener calor. Existen varios problemas más. Por un lado, los calentadores PTC son elementos estáticos, es decir, una vez programados no se pueden reprogramar fácilmente, por lo que si se han diseñado para funcionar a una temperatura (suele estar por encima de 35°C) es relativamente complicado cambiarlo. Por otro lado, al tratarse de superficies con las que la piel humana podría estar en contacto, la temperatura no puede ser muy superior a la corporal o podrían producirse quemaduras importantes en el cuerpo de los pasajeros.

El tiempo que este tipo de elementos térmicos tarda en calentar la cabina se ha estudiado en GA con distintas configuraciones. Al tratarse de información sensible no se puede compartir. Sin embargo, en una de las configuraciones, la que mejores resultados está arrojando, los puntos clave de la cabina calientan la superficie corporal en la que se enfocan en 5 minutos. Siguiendo la escala de siete puntos de ASHRAE, 5 minutos era el tiempo que se tardaba en llegar a un nivel ± 1 .

+5	Intolerably hot
+4	Very hot
+3	Hot
+2	Warm
+1	Slightly warm
0	Neutral
-1	Slightly cool
-2	Cool
-3	Cold
-4	Very cold
-5	Intolerably cold

Tabla 21. Escala de 7 puntos de confort térmico. Fuente: ASHRAE

Pasado ese tiempo la temperatura ya es óptima. Los datos de consumo no se pueden compartir debido a la investigación de materiales que se está realizando en este campo.

Se concluye finalmente que este tipo de superficies térmicas son especialmente útiles en climas con fríos extremos. De hecho, en muchos de estos lugares son necesarias. No obstante, se está estudiando el caso de un vehículo que resida en la ciudad de Madrid en la que, salvo excepciones que ocurren una vez cada 50 años, no se dan olas de frío con intensas nevadas.

Por lo tanto, las superficies calefactables se ven más como un elemento de lujo que como un elemento de confort utilizado en vehículos de gama media.

3.2.2. Repercusión de la iluminación en la sensación térmica

Para poder entender qué factores influyen en la sensación térmica de una persona primero se debe comprender qué es la percepción de la temperatura. Aunque la temperatura que rodea un cuerpo sea la misma, es posible sentir más frío o más calor. A este fenómeno se le conoce como sensación térmica y es una combinación de parámetros meteorológicos y psicológicos.

Dependiendo de la estación del año los parámetros que influyen son unos u otros. De este modo, en invierno, el valor de la sensación térmica depende de la combinación entre temperatura y viento. El primero de los factores favorece el intercambio de calor entre el cuerpo y el ambiente. El segundo, acelera la pérdida de calor.

Por otro lado, en verano, el valor de la sensación térmica depende de la combinación entre temperatura y humedad relativa. Por ejemplo, en un día caluroso la humedad relativa aumenta la sensación de calor. Este se debe a un fenómeno de equilibrio de humedades. La principal fuente de refrigeración del cuerpo humano es el sudor. Al haber una concentración de agua mayor en el ambiente, la evaporación del sudor es, por lo tanto, más complicada. Para tener una idea de la importancia que tiene la humedad en el ambiente, se dan los siguientes datos. En verano, en un día con una temperatura de 30°C, una humedad relativa del 50% puede hacer que la sensación térmica sea de 36°C, es decir, 6°C por encima de la temperatura real.

No obstante, la sensación térmica se trata de un concepto subjetivo. Esto quiere decir que su valor depende de la percepción del ser humano. Existen otros factores que pueden

influir en el valor de la sensación térmica. Por ejemplo, el hecho de estar en un espacio cerrado con mucha gente hace que la sensación térmica aumente. Asimismo, la intensidad de luz (natural o artificial) y los tonos de la misma (frío o cálido) también influyen en la percepción térmica de las personas.

Para poder entender el poder de la iluminación y aprovecharlo para el beneficio propio, se han estudiado algunos experimentos que tratan el tema. No obstante, no es un campo de investigación con demasiado desarrollo por lo que los resultados de los estudios son fiables hasta cierto punto.

Un estudio realizado por la Escuela Politécnica Federal de Lausanne (EPFL) reveló hace algunos años que la cantidad de luz natural que entraba en un habitáculo era directamente responsable de la percepción térmica que tenía el ser humano. Se desarrolló un experimento en el que participaron 42 hombres y 42 mujeres de entre 18 y 25 años. Cada uno de los participantes pasó tres horas en una habitación a diferentes temperaturas (19°C, 23°C y 27°C). El objetivo era cambiar la iluminación a la vez que la temperatura para comprobar su efecto. Lógicamente, al tratarse de un experimento psicológico, los participantes desconocían por completo la verdad sobre el experimento. Se les realizaron preguntas de rendimiento cognitivo con la excusa de valorar su capacidad de razonamiento, su comprensión escrita y otros parámetros y se incluyeron preguntas sobre la percepción térmica y la comodidad general de la habitación. [ALVA19]

Los resultados mostraron que la percepción térmica dependía en gran medida de la cantidad de luz natural que entraba en la habitación. De este modo, la mayoría se sintió más cómodo cuando la habitación estaba a 19°C pero en ella entraba gran cantidad de luz natural, a pesar de que su temperatura corporal no variaba. Al aumentar la temperatura de la habitación, los participantes decían sentirse más cómodos cuanto menos luz entraba.

Los científicos concluyeron que podía deberse a la predisposición que sienten las personas a pasar calor cuando entran en una habitación con mucha luz natural.

A raíz de este estudio, desde GA se preguntaron cómo influía la iluminación artificial que se incluye en los vehículos en la sensación térmica de los pasajeros. Lógicamente hicieron pruebas con tonos más cálidos cuanto más frío hacía y con tonos más frescos cuando las temperaturas eran altas.

Se concluyó que la iluminación en sí no producía ninguna sensación. Sin embargo, el cambio de iluminación, el paso de luz fría a luz cálida o al revés, producía una falsa sensación de confort térmico que en ocasiones provocaba en el participante cierta comodidad, incluso a 2°C por encima o por debajo del confort térmico establecido.

Los detalles de la investigación pertenecen al ámbito privado y no se pueden compartir. No obstante, los datos necesarios para este estudio sí son de dominio público. En este caso se buscaba saber cuántos grados por encima o por debajo del confort térmico aceptarían los pasajeros gracias al cambio en la iluminación interior del vehículo ($\pm 2^\circ\text{C}$).

3.3. Software – Predictive Thermal Mangement

En esta segunda parte se procederá al desarrollo del software predictivo. El principal objetivo es el de asegurar el confort térmico dentro de la cabina. Como ya se comentó anteriormente, se ha escogido el caso más desfavorable para el diseño del software, teniendo en cuenta que la principal aplicación será para un vehículo en la ciudad de Madrid.

Con el objetivo de hacer uso del software durante un periodo de tiempo más extenso, que es donde verdaderamente resulta útil, se ha decidido ensayarlo suponiendo que el vehículo realiza un viaje de Madrid a Vigo.

A lo largo de este viaje, se recogerán datos de distintos puntos, como la temperatura exterior o el índice de radiación para todas las orientaciones. Además, se recogerá el número de pasajeros que estén en el interior de la cabina, pudiendo variar a mitad de viaje.

La idea para este prototipo es recoger cuatro condiciones climatológicas distintas. El modelo final podría funcionar con tantos puntos como se desee. Sin embargo, como este prototipo se desarrolla con fines académicos, no tiene sentido cargar al programa con infinitos puntos, eso sólo examinaría la potencia del procesador y no la calidad del código.

Antes de comenzar con la explicación del código se desea dejar constancia de que el objetivo del desarrollador ha sido conseguir que funcione para el mayor número de casos posibles. No se ha buscado la máxima eficiencia del código intentando reducir el número de líneas, sino que se ha tratado de dejar todo explicado, escrito con buenas prácticas de código y con la idea de que algún otro desarrollador pueda mejorarlo o ampliarlo en el futuro.

Todos los cálculos desarrollados en los apartados anteriores deben incluirse en el código. De esta manera podrán calcularse las cargas térmicas tanto internas como externas, lo que llevará al cálculo del ciclo de compresión y, por ende, al consumo del compresor. Para ello se divide el código en un bloque llamado *main* donde se escribirá todo lo necesario para recoger los datos climatológicos y se llamará a las funciones encargadas de realizar los cálculos.

La primera función desarrollada es la del cálculo de cargas internas debido a los pasajeros. Para calcular el valor de dicha carga se necesita conocer la temperatura de la cabina y el número de personas que viajan dentro. Debido a la escasez de datos y al objetivo puramente académico, se van a introducir los datos recogidos en la Tabla 5, es decir, los datos de las cargas térmicas cuando la temperatura del local es 21°C, 24°C o 27°C. Dado que el valor es aproximado y relativamente similar para las tres temperaturas, cualquier temperatura intermedia recibirá el valor de las cargas de la temperatura más cercana.

Además, es interesante hacer una distinción entre el número de pasajeros. Al haber supuesto condiciones distintas para los pasajeros y el conductor, se preguntará cuál es el número de pasajeros. En caso de ser solo 1, se asumirá que es el conductor y se calculará la carga con sus condiciones. En caso de ser mayor que 1 el número de pasajeros, se asumirá que uno de ellos es el conductor y el total menos 1 son pasajeros. De este modo,

accediendo al diccionario en el que se almacenan los datos de la tabla ya comentada, se calculará la carga interna generada por el conductor y los pasajeros en caso de haberlos.

```
def Calculo_carga_pasajeros(Temp_local, N_pers): #Se recibe la
temperatura de la cabina y el n° de personas

    """Cálculo de las cargas térmicas generadas por los pasajeros al
    estar la cabina a una temperatura determinada"""

    Carga_sensible_cond = {27.0:50.0, 24.0:60.0, 21.0:70.0} #Datos de
la tabla que relaciona la temperatura y la actividad con la carga
térmica humana
    Carga_latente_cond = {27.0:55.0, 24.0:50.0, 21.0:40.0}
    Carga_sensible_pas = {27.0:40.0, 24.0:50.0, 21.0:55.0}
    Carga_latente_pas = {27.0:45.0, 24.0:35.0, 21.0:30.0}
    C_l = 0.0
    C_s = 0.0
    Carga = [] #Vector que contiene las cargas latente y sensible por
separado

    # Distinción entre una o varias personas
    if(N_pers <= 1):

        C_s = Carga_sensible_cond[Temp_local]
        C_l = Carga_latente_cond[Temp_local]
        Carga = [C_s, C_l]

    if(N_pers > 1):

        C_s = Carga_sensible_cond[Temp_local] + (N_pers - 1) *
Carga_sensible_pas[Temp_local]
        C_l = Carga_latente_cond[Temp_local] + (N_pers - 1) *
Carga_latente_pas[Temp_local]
        Carga = [C_s, C_l]

    return Carga
```

Otra de las funciones que se van a incluir es la del cálculo de la carga generada por el motor. Para ello se ha desarrollado un simulador de condiciones que puede predecir la potencia que estará utilizando el motor en cada instante.

La potencia que entrega el motor es la potencia recibida en las ruedas teniendo en cuenta el rendimiento de transmisión. Para poder conocer la potencia es necesario calcular la fuerza total que actúa sobre el vehículo y medir la velocidad que lleva. Uno de los factores más determinantes y que más varía a lo largo del trayecto, además de la velocidad, es la pendiente de la vía. Es normal que la potencia que tiene que entregar el motor aumente según aumenta la pendiente.

Se van a estudiar tres fuerzas distintas. En primer lugar, se calculará la fuerza de rodadura. Cualquier cuerpo que rueda sin deslizar lo hace según las condiciones de rodadura. En un mundo ideal, si no se acelera, la rodadura estaría libre de todo rozamiento. Sin embargo, existe un rozamiento entre el neumático y el asfalto que hace avanzar al vehículo evitando una deceleración provocada por otras fuerzas como el rozamiento con el aire. El coeficiente de resistencia por rodadura es mucho menor (suele estar entre 0,007 y 0,014)

que los coeficientes de rozamiento dinámico o estático. Para este estudio se tomará un valor de 0,008, pudiéndolo variar cambiando su valor directamente en el código. Una vez establecido, la forma de calcular la fuerza de resistencia por rodadura es la siguiente:

$$F_{rodadura} = Coef_{rodadura} * P * g * \cos(Pend) [N]$$

Donde P es el peso bruto del vehículo en kg (1490 kg en este caso), g es la aceleración de la gravedad (9,81 m/s²) y Pend es el valor de la pendiente en grados. [GART12]

En segundo lugar, al estar circulando en un planeta con atmósfera, existe un rozamiento de la parte frontal del vehículo con el aire que depende directamente del cuadrado de la velocidad. También se debe tener en cuenta el coeficiente aerodinámico (Cx). Este coeficiente es la expresión de la resistencia que sufre un cuerpo al moverse dentro de un fluido debido a su forma. Se toma como un coeficiente adimensional cuyo punto de referencia es la resistencia que hace una plancha de metal cuadrada de 1 metro de lado. En ese caso se atribuye el valor 1 al coeficiente. En la mayoría de los vehículos en producción el valor de este coeficiente está entre 0,25 y 0,4, aunque en algunos prototipos baja de 0,2. Por último, también es necesario conocer algunos de los datos del fluido sobre el que se circula, por ejemplo, su densidad. La manera que se ha seguido para calcular la fuerza de resistencia aerodinámica es la siguiente:

$$F_{aero} = \frac{1}{2} * S * \rho_{aire} * \frac{v^2}{3.6^2} [N]$$

Donde S es la superficie frontal del vehículo (2,17 m² en este caso), ρ_{aire} es la densidad del aire (2,03167 kg/m³) y v es la velocidad del vehículo expresada en km/h. Este último parámetro se divide entre 3,6 por un simple cambio de unidades.⁹

En tercer lugar, se debe calcular también la fuerza a la que se ve sometido el vehículo por estar circulando en una vía con una determinada pendiente. Para calcularla simplemente se debe conocer el valor del peso total del vehículo y sus ocupantes, el valor de la aceleración de la gravedad y la inclinación de la vía en grados. Una vez recogidos todos estos datos, el valor de la fuerza se calcula de la siguiente forma:

$$F_{pendiente} = P * g * \text{seno}(Pend)$$

Una vez se ha calculado la fuerza total que actúa sobre el vehículo y conociendo su velocidad, es posible calcular la potencia que posee. Sin embargo, al existir un rendimiento de transmisión, la potencia que debe entregar el motor será mayor. A pesar

⁹ Coeficiente aerodinámico (Cx)

de excepciones como el *Ford Mustang Lithium* que la empresa desveló en Las Vegas, los vehículos eléctricos no poseen caja de cambios. Por lo tanto, el rendimiento de transmisión mecánica suele ser constante independientemente de la velocidad que lleve el vehículo. Este rendimiento se cifra en torno al 87% y se tendrá en cuenta para calcular la potencia entregada por el motor.¹⁰

Una vez calculada la potencia del motor en el punto de operación indicado, solo queda saber cuánta de esa potencia se transforma en calor. Para ello se ha estimado el rendimiento del motor en un 87,7% de media, es decir, el 12,3% restante se disipa en forma de calor. Todos estos cálculos han sido recogidos en el código mediante una función que recibe como variables los rendimientos y los coeficientes necesarios, el valor del área frontal del vehículo y la densidad del aire, la pendiente, el peso y la velocidad a la que circula el vehículo. [MURI19]

```
def Calculo_carga_motor(Rt, Rm, v, p, g, Pend, Coef_rod, Cx, S_front,
ro_aire):

    """Cálculo de la carga térmica del motor dependiendo de su punto
de funcionamiento"""

    F_rodadura = Coef_rod * p * g * math.cos(math.radians(Pend))
    F_aerodinamica = 0.5 * S_front * Cx * ro_aire * v**2 / (3.6**2)
    F_pendiente = p * g * math.sin(math.radians(Pend))

    F_total = F_rodadura + F_aerodinamica + F_pendiente

    Potencia_motor = v * F_total / (Rt * 3600)

    Carga_motor = (Potencia_motor/Rm - Potencia_motor)*100 #Para
pasarlo a kW

    return Carga_motor
```

Habiendo terminado con el cálculo de las cargas internas, se procede al desarrollo del modelo de cálculo de las cargas externas. Como se ha comentado en apartados anteriores, existen dos tipos de cargas externas. La primera de ellas se debe a la radiación solar que entra por los vidrios del coche. La segunda, debida a la radiación que absorben las paredes exteriores del vehículo y transmiten mediante convección y conducción al interior de la cabina.

Para ello se ha desarrollado una nueva función que incluye el cálculo de ambas. En primer lugar, para el cálculo de la carga térmica por la radiación que entra por las ventanas, es necesario conocer la medida de cada una de las ventanas (laterales, trasera y delantera) y el índice de radiación que atraviesa cada una de ellas. Estos datos se guardan en dos listas diferentes que reciben la función para poder operar.

Una vez recibidos los datos, la función entra en un proceso de iteración en el que se van calculando las cargas entrantes por cada una de las ventanas y estas se van sumando. En este cálculo se tienen en cuenta algunos coeficientes correctores como por ejemplo el

¹⁰ ¿Los coches eléctricos tienen transmisiones?

debido al uso de un vidrio absorbente o el causado por tener marcos metálicos en las ventanas. Antes de realizar el cálculo mencionado, se reinicia el valor de la carga para evitar que los cálculos anteriores interfieran.

Por otro lado, para el cálculo de la carga externa por radiación en los muros externos del coche, primero es preciso calcular el coeficiente de transmisión total del muro. Teniendo en cuenta que el método utilizado es el de diferencia de temperaturas equivalente, como se mencionó en apartados anteriores, también será necesario conocer el valor de esta diferencia de temperaturas para poder realizar el cálculo. Para ello la función recibe, además de los datos necesarios para el cálculo de la radiación por las ventanas, un vector con la diferencia de temperaturas de las paredes laterales y trasera y del techo, una lista con las características del muro (como por ejemplo el valor del coeficiente de convección de las paredes interna y externa, el espesor de las capas interna y externa o incluso el coeficiente de conducción de las paredes externa e interna) y por último una lista de las medidas de las paredes lateral y trasera y del techo que servirán para determinar el área de cada una de ellas.

Una vez calculado el coeficiente de transmisión total (que es idéntico para todas las paredes y el techo) se entra en un proceso iterativo en el que se van calculando las cargas introducidas por la radiación en las paredes una a una y se van sumando. Por último, se suman las cargas totales por radiación sobre las ventanas y las paredes y se devuelve el valor como carga total externa.

```
def Calculo_carga_externa(rad, s_vent, t_eq, muro, s_mur):

    """Cálculo de la carga térmica externa por radiación y
    conducción"""
    C_rad = 0.0
    C_convec = 0.0
    C_tot = 0.0

    k = 0.0
    Coef_marco_metalico = 1.17
    Coef_vidrio_absorbente = 0.8

    for i in [0, 1, 2]:
        if i == 0:
            C_rad += 2 * (Coef_marco_metalico * Coef_vidrio_absorbente
* rad[i] * s_vent[i])
        else:
            C_rad += Coef_marco_metalico * Coef_vidrio_absorbente *
rad[i] * s_vent[i]

    k = 1/(1/muro[0] + 1/muro[1] + muro[2]/muro[4] + muro[3]/muro[5])

    for j in [0, 1, 2]:
        if j == 0:
            C_convec += k * s_mur[j] * t_eq[j]
        else:
            C_convec += k * s_mur[j] * t_eq[j]

    C_tot = C_rad + C_convec

    return C_tot
```

Al tener todas las cargas definidas y haberlas sumado en el *main* del código, solo queda llamar a la función que calcula el ciclo de compresión simple en el que se debe trabajar, para calcular así el trabajo de compresión consumido.

Para poder determinar el ciclo de compresión es necesario conocer la temperatura tanto en el evaporador como en el condensador, además de los rendimientos volumétrico e isentrópico de compresión. Con este fin, la función recibirá la temperatura ambiente, la temperatura que se desea tener en la cabina y la carga térmica que hay que vencer.

Como rendimiento isentrópico de compresión se establece el mismo que en el ejemplo, es decir, un 75%. Como rendimiento volumétrico también se continúa con el valor establecido en el caso base (85%). Se decide que la temperatura en el condensador deberá ser 10°C mayor que la temperatura ambiente para asegurar una buena transmisión de calor. De este modo, si la temperatura ambiente es de 32°C, la temperatura en el condensador será 42°C.

En el código se crean 4 vectores, uno para cada punto del circuito, en el que se recogerán la temperatura, presión, entalpía, entropía y volumen específico de cada uno de ellos. En caso de no ser necesario conocer alguna de estas características se dejará un valor 0.

Para obtener las características de cada punto es necesario poseer una tabla con las condiciones del fluido, tanto para vapor saturado como para líquido saturado e incluso para la mezcla. De nuevo se sigue el mismo criterio; al tratarse de un prototipo se guardan en una matriz los datos necesarios para el ejemplo más los datos inmediatamente inferior y superior. De este modo, se ha creado una matriz que contiene los valores para vapor saturado a 16°C, 18°C y 20°C. Para ello se ha incluido la librería *numpy* que facilita el trabajo con matrices. La manera de rellenar el punto 1 (condiciones de vapor saturado) es utilizando la temperatura que se desea tener en la cabina.

Se han generado tres intervalos. Por un lado, si se desea tener una temperatura entre 21 y 23°C, la temperatura del evaporador será de 16°C y deberá utilizarse la iluminación para aumentar la percepción térmica como máximo dos grados. Si se desea tener la cabina a una temperatura de 23-25°C, la temperatura del evaporador deberá ser de 18°C y no se incluirá la iluminación. Por último, si la temperatura deseada está entre 25-27°C, la temperatura del evaporador será de 20°C y la iluminación procurará que la percepción térmica de los ocupantes descienda como máximo 2°C. Los valores que se dan a la temperatura del evaporador se han escogido para evitar al máximo la formación de rocío en el intercambiador de calor que enfría la mezcla de aire recirculado con aire exterior para su posterior ingreso en la cabina.

Con las características del refrigerante cuando está en forma de líquido saturado se ha hecho algo muy similar. Se han guardado en una matriz los datos correspondientes a 38°C, 40°C, 42°C, 44°C, 46°C, 48°C, 50°C y 52°C. La intención no es la de tener una base de datos completa, sino la de poder llevar a cabo varios ejemplos con temperaturas ambiente que vayan desde los 28°C hasta los 38°C en saltos de 2 grados.

La manera en la que se rellenan los datos del punto 3 (punto que se encuentra a la salida del condensador) es iterar hasta encontrar la coincidencia de temperaturas entre la base

de datos y la suma de la temperatura ambiente más 10°C. Una vez coincidan, se copian los datos para esa temperatura que previamente se habían guardado en la pequeña base de datos.

Para poder calcular los puntos 2 y 4 es necesario tener una base de datos con las propiedades del refrigerante cuando está dentro de la campana, es decir, cuando está en fase líquido-gas. Dichas tablas poseen gran cantidad de datos que no tiene sentido introducir en el código en este momento. Por consiguiente, se tomarán los datos necesarios para el ejemplo que se quiere plantear.

En este ejemplo del viaje Madrid – Vigo, se ha decidido tomar cuatro puntos representativos. Las características de cada uno de los puntos se pueden ver en el *main* del código. Se han tomado cuatro valores distintos para la velocidad, la pendiente, la temperatura exterior, la diferencia de temperaturas equivalente y la radiación por cada uno de los perfiles del vehículo.

Teniendo esos datos, se ha calculado el valor de la presión, temperatura, entalpía, entropía y volumen específico para los puntos 2 y 4 del ciclo de compresión de cada una de las paradas significativas del viaje. Se ha comentado anteriormente la manera de almacenar los datos en una matriz aprovechando la librería *numpy*.

Tras haber almacenado dichos datos, el código lleva a un bucle iterativo en el que se comprueba la temperatura del evaporador para saber qué características se deben grabar en los puntos 2 y 4 del ciclo de compresión simple.

Una vez definidos los cuatro puntos sólo queda por hacer el cálculo del frío generado en el evaporador y el del trabajo de compresión. Para ello se sigue la metodología explicada en los apartados anteriores, tomando las entalpías de los puntos 1, 2 y 4 y se calculan ambos parámetros en kJ/kg.

Para calcular el caudal másico que debe circular por el circuito se utiliza el valor de la carga térmica que se debe vencer junto con el frío generado en el evaporador. Llegados a este punto, para calcular la potencia de compresión simplemente hay que multiplicar la hallada anteriormente por el caudal másico y se obtiene la potencia en kW.

```
def Trabajo_compresion(T_amb, T_z, Carga): #Temperatura en el ambiente exterior, en la cabina (zona), carga térmica
    """Cálculo del trabajo de compresión del ciclo estándar al recibir las temperaturas del evaporador y el condensador"""

    Rc = 0.75 #Rendimiento isentrópico del compresor
    Rv = 0.85 #Rendimiento volumétrico

    T_c = T_amb + 10.0 #Para asegurar la transmisión de calor, la temperatura en el condensador debe ser al menos 10°C superior que la del ambiente

    Punto_1 = [0, 0, 0, 0, 0] #Características del refrigerante a la entrada del compresor [Temperatura(°C), presión(bar), Vol. espec. (m³/kg), Entalpía (kJ/kg), Entropía (kJ/kg*K)]
    Punto_2 = [0, 0, 0, 0, 0]
    Punto_3 = [0, 0, 0, 0, 0]
    Punto_4 = [0, 0, 0, 0, 0]
```

```

#Matriz con los valores de vapor saturado [T, p, v, h, s]
matriz_aux = [
    [16.0,7.475,0.06146,590.03,2.3509],
    [18.0,7.89,0.05823,592.02,2.3492],
    [20.0,8.322,0.0552,593.99,2.3476],
]
m = np.array(matriz_aux)

#Se rellenan los campos para el Punto_1 (vapor saturado). Si T_z
está entre 21-23: T_e=16; si T_z=23-25: T_e=18; si T_z=25-27: T_e=20
if T_z <=23:
    Punto_1 = m[0,:]
if (T_z > 23) and (T_z <= 25):
    Punto_1 = m[1,:]
if T_z > 25:
    Punto_1 = m[2,:]

#Matriz con los valores de líquido saturado [T, p, v, h, s]
matrix_aux_bis = [
    [38.0,13.036,2.1153,299.33,1.3343],
    [40.0,13.659,2.1295,304.96,1.3519],
    [42.0,14.305,2.1442,310.65,1.3695],
    [44.0,14.973,2.1596,316.38,1.3872],
    [46.0,15.663,2.1756,322.18,1.4050],
    [48.0,16.377,2.1923,328.02,1.4228],
    [50.0,17.114,2.2097,333.94,1.4406],
    [52.0,17.876,2.2281,339.92,1.4585]
]
m_bis = np.array(matrix_aux_bis)

#Se rellenan los campos para el Punto_3 (líquido saturado) cuando
coincide T_c con la guardada en la matriz
for i in [0, 1, 2, 3, 4, 5]:
    if m_bis[i,0] == T_c:
        Punto_3 = m_bis[i,:]

#Recorrido por los Puntos del ejemplo
T_posibles = [48.0, 38.0, 52.0, 40.0]
Punto_2_posibles = [
    [55.584,16.377,0.028815,636.789,2.3835],
    [44.093,13.036,0.036294,624.231,2.378],
    [59.788,17.876,0.026248,640.718,2.3829],
    [42.46,13.659,0.033674,617.831,2.3509]
]
Punto_2_m = np.array(Punto_2_posibles)

Punto_4_posibles = [
    [18.0,7.89,0,328.024,0],
    [16.0,7.475,0,299.327,0],
    [20.0,8.322,0,339.917,0],
    [16.0,7.475,0,304.964,0]
]
Punto_4_m = np.array(Punto_4_posibles)

for j in [0, 1, 2, 3]:
    if T_posibles[j] == T_c:
        Punto_2 = Punto_2_m[j,:]
        Punto_4 = Punto_4_m[j,:]

```



```

    Qo = Punto_1[3] - Punto_4[3] #Frio generado en el evaporador
(kJ/kg)
    Work = Punto_2[3] - Punto_1[3] #Trabajo de compresión (kJ/kg)

    m = Carga / Qo
    W_real = Work * m

    return W_real

```

Durante el desarrollo del código se ha tratado de extraer el máximo número de funciones posibles de modo que todo quedara compartimentado. De esta manera, en caso de querer ampliar alguna parte o actualizar algún cálculo, simplemente habría que hacerlo en la función correspondiente. Asimismo, en el código principal están recogidos los datos invariables. Por ejemplo, a lo largo del trayecto se asume que el peso del vehículo no varía o que el número de pasajeros es el mismo. Sin embargo, es posible transformar dichas variables en vectores que contengan valores diferentes para cada uno de los cuatro tramos en los que se ha dividido el viaje.

Otras características como las superficies de las ventanas o de los muros exteriores se consideran invariables en el tiempo, no solo durante el trayecto sino durante la vida útil del vehículo. Dentro de esta categoría también entran el área frontal, el coeficiente de rozamiento aerodinámico o los rendimientos del motor y de la transmisión. De nuevo, son valores relativamente sencillos de cambiar por un vector con cuatro o más datos distintos.

Además, existen algunos parámetros que se han dejado invariantes por no tener mecanismos de medida. Se trata de una posible ampliación de futuro. Por ejemplo, la carga térmica de la batería no se ha modelado (como si se ha hecho con el motor) por lo que sus datos en tiempo real podrían incluirse. Ocurre lo mismo con los datos del coeficiente de rodadura o la densidad del aire. Son valores que podrían variar y son relativamente sencillos de medir con actuadores colocados estratégicamente en el vehículo. Sin embargo, en este estudio se han dejado sin incluir dada la extensión del mismo.

Por último, las características termodinámicas de los muros han permanecido invariantes durante todo el trayecto. Pero esto no significa que no se pueda cambiar. En caso de querer aplicar este software en un vehículo distinto (con un peso diferente, áreas más grandes o pequeñas o incluso otro tipo de aislamiento) simplemente deben conocerse algunos parámetros para poder actualizarlos y el modelo funcionará igual de bien.

A continuación, se incluye el código principal para ayudar a la visualización de lo comentado anteriormente:

```

if __name__ == '__main__':

    #Definición de las características geométricas y de radiación
    S_ventana = [1.05, 0.8745, 1.29] #Superficie de las ventanas
[lateral, trasera, delante] en m^2
    S_muro = [1.95, 1.125, 2.4] #Superficie de las paredes [lateral,
trasera, techo] en m^2

```

```

Muro = [33.73, 9.304, 0.01, 0.03, 28.38, 0.041] #Características
muro. [coef. convecc. pared externa, interna, espesor capa externa,
interna, coef. conduc. pared externa, interna]

#Definición de parámetros de entrada
peso = 1490.0 #Peso en kg
Cx = 0.26
Area_front = 2.17 #Área frontal en m^2
Dens_aire = 2.03167 #Densidad del aire en kg/m^3
Coef_rodadura = 0.008
g = 9.81
Rend_transmision = 0.87 #Rendimiento de la transmisión del
vehículo
Rend_motor = 0.887 #Rendimiento medio del motor
N_personas = 4.0
Carga_termica_bateria = 1300.0
T_exteriores = [38.0, 28.0, 42.0, 30.0]
velocidades = [80.0, 120.0, 140.0, 80.0]
Pendientes = [0.0, 10.0, 0.0, 4.0]
Radiaciones_matrix = [
    [126.77,126.77,541.96],
    [102.5,110.7,407.4],
    [138.92,131.63,470.38],
    [111.48,105.6,436.27]
]
rad_m = np.array(Radiaciones_matrix)

t_equivalentes_matrix = [
    [10.22,10.22,14.26],
    [7.14,8.01,12.35],
    [12.31,13.02,16.53],
    [6.94,7.86,11.98]
]
t_eq_m = np.array(t_equivalentes_matrix)

Iluminacion = [0, 0, 0, 0] #Indicador de iluminación. Apagada = 0;
Cálida = 1; Fresca = 2
Consumo = [0, 0, 0, 0]

#Cálculo para cada punto del viaje
for i in [0, 1, 2, 3]:

    T_ext = T_exteriores[i]
    vel = velocidades[i] #Velocidad del vehiculo (km/h)
    Pendiente = Pendientes[i] #Pendiente por la que circula (en
grados)
    Radiacion = rad_m[i,:]#Radiación que entra por las ventanas
[lateral, trasera, delantera] en W/m^2
    t_eq = t_eq_m[i,:]#Temperatura equivalente obtenida mediante
el metodo de la diferencia equivalente de temperaturas [lateral,
trasera, techo] en °C

    if T_ext <= 30.0:
        T_zona = 21.0
        Iluminacion[i] = 1
    if (T_ext > 30.0) and (T_ext <= 40.0):
        T_zona = 24.0
        Iluminacion[i] = 0
    if T_ext > 40.0:
        T_zona = 27.0
        Iluminacion[i]=2

```

```

    Carga_interna = Calculo_carga_pasajeros(T_zona, N_personas)
    Carga_externa = Calculo_carga_externa(Radiacion, S_ventana,
t_eq, Muro, S_muro)
    Carga_tot = Carga_interna[0] + Carga_interna[1] +
Carga_termica_bateria + Calculo_carga_motor(Rend_transmision,
Rend_motor, vel, peso, g, Pendiente, Coef_rodadura, Cx, Area_front,
Dens_aire) + Carga_externa
    Consumo[i] = Trabajo_compresion(T_ext, T_zona, Carga_tot)

```

El resultado final del software se recoge en los vectores iluminación y consumo. Después de haber definido todos los parámetros comentados anteriormente, como se ha comentado anteriormente, se va a hacer un uso estratégico de la iluminación para aumentar o disminuir la percepción térmica de los pasajeros. Asimismo, tras introducir los datos necesarios en variables y matrices, el código lleva a un bucle iterativo en el que se realizan los procesos de definición y cálculo para cada uno de los puntos. De esta forma, se calculan primero las cargas térmicas, tanto internas como externas, para cada uno de los puntos así como el consumo del compresor en cada tramo del trayecto.

3.4. Estudio económico

En este subapartado del capítulo 3 se va a realizar un estudio económico para analizar la viabilidad de los sistemas desarrollados y así poder entender mejor las posibilidades del estudio en el mercado. Se estudiarán los precios de mercado del sistema HVAC desarrollado y los costes por el desarrollo del software.

Para Poder realizar una valoración económica del proyecto, es necesario tener conocimiento de la cantidad de dinero que se va a tener que invertir inicialmente. Esta primera inversión incluye los costes directos y los indirectos.

Dentro de los costes directos están los costes instalados o de emplazamiento (CE) y los costes no instalados o de no emplazamiento (CNE). Los primeros recogen el gasto en compra e instalación de equipos, instrumentación y control e incluso instalaciones eléctricas. Dado que GA ya dispone de fábricas, talleres y ordenadores y maquinaria suficiente con la que desarrollar el proyecto, estos costes se reducen considerablemente. En principio las grandes novedades serán la compra del nuevo refrigerante y el gasto en el desarrollo de un software completo y funcional que sea compatible con la electrónica del vehículo.

Por otro lado, los costes no instalados engloban la compra de terrenos, el gasto por obra civil y las estructuras y las infraestructuras de servicios. Al igual que para los costes instalados, la mayor parte de estos servicios y necesidades, por no decir todos, ya están en poder de GA y no sería necesario ampliarlos.

Dentro del activo fijo de la inversión inicial también existen los costes indirectos. Estos costes incluyen la supervisión y la ingeniería, los costes de construcción y el beneficio del constructor y las contingencias. De nuevo, los costes de construcción serían inexistentes. Sin embargo, se debería subsanar el gasto producido por tener a ingenieros

trabajando en el desarrollo del nuevo ciclo de compresión con el refrigerante R290. Algo similar ocurre con la supervisión y las contingencias. La inversión inicial que se debe hacer para el proyecto deberá mayorarse con el objetivo de subsanar los posibles imprevistos que puedan surgir.

Para poder contemplar la inversión inicial en su totalidad, también se deben tener en cuenta los gastos por puesta en marcha o activos intangibles (licencias, I+D) o la concesión de fondos usados como por ejemplo las ayudas económicas de la Unión Europea en la transición energética.

Este proyecto tiene un carácter distinto al resto de proyectos que engloban las energías y el mundo de la industria. Como se ha comentado, no se trata de la construcción de una planta industrial o de la fabricación de un nuevo producto. Al no tener GA experiencia en la fabricación de sistemas HVAC se estudiará la posibilidad de introducirse en este mundo de la mano de un fabricante ya instalado en el mercado.

Se trataría de aprovechar el buen nombre de GA y su departamento de electrónica con el fin de desarrollar el software de *Predictive Thermal Management*. Este desarrollo sería un proyecto inicial cuyos beneficios deberían extenderse a lo largo de los años con un mantenimiento muy sencillo o incluso con las actualizaciones necesarias para adaptar el código a las prestaciones del sistema HVAC y a los requerimientos de los pasajeros dependiendo de la zona climática en la que se encuentren.

Debido a la escasa disponibilidad sobre los precios de los componentes del sistema HVAC con bomba de calor, se ha decidido estudiar el precio del sistema completo. Existen vehículos eléctricos e híbridos en los que el sistema de calefacción y refrigeración mediante bomba de calor es opcional, por ejemplo el BMW i3. Su precio varía relativamente poco al incluir el sistema de climatización. Sobre un precio total de 41.830€, la bomba de calor representa el 1,64% (680€). Si bien es cierto que el vehículo dispone de una preinstalación independientemente de escoger o no el sistema opcional. En otros casos, colaboradores de GA han afirmado que el coste del sistema total puede llegar a alcanzar los 1.500 €.

El principal problema de estos datos es que se trata de vehículos de gama media – alta, no son vehículos dirigidos al público general por lo que el coste del sistema a frente al total representa un porcentaje muy bajo. Sin embargo, en un coche medio, un sobrecoste de 1.500 € para incluir la bomba de calor podría influir en la decisión del comprador de manera negativa.

Por otro lado, para tener una imagen global de la inversión inicial que habría que hacer, se deben tener en cuenta las horas de programación que llevaría desarrollar un software completo que fuese flexible para adaptarse a las características de cada HVAC.

Teniendo en cuenta que el sueldo medio de un programador de Python es de 30.400 € anuales y que la jornada anual en España son 1.720 horas, se puede concluir que, teniendo en nómina al programador (GA dispone de programadores con contrato fijo), el desarrollo del software tendría un coste de 17,67 €/hora.

Se estima que el tiempo empleado en desarrollar el prototipo ha sido de 50 horas. Por lo tanto, el coste del programador no llegaría a los 900€ (883,72 €). Sin embargo, al tratarse

de un software más ambicioso podría suponerse un tiempo medio de seis semanas. Es decir, 240 horas divididas o no entre varios programadores. Esto supondría un coste total de 4.241,86 €.

Teniendo en cuenta que el desarrollo del sistema HVAC correría a cargo de la empresa junto con la que GA trabajaría, el único coste que habría que añadir sería el de los equipos de negocio y comerciales que consiguieran vender el producto a los principales fabricantes de vehículos eléctricos e híbridos.

Por lo tanto, se puede concluir que se trata de una nueva línea de negocio sin demasiado riesgo en el que no se tendría stock que vender o pasivos que consumieran recursos económicos. Todos los recursos necesarios están ya dentro de la propia empresa o son socios habituales de GA.

4. Capítulo 4: Análisis de los resultados

En el apartado anterior se han seguido los procesos necesarios para poder calcular y diseñar distintas posibilidades que cubren las necesidades del sistema HVAC que se necesita.

Sin embargo, se debe elegir uno de los ciclos como el mejor y optar por esa opción. A lo largo de este capítulo se va a tomar esa decisión, argumentándola y apoyándose en los resultados obtenidos a lo largo del proceso de cálculo.

4.1. Análisis de los resultados de los ciclos frigoríficos

A la luz de los resultados de las cargas térmicas calculadas tanto en verano como en invierno y teniendo en cuenta que el diseño del sistema tiene como objetivo incluir el HVAC y el software en un vehículo que circule por la ciudad de Madrid, se ha decidido proseguir con el estudio únicamente en verano. Siguiendo la misma línea de razonamiento que se ha utilizado para los cálculos, se estudiará el caso más desfavorable dentro de lo razonable.

Otro de los motivos para tomar esta decisión es que en el año 2019 la firma francesa Renault realizó un estudio sobre el rendimiento de las baterías en los vehículos eléctricos. En ese estudio admitía que existe una notable pérdida de rendimiento cuando las baterías se ven sometidas a temperaturas extremas, tanto mucho frío como mucho calor. Ponían como ejemplo las baterías incluidas en el Renault Zoe, uno de los vehículos eléctricos que más éxito estaba teniendo en el mercado. El estudio dejaba patente que la autonomía teórica del vehículo (siguiendo el ciclo WLTP comentado en el punto 1.2. Contexto y planteamiento del proyecto) era de 390 km. Sin embargo, en las condiciones del invierno madrileño esta autonomía descendía hasta 380 km. Asimismo, en las condiciones del duro verano de la capital española, la autonomía se reducía hasta 250 km.

Por todo lo comentado en los párrafos previos, se compararán los ciclos propuestos con las cargas térmicas de verano.

Para poder comparar los tres ciclos, se han calculado parámetros de consumo y eficiencia. Por un lado, se ha calculado la potencia que deben consumir el compresor (en el caso del ciclo simple) o ambos compresores (en el caso del ciclo doble). Además, se ha obtenido el valor del coeficiente de rendimiento (COP por sus siglas en inglés) para cada uno de los ciclos. Por último, se han incluido en la tabla los valores de caudal de refrigerante diferenciando entre el lado de baja y el lado de alta.

Circuito	Trabajo de compresión	COP	Caudal en baja	Caudal en alta
Ciclo simple	1,12 kW	6,14	6.61 m ³ /h	
Ciclo doble - intercooler cerrado	1,07 kW	6,42	5,064 m ³ /h	3,999m ³ /h
Ciclo doble - intercooler abierto	1,05 kW	6,56	4,86 m ³ /h	3,99 m ³ /h

Tabla 22. Comparativa de resultados. Fuente: Propia

No obstante, los resultados que se recogen en la Tabla 22 no son el único criterio de elección. En el sector del automóvil el precio, el volumen y el peso de cada componente cuenta. Por lo que se valorará positivamente la sencillez del sistema así como el número de componentes a utilizar.

Los sistemas de ciclo doble con *intercooler* abierto y cerrado presentan resultados muy similares. La diferencia de eficiencia y de consumo entre uno y otro se debe al menor rendimiento del intercambiador de calor que hay cuando se utiliza un *intercooler* cerrado. El coeficiente de rendimiento es bastante similar siendo un poco más alto en el sistema con el intercambiador abierto (6,56 frente a 6,42).

En términos de consumo, el trabajo de compresión total, es decir, la suma del consumo de la compresión en el lado de alta más el consumo de la misma en el lado de baja, es algo mayor cuando el *intercooler* es cerrado, pero realmente no representa una diferencia significativa.

Asimismo, la mayor eficiencia del sistema con intercambiador abierto unido a su menor consumo están estrechamente relacionados con el caudal total que debe circular. La suma de caudales en el lado de alta y el de baja es algo mayor en el ciclo de compresión doble con *intercooler* cerrado.

Parece lógico desechar el sistema que posee el intercambiador cerrado frente al sistema con *intercooler* abierto. Sin embargo, ya se ha comentado que estos datos no serán el único criterio a seguir en esta toma de decisiones.

Comparando el ciclo de compresión doble con *intercooler* abierto con el ciclo de compresión simple, se puede ver que la mejora no es tan grande. El COP del sistema de doble compresión es un 6,8% mayor que el del sistema más simple. La diferencia en el consumo es realmente pequeña, el caso base consume 0,07 kW más. Sin embargo, el caudal de refrigerante (sumando los lados de alta y baja) es notablemente menor en el caso del ciclo simple.

Por otro lado, la sencillez y elegancia del ciclo frigorífico de compresión simple ha hecho que algunas empresas consigan diseñar un sistema tan compacto que resulta realmente fácil de montar y desmontar o incluso sustituir en caso de fallo importante.

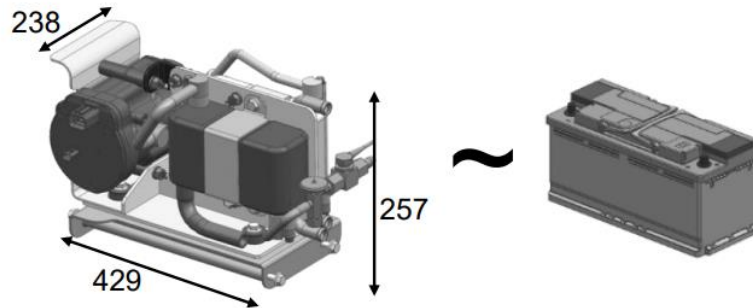


Figura 20. Sistema compacto de refrigeración. Fuente: Optemus

Las medidas que se aprecian en la Figura 20 son las indicadas por el fabricante de la unidad, Optemus. Aunque no son los únicos. Aprovechando la sencillez del sistema, la empresa DENSO ha fabricado otra unidad de refrigeración compacta con unas medidas muy similares (300x220x215).

Debido a las características ambientales en las que debería trabajar el sistema, se concluye que el ciclo de compresión simple es el más adecuado. Los sistemas de compresión doble son especialmente útiles en aplicaciones de refrigeración industriales en las que las temperaturas frías a mantener están por debajo de -5°C debido a su gran eficiencia y relación de compresión. Sin embargo, en este caso el sistema no se verá tan exigido además de disponer de un espacio muy reducido e intentar aligerar peso del vehículo para reducir su consumo y aumentar su autonomía. Por lo tanto, se considera que el sistema que mejor se adapta a las necesidades del usuario y cuya sencillez ayuda a conseguir los objetivos de crear un vehículo compacto y ligero es el ciclo estándar de compresión simple.

4.2. Análisis de los resultados del software de *Predictive Thermal Management*

En este último apartado del capítulo 4 se van a analizar los resultados obtenidos mediante el software desarrollados. Se debe recordar que el objetivo del software es mantener el confort térmico dentro de la cabina asegurando el menor consumo posible. La diferencia principal es el factor humano. La mayoría de los seres humanos cuando pone el aire acondicionado tiende a ponerlo al máximo, aunque no sea necesario. Otro de los errores más comunes es olvidar que el aire está puesto o no prever que llega una zona de temperaturas más altas y encender el aire acondicionado demasiado tarde.

Con el software desarrollado se ha tratado de conservar la temperatura de la cabina dentro de los límites del confort, manteniendo el flujo de aire lo más constante posible. Al evitar los picos de refrigeración se evitan los picos de consumo que disminuyen tanto la autonomía de las baterías. Además, se puede aprovechar el rango de temperaturas aceptables y el poder de la iluminación para mantenerse dentro del confort sin consumir tanta energía.

Para el análisis de resultados se decide observar cada función por separado, es decir, se estudiará el resultado proveniente del cálculo de las cargas internas y externas, el cálculo de la potencia consumida por el motor y el diseño del ciclo simple de refrigeración así como los datos de consumo del compresor.

El primer cálculo en realizarse es el de la carga térmica interna generada por el hecho de tener pasajeros dentro del vehículo. Se ha comentado anteriormente que debido a la falta de datos se elaboró un diccionario con las cargas generadas cuando la temperatura del habitáculo es de 21°C, 24°C o 27°C. Como resultado se obtienen las cargas sensible y latente para cada uno de los cuatro tramos establecidos. En la Tabla 23 se puede ver cómo estos resultados son valores exactos, sin decimales. Esto se debe a que las cargas por persona y actividad se extraen de una tabla similar.

Lo más interesante es ver cómo varían los resultados en función de la temperatura que se tiene en el interior de la cabina. Durante el primer tramo la temperatura exterior es de 38°C, por lo que se toma la decisión de mantener una temperatura de 24°C en el interior del habitáculo. A lo largo del segundo tramo, la temperatura exterior es de 28°C, por lo que en el interior se decide mantener el confort bajando la temperatura a 21°C y utilizando la iluminación cálida del interior del coche. Por otro lado, en el tercer tramo, la temperatura exterior aumenta hasta 42°C. En este caso se puede ver cómo el intercambio de carga sensible (calor) es menor debido a que la temperatura corporal está más cercana a los 27°C que se desean mantener en la cabina. Sin embargo, la carga latente aumenta debido a la transpiración de los pasajeros que aumentan la humedad en el ambiente. Se debe añadir que, para mantener el confort, la iluminación debe cambiar a un ambiente fresco. Recuérdese que lo que cambia la percepción térmica del pasajero no es tanto la iluminación en sí, sino los cambios en la misma. Por último, a lo largo del último tramo, llegando ya a Vigo, la temperatura exterior desciende hasta 30°C debido al mar. En este punto se decide que la temperatura interior de la cabina descienda hasta 21°C activando de nuevo la iluminación cálida, consiguiendo de este modo mantener el confort térmico.

	Carga sensible	Carga latente
Tramo 1	210	155
Tramo 2	235	130
Tramo 3	170	190
Tramo 4	235	130

Tabla 23. Resultados software - Carga térmica pasajeros. Fuente: Propia

El segundo cálculo realizado es el de la carga térmica del motor. Se ha explicado anteriormente todo el proceso de cálculo. Además, los datos introducidos para la velocidad y la pendiente en cada tramo son los siguientes:

	Velocidad (km/h)	Pendiente(°)
Tramo 1	80	0
Tramo 2	120	10
Tramo 3	140	0
Tramo 4	80	4

Tabla 24. Datos de velocidad y pendiente para los tramos. Fuente: Propia

Gracias a los datos mostrados se pueden calcular todas las fuerzas que entran en juego en cada tramo. Por ejemplo, en los tramos 1 y 3 no hay pendiente, por lo que la fuerza correspondiente a la descomposición del peso en sus dos ejes en estos casos no interviene. Parece lógico que el tramo de mayor consumo sea el segundo. A mayor velocidad se obtiene un consumo más grande y sumándole la pendiente más pronunciada, tenemos el tramo más caro energéticamente hablando. Los resultados obtenidos son los siguientes:

	Carga térmica motor (W)
Tramo 1	1.301,50
Tramo 2	16.259,54
Tramo 3	5.601,82
Tramo 4	4.618,47

Tabla 25. Resultados de la carga térmica del motor. Fuente: Propia

Efectivamente, el tramo que más calor genera es el segundo. Si se comparan los resultados con el del caso base (4.610 W), se observa que hay tramos en los que el consumo es significativamente mayor. Sin embargo, tiene una explicación. En el caso base se decía que la potencia del motor no superaba los 75 kW, en cambio, para poder alcanzar los puntos de funcionamiento que se desean con el peso y los coeficientes establecidos, la potencia del motor debe ser de al menos 126,1 kW. Este valor es 0,1 unidades superior a la potencia requerida al motor durante el tramo 2.

Antes de poder calcular el trabajo de compresión, es decir, la energía consumida por el ciclo, se necesita conocer el valor de las cargas externas por radiación, conducción y convección. El procedimiento se ha explicado anteriormente y los datos de entrada están disponibles en el código. El resultado que se mostrará a continuación es la suma de ambas cargas.

	Carga térmica externa (W)
Tramo 1	1.082,86
Tramo 2	844,48
Tramo 3	1.038,87
Tramo 4	891,15

Tabla 26. Resultados carga térmica externa. Fuente: Propia

Comparándolo con el resultado del caso base (1104,9 W), se observa que los resultados son relativamente similares sobre todo en los tramos 1 y 3 en los que las condiciones de radiación y temperatura son parecidos.

Una vez analizados los resultados de todas las cargas, solo falta analizar el resultado total. Antes de realizar el análisis, debe tenerse en cuenta que para hacer los cálculos del trayecto Madrid – Vigo, se ha aumentado la potencia del motor y se han tomado datos distintos para cuatro tramos, cuando se podría haber hecho para ocho o dieciséis tramos. Este software ha sido concebido para dividir el trayecto en el mayor número de tramos posibles mientras tenga sentido, es decir, mientras cambien las condiciones de temperatura, radiación y pendiente y velocidad. Sin embargo, para no cargar de trabajo a un ordenador normal y corriente, se ha decidido dividir el viaje en cuatro tramos en vez de hacerlo en más.

	Consumo del compresor (W)
Tramo 1	686,70
Tramo 2	2.184,63
Tramo 3	1.526,63
Tramo 4	699,70

Tabla 27. Resultados del trabajo de compresión. Fuente: Propia

Comparándolo con el consumo del caso base (1.120 W) se aprecian dos tramos por encima de este consumo. Los consumos de los cuatro tramos no son comparables del todo al consumo del caso base por las diferencias explicadas anteriormente. Sin embargo, se puede ver la gran diferenciación de consumo entre un tramo y otro. Esa es la función del software, reducir el consumo en cada tramo a su mínimo posible, combinar el ciclo de compresión simple con la iluminación interior del vehículo para asegurar el confort térmico durante todo el trayecto, utilizando la menor cantidad de energía posible.

Por último, se ha incluido en el código un indicador para saber si es necesario utilizar la iluminación interior del vehículo y en caso de hacerlo, si debe ser cálida o fresca. El resultado es un vector con un indicador para cada tramo. Por sencillez, se ha escogido el valor 0 para indicar que la iluminación debe permanecer apagada; el valor 1 indica que la iluminación debe aportar sensación de calidez al ambiente ya que la temperatura interior del vehículo será algo más fresca de lo ideal; el valor 2 indica que se debe aumentar la sensación de frescor mediante la iluminación interior porque la temperatura de la cabina

excederá ligeramente el valor óptimo para el confort. En el caso del trayecto Madrid – Vigo los resultados han sido los siguientes:

$$\text{Iluminación} = [0, 1, 2, 1]$$

Es necesario comentar que no se han tenido en cuenta los valores de CO₂ en el interior de la cabina en el desarrollo del software. El problema principal ha sido la falta de sensores que indiquen los niveles de CO₂ a tiempo real. Con estos actuadores se podría optimizar el caudal de aire exterior que se mezcla con el de recirculación y disminuir así la potencia frigorífica entregada por el circuito de compresión.

5. Capítulo 5: Conclusiones

En este quinto capítulo se van a recoger las conclusiones a las que se ha llegado a lo largo de todo el proyecto.

5.1. Conclusiones sobre resultados y metodología

En un primer momento se analizaron las distintas posibilidades existentes para mejorar los sistemas HVAC de los vehículos eléctricos con el fin de aumentar su autonomía. Estudiando las tecnologías emergentes se observó una posibilidad para GA. Esta posibilidad es el software *Predictive Thermal Management*. Su elegancia, sencillez y efectividad unidas a la baja inversión inicial y la ausencia de necesidad de tener años de conocimiento para poder competir en un mercado cada vez más saturado, hicieron que esta fuera la tecnología elegida.

Debido a los intereses comerciales de GA y a la intención de diseñar el sistema HVAC para el caso más desfavorable, se decidió que todos los cálculos de las cargas térmicas (internas y externas) y el diseño del circuito de compresión se realizara para las condiciones de verano que se dan en una ciudad mediterránea como es Madrid. Por lo tanto, los datos de temperatura, humedad relativa e índices de radiación son los correspondientes para dicha ciudad en el mes de Julio.

El cálculo de las cargas térmicas reveló lo importante que es tener un sistema de refrigeración eficiente. No sólo se ha buscado vencer las cargas térmicas de la cabina, sino también las generadas por elementos como el motor o las baterías. El objetivo es el de aumentar la autonomía y para ello se debe mantener la temperatura de los elementos eléctricos dentro de cierto rango. De este modo se asegura su buen funcionamiento y se alarga su vida útil.

Por otro lado, se estudiaron las cargas térmicas internas y externas. Las primeras están se deben al calor generado por los pasajeros. Este calor depende tanto de la temperatura del interior del vehículo como de la actividad que esté realizando cada uno de los ocupantes. Gracias a las tablas adecuadas es un proceso de cálculo relativamente sencillo. Asimismo, las cargas térmicas externas son las debidas a la radiación solar que entra por las ventanas, a la absorción de calor por parte de las paredes exteriores del vehículo que posteriormente lo conducen hacia el interior y a la diferencia de temperaturas entre el ambiente y el interior de la cabina. El valor de estas cargas varía dependiendo de la temperatura, la radiación y el aislamiento de las paredes del coche pero existe un procedimiento que permite su cálculo de una manera más o menos rápida.

Si bien es cierto que el calor generado por las baterías se ha mantenido constante independientemente de los factores externos, el calor disipado en el motor se ha modelado en el software gracias a datos como la velocidad del vehículo, la densidad del aire o la pendiente a la que se enfrenta el automóvil.

Con un primer estudio de mercado, se observó la posibilidad de utilizar refrigerantes con bajos índices de contaminación como pueden ser el CO₂ o el R290 (propano). El ciclo de refrigeración con CO₂ resultó ser más complejo de lo que se esperaba. Debido a su bajo punto crítico (se aceptan temperaturas que no superen los 32°C) no se podía utilizar el refrigerante en condiciones normales. Sin embargo, existía la posibilidad de utilizar CO₂ en estado transcrítico para alcanzar los requerimientos del sistema. El ciclo de refrigeración con CO₂ transcrítico aumentaba el número de puntos de interés del circuito creando un sistema más complejo cuyas presiones de trabajo requerían de elementos más robustos. Además, se descartó el CO₂ por motivos de relaciones comerciales y se diseñó todo el sistema para trabajar con el R290.

El resultado ha sido asombroso. Gracias a su bajo potencial de calentamiento global (GWP) y a sus propiedades termodinámicas, se puede diseñar un ciclo de compresión simple que ayude a disminuir el peso y espacio ocupados por este sistema. Siendo estos dos factores realmente importantes a la hora de tomar decisiones sobre qué incluir y qué no en un vehículo eléctrico.

Se estudiaron tres ciclos distintos. Por un lado se estudió un ciclo simple de compresión estándar como caso base. Además, se analizaron dos ciclos de compresión doble en dos etapas, uno de ellos con *intercooler* abierto y el otro con *intercooler* cerrado. Los resultados de eficiencia y consumo fueron relativamente similares. Es lógico que los sistemas más eficientes fuesen los de compresión doble ya que con la segunda compresión se aprovechan al máximo las propiedades térmicas del fluido refrigerante. Sin embargo, dada la complejidad y el exceso de potencia de los sistemas de compresión doble, se optó por la sencillez de un sistema simple que se adecuaba a la perfección con los requerimientos del circuito.

Una vez elegido el refrigerante y diseñado el ciclo, se estudiaron tecnologías complementarias para reducir el consumo del sistema HVAC. Los calentadores por resistencia y los PTC se desecharon por ser útiles en condiciones de frío extremo. Sin embargo, el diseño está pensado para un vehículo que reposa en garaje (enchufado) y en Madrid. En la capital española las temperaturas de frío extremo (-10°C) no se dan habitualmente por lo que no tenía sentido incluir tecnologías de baja eficiencia que se utilizan como última opción.

Por otro lado, se exploró el mundo de las sensaciones térmicas, es decir, la percepción del pasajero. Se analizaron diversos estudios que hablaban sobre la importancia de la iluminación, tanto de luz natural como artificial, en la percepción térmica del ser humano. Viendo que tanto la intensidad como la apariencia de la luz (cálida o fresca) juegan un papel importante variando la sensación en $\pm 2^\circ\text{C}$, se decidió introducir esta tecnología. Aprovechar los cambios de iluminación interior para tratar de aumentar el intervalo de temperaturas en las que se encuentra el confort térmico ha sido realmente útil. Gracias a ello se ha podido evitar los cambios bruscos en la temperatura interior de la cabina y, sobre todo, disminuir el salto de temperaturas entre el interior y el exterior. Este salto juega un papel importante en la transmisión de calor a través de los límites físicos del vehículo, como se pudo ver durante el proceso de cálculo del método de diferencias de temperaturas equivalentes.

Todo ello se incluyó en un software desarrollado en Python. La elección del lenguaje de programación fue relativamente sencilla. Se necesitaba un lenguaje de código libre que admitiera ampliaciones futuras en los ámbitos del Big Data.

De esta forma se trató de compartimentar al máximo cada una de las partes del proyecto para facilitar el trabajo de futuros ingenieros o desarrolladores que quieran ampliar, actualizar o mejorar cualquiera de las partes.

El resultado del uso del software ha sido realmente satisfactorio. Teniendo en cuenta que es especialmente útil en trayectos largos o trayectos con cambios de temperatura, radiación y velocidad, de ahí que el viaje analizado sea un viaje Madrid – Vigo. A pesar de haber dividido el trayecto en tan sólo cuatro tramos, la optimización del consumo se aprecia claramente. Es evidente que hay tramos de viaje en los que el consumo tiene poco margen de optimización, por ejemplo, cuando la temperatura exterior es muy elevada y el vehículo circula a gran velocidad por una pendiente pronunciada. Sin embargo, sus principales puntos de actuación son los cambios entre tramos. El ser humano es notablemente más lento que el software en aceptar los cambios entre tramo y tramo y responder con rapidez a ellos.

Por todo lo comentado en los párrafos anteriores se puede concluir que tanto el sistema HVAC con el refrigerante R290 como el software desarrollado para el *Predictive Thermal Management* han sido un éxito. No obstante, ambas tecnologías tienen todavía mucho desarrollo. Se puede abarcar mucho más terreno introduciendo sensores en la cabina para retroalimentar el sistema y optimizar la entrada de aire exterior midiendo los niveles de CO₂ en el interior de la cabina.

5.2. Recomendaciones para futuros estudios

El proyecto desarrollado a lo largo de esta memoria no es ni mucho menos perfecto ni invariante. Existen numerosas ampliaciones, actualizaciones y mejoras que se pueden realizar.

Por un lado, no se han incluido las características del fluido refrigerante para todas las condiciones, es decir, se han incluido los datos necesarios para el estudio. Sin embargo, una futura ampliación sería almacenar los valores para la temperatura, presión, entalpía, entropía y volumen específico del fluido como vapor saturado, líquido saturado y mezcla líquido vapor para el mayor número de temperaturas y presiones posibles.

Además, se podrían incluir medidores de temperatura, humedad y niveles de CO₂ en el interior de la cabina para retroalimentar el sistema, estableciendo algún tipo de control (P, PI, PD o PID) para calcular constantemente y en tiempo real los requerimientos térmicos de la cabina.

Por otro lado, aprovechando la manera en la que se ha escrito el código, cualquier actualización en el mundo de la climatización se podría incluir. Por ejemplo, el diseño de ciclos de refrigeración más eficientes, el descubrimiento de un nuevo refrigerante menos contaminante y con mejores propiedades o incluso nuevas técnicas de cálculo para las cargas térmicas tanto internas como externas.

Asimismo, no todos los cálculos son perfectos. Existen varias simplificaciones, que se han comentado en el capítulo 3, necesarias para poder calcular las cargas de una manera eficiente y aceptando cierto margen de error. Sin embargo, es posible afinar más estos cálculos incluyendo todas las variables que se deseen.

Dejando de lado las posibles ampliaciones del software o las mejoras y actualizaciones que se pueden incluir en el sistema HVAC, el mundo de la Industria 4.0 puede aportar innovaciones interesantes.

En un primer momento, la digitalización del proceso de fabricación de cualquier sistema y en particular del diseñado en este proyecto, tendría un impacto muy positivo a la hora de calcular las ganancias frente a los costes. Se optimizaría el sistema de fabricación y producción acortando los tiempos y reduciendo el número de productos defectuosos.

Unido a la digitalización, se abre un mundo de posibilidades si se estudia la opción de incluir procesos de fabricación con impresión 3D. Este tipo de fabricación es muy versátil y permite diseñar configuraciones distintas para cada vehículo aprovechando al máximo el espacio disponible y adaptándose a las distintas distribuciones del mismo que se pueden dar en cada modelo.

Con la idea de utilizar los datos recogidos por el software predictivo para diseñar nuevos trayectos, surge la opción del Big Data. Una vez se almacenen muchos datos del mismo viaje o de viajes similares, se podrían hacer predicciones de consumos indicando así el nivel mínimo de carga necesario para las baterías. [AMID20]

Siguiendo con la idea anterior, este tipo de procesos no tendrían por qué realizarse en el vehículo. Normalmente requieren una capacidad de computación que un coche normal no puede afrontar. Todas estas clasificaciones y cálculos podrían realizarse en la nube. Simplemente se necesitaría enviar los datos, realizar los cálculos con equipos de procesamiento de datos más potentes y recibirlos de vuelta para saber cómo afrontar cada situación. Para ello se debería colaborar con empresas que desarrollen *Cloud Computing* como Amazon, Google o IBM.

Tanto la idea de utilizar los datos de viajes anteriores como la del *Cloud Computing*, necesitan enviar grandes cantidades de datos a ordenadores situados a cientos de kilómetros y ser capaces de recibirlos, después de que hayan sido procesados, para actuar en consecuencia.

Sin embargo, gracia a la llegada del 5G esto sería posible. Desarrollar un sistema de telecomunicaciones que envíe y reciba los datos en tiempo real no sólo mejoraría las predicciones sino que sería capaz de corregirlas en caso de variaciones inesperadas como por ejemplo elegir un camino equivocado.

Otra opción serían las tecnologías de comunicación IoT para conectar todos los sensores y los actuadores que se quieren incluir en el vehículo pudiendo conectarse incluso con los vehículos que circulan por la misma vía en el mismo momento. Gracias a esta conectividad entre vehículos se podrían realizar los cálculos y las predicciones tan solo una vez y compartirlo con los viajeros que sigan el mismo trayecto.

El proyecto tiene mucho margen de mejora y desarrollo y estos han sido algunos puntos por los que se podría continuar. Asimismo, estos no son los únicos puntos y cualquier ampliación que tenga sentido será bienvenida.

Bibliografía

- [ABDO20] Abdon Ramos Rojas, Nelton. “Los termorreceptores”, 2020.
- [ALVA19] Álvarez J.E “Cómo la iluminación natural afecta al confort término y la forma en que toleramos el calor o el frío”, 2019.
- [AMID20] Amidi, Afshine. Amidi, Shervine. “Super Study Guide: Data Science Tools”, 2020.
- [BIRE20] Bires, Michael “Thermal management strategies for electric vehicles”, 2020.
- [BIRE20] Bires, Michael. “Thermal Management Strategies for Electric Vehicle”, 2020
- [CALL20] Callejo, Alber “Bomba de calor: ¿qué coches eléctricos equipan este importante elemento?”, 2020.
- [CANO21] Cano V., R. Fersainz “WLTP: todo lo que debes saber sobre el nuevo protocolo de emisiones” 2021.
- [CAPU20] Capuano, Raffaele “Thermal management systems for Streetscooter eLCVs”, 2020.
- [CONN19] Connor, Nick. “¿Qué es el coeficiente de rendimiento? -COP- Refrigerador, aire acondicionado”, 2019.
- [DELB21] “The Whitest Paint Ever Could Block the Sun and Cool Earth” 2021.
- [GART12] G. Artés, David “Enemigos de la eficiencia: la resistencia a la rodadura”, 2012.
- [GONZ21] González, Pablo David “Volkswagen ID.3 – Consumo en frío” 2021.
- [GONZ21] González, Pablo David “Volkswagen ID.3 (2020)” 2021.
- [HERN17] Herndon, Jason. “What are PTC heater?” 2017.
- [IBA14] “Volkswagen e-Golf, toma de contacto (cuestiones técnicas) II” 2014.
- [LARA21] Lara, Daniel “¿Qué pasará en 2035 con los coches diésel? Claves sobre el plan de Bruselas para impulsar la movilidad verde” 2021.

[LIZH14] Li, Jiling. Zhu, Zhen “Battery Thermal Management Systems of Electric Vehicles” 2014.

[MATA14] Matarazzo, Gustavo “Refrigeración local de vehículos con calor excedente / Refrigeration of vehicles using wasted heat” 2014.

[MOLI19] Molist, Silja “Las renovaciones de aire según el RITE” 2019.

[MURI19] Murias, Daniel “Sí, un coche eléctrico con una caja de cambios manual es posible, aunque no tenga demasiado sentido” 2019.

[NOYA20] Noya, Carlos “Volkswagen publica un gráfico con la autonomía del ID.3 bajo diferentes temperaturas externas” 2020.

[STEI21] Alois Steiner, Alexander Rauch, Jon Larranaga, Mikel Izquierdo, Walter Ferraris, Andrea Alessandro Piovano, Tibor Gyoeroeg, Werner Huenemoerder, Damian Backes, Marten Trenkro “Energy Efficient and Comfortable Cabin Heating” 2021.

[VANR14] Van Reeve, Vital. Hofman, Theo. Willems, Frank. Huisman, Rudolf. Steinbuch, Maarten. “Optimal Control of Engine Warmup in Hybrid Vehicles” 2014.

[WITT20] Witte, Francesco “Examples and Tutorials” 2020.

[WITT20] Witte, Francesco “Thermal Engineering Systems in Python” 2020.

[WITT20] Witte, Francesco. Tuschy, Ilja. “TESPy: Thermal Engineering Systems in Python” 2020.

[ROUA20] Rouaud, Cedric. Fussey, Peter. “xEV holistic thermal management and advanced control” 2020.

Artículos de interés

“¿Los coches eléctricos tienen transmisiones?” Disponible en: <https://www.kia.com/mx/discover-kia/ask/do-electric-cars-have-transmissions.html>

“2020 Consolidate Financial Statement” *Valeo*

“Air conditioning for passenger cars” *Mahle*.

“Alternativa Módulo 1 Introducción a los Refrigerantes Alternativos” Disponible en: https://www.realalternatives.eu/app/images/documents/Topica-1-Introduccion_ES2017.pdf

“Cálculo y selección de intercambiadores de calor” *INTECH GmbH* (2021)

“Car Interior 2021 Pace Award Finalists” *DVN* (2021)

“Coefficiente aerodinámico (Cx)” Disponible en: <https://www.km77.com/glosario/coefaero>

“Comparativa coche eléctrico vs coche combustión” Disponible en: <http://electromovilidad.net/comparativa-coche-electrico-vs-coche-combustion/>

“eAxle. The modular eAxle drive system – compact, cost-attractive and efficient” *Bosch Mobility solutions*.

“Enable for electromobility” *Mahle*

“Heat on tap -From the powertrain to the interior” *Mahle*

“ID3. Heating and Cooling systems” *Evflux* (2020)

“Industry Trends and Opportunity Analysis. Holistic Thermal Management Systems – XEVs” *Grupo Antolin* (2021)

“Mahle promotes new energy and automotive thermal management” *The news market – Auto Shangai* (2021)

“Meet Mahle -Efficient Electric Transport” *Mahle*

“New Thermal Management Solutions for EVs. An integrated and energy-saving approach for Cabin, Battery and e-Motors” *Horizon* (2020)

“Powertrain systems and electrified mobility – Bosch is energizing the powertrain” *Bosch Mobility solutions*

“Principales gases refrigerantes naturales y sus ventajas” *Refrigerationclub* (2016). Disponible en: <https://refrigerationclub.com/es-es/principales-gases-refrigerantes-naturales-y-sus-ventajas/>

“Sistemas de refrigeración y climatización con CO2” Disponible en: <https://www.elaireacondicionado.com/articulos/sistemas-refrigeracion-y-climatizacion-co2>

“Thermal management for hybrid systems and electric drivers” *Bosch mobility solutions*.

“Thermal Management of Electric Vehicle” *Qpedia* (2014)

“Thermal management- Electrification” *Hanon Systems* (2021)

“Thermal Management- Highly efficient” *Mahle*

“Thermal Systems” *Valeo* (2020)

“Valeo – A Global leader in driving assistance sensors” *Iot-Automotive, Valeo* (2019)

“Volkswagen ID.3. El primer coche del mundo fabricado con un balance neutro de emisiones de CO2” *Lancelot digital*.

Guías técnicas y Normativa

RITE: Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. Actualizado en 2021 mediante un Real Decreto.

IDAE: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Ligado con la Unión Europea y el Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico.

Vídeos relacionados

“Advanced Materials Forum: Improving Electric Vehicle Thermal Management” DSM (2020)

“An Overview of EV Lithium-ion Battery Heating and Cooling Technology: air/ liquid/ refrigerant cooling” Lingyan Jiang (2020)

“Heat Pumps Explained -How Heat Pumps Work HVAC” The Engineering Mindset

“VW Id.3 -Testing how much more efficient the heat pump is” Battery Life (2020)

What is Heat Pump (2013)

A lo largo de este proyecto se han utilizado también apuntes de las asignaturas de Climatización, Instalaciones Industriales (parte mecánica) e Ingeniería Energética además de los conocimientos adquiridos durante seis años en la Universidad Pontificia de Comillas – ICAI.

Anexo I

Alineamiento del proyecto con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS)

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible tienen su origen en septiembre de 2015. Ese mes los líderes mundiales se reunieron y adoptaron un conjunto de objetivos globales que consideraron necesarios para erradicar la pobreza, proteger el planeta y asegurar la prosperidad para todos.

Son 17 objetivos que afectan al sector público (gobiernos), al sector privado (empresas y particulares) y a la sociedad civil en general.

Esta iniciativa impulsada por la Organización de Naciones Unidas surgió para dar continuidad a los Objetivos de Desarrollo del Milenio (ODM). Los 17 objetivos se pueden recoger en los siguientes grupos: frenar el cambio climático, reducir la desigualdad económica, apoyar la innovación, fomentar un consumo sostenible e impulsar la búsqueda de la paz y la justicia.

El título del proyecto ya invita a pensar que se trata de un estudio estrechamente ligado a algunos de los 17 objetivos. Sin embargo, existen otros objetivos en los que también se apoya el proyecto y no resultan tan evidentes.

Por ejemplo, al tener como objetivo principal impulsar el desarrollo de vehículos eléctricos, el proyecto encaja a la perfección con la acción por el clima, la innovación e infraestructura en la industria e incluso con la aparición de ciudades y comunidades sostenibles a las que este proyecto aportaría la movilidad sostenible dentro de esta comunidad del futuro (objetivos 13, 9 y 11). La industria tiene mucho camino que recorrer para poder alinearse con los ODS y, como se puede ver, la automovilística lleva años intentándolo. La aparición de vehículos que contaminan notablemente menos como los híbridos o incluso aquellos que tienen cero emisiones, como los vehículos eléctricos, no es ninguna casualidad. Se trata del despertar de la conciencia social de un sector que ha sido uno de los más contaminantes durante décadas. Además, contribuye a un doble objetivo, el de fomentar la innovación y el de desarrollo de ciudades y comunidades sostenibles. Este último está muy ligado a la creación de *Smart Cities* en las que todas las acciones están medidas y pensadas para poder así reducir la huella de carbono de sus habitantes.

Por otro lado, indirectamente existen varios objetivos con los que la gestión térmica de los xEVs colabora. Por ejemplo, favoreciendo la movilidad eléctrica se apoyan el uso de energías sostenibles y no contaminantes, la producción y el consumo responsables, la preservación de la vida de ecosistemas terrestres e incluso la creación de trabajo decente y crecimiento económico que supone el desarrollo de nuevas tecnologías (objetivos 7, 12, 15 y 8). Cualquier innovación sólida conlleva la creación de empleo, esto significa que existe la oportunidad de mejorar la vida de muchas personas actualizando su formación o simplemente dándoles una para poder desarrollarse laboralmente. Asimismo, con la movilidad eléctrica se contribuye a la gran inversión por parte de empresas

multinacionales en energía limpia y asequible. De este modo se cierra el ciclo de producción y consumo responsables.

Por último, indirectamente se colabora con la preservación de la vida de los ecosistemas terrestres y submarinos (objetivos 15 y 14). Desde la extracción del petróleo en los océanos, pasando por su transporte marítimo, hasta el consumo de los carburantes en la tierra, el nivel de contaminación de los vehículos con motores de combustión interna que utilizan combustibles fósiles es enorme.

Todo el desarrollo del proyecto se ha hecho con estos 17 objetivos como meta. Se ha intentado cubrir el máximo número de ellos no sólo por su obligatoriedad, sino por la responsabilidad que adquieren los ingenieros del futuro para con el planeta y la sociedad.