



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Departamento de:

Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos
Máquinas y Motores Térmicos

TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño del sistema de refrigeración líquida del vehículo de
competición de Formula Student

Grado de Ingeniería Mecánica

Autor: Jorge Chichón Sánchez

Tutor: Bernardo Peris Pérez

En Málaga, a 9 Mayo de 2025

RESUMEN

Este Trabajo Fin de Grado tiene como objetivo diseñar, estudiar y fabricar un sistema de refrigeración para un vehículo de competición Formula Student

El sistema de refrigeración es una parte fundamental en el monoplaza, ya que proporciona un incremento de la vida útil de los componentes electrónicos y mecánicos; y además como se trata de un vehículo de competición cobra más importancia, debido a que puede proporcionar un mejor rendimiento y una mayor potencia al motor.

Este trabajo se basa en el diseño del sistema de refrigeración de un vehículo eléctrico en base a una normativa dada centrada en la seguridad del piloto y a las especificaciones de los componentes a refrigerar encargados de generar la potencia al monoplaza.

En el presente documento se dimensiona, en primer lugar el intercambiador de calor, pieza fundamental en el sistema. En función de la potencia desarrollada por el motor, se obtiene un área mínima de intercambio por medio de las ecuaciones de transferencia de calor y utilizando el método **DTLM**.

Adicionalmente, se consigue la simulación de la prueba dinámica más exigente de la competición, incluyendo datos como la velocidad del monoplaza o los factores de utilización de la bomba o los ventiladores. Se trasladan estos datos a Matlab para simular la temperatura a la que acabará el líquido refrigerante cuando se termine esa prueba, obteniendo además los **puntos críticos de operación** entre otros resultados influyentes.

En cuanto a ensayos, se fabrica un **banco de ensayo** para simular la posición de cada elemento del sistema en el monoplaza, y se prueban las pérdidas de presión y las posibles fugas del sistema.

Por último, se diseñan y fabrican las **piezas adicionales** del sistema, como por ejemplo los agarres de los ventiladores, el agarre del radiador y la tobera de salida.

SUMMARY

This Final Degree Project aims to design, study, and manufacture a cooling system for a Formula Student competition vehicle.

The cooling system is a fundamental part of the single-seater, as it increases the lifespan of electronic and mechanical components. Moreover, since it is a competition vehicle, its importance is heightened, as it can enhance engine performance and provide greater power.

This work is based on the design of the cooling system for an electric vehicle, following specific regulations focused on driver safety and the specifications of the components that need cooling in order to generate power for the single-seater.

In this document, the heat exchanger—an essential part of the system—is first dimensioned. Based on the power developed by the engine, a minimum exchange area is determined using heat transfer equations and the **LMTD method**.

Additionally, the most demanding dynamic test of the competition is simulated, considering factors such as the speed of the single-seater and the utilization of the pump and fans. This data is then transferred to Matlab to simulate the final temperature of the coolant after completing the test, as well as identifying **critical operating points** and other influential results.

Regarding testing, a **test bench** is built to simulate the positioning of each system component within the single-seater, and pressure losses and potential leaks in the system are evaluated.

Finally, **additional system components** are designed and manufactured, including fan mounts, radiator supports, and the outlet duct.

Índice

Índice de Figuras	11
Índice de Tablas	12
Abreviaturas	14
1. Introducción	15
1.1. Transición energética en los medios de transporte	15
1.2. Estado del arte	16
1.2.1. Revisión de artículos científicos	16
1.2.2. Distribución del sistema de refrigeración	22
1.3. Antecedentes	25
1.3.1. Competición de Formula Student	25
1.3.2. Equipo MART FS	26
1.3.3. Distribución del sistema de refrigeración en años anteriores	27
1.3.4. Contexto Ingeniería Térmica	29
1.3.5. Perfil de velocidades	32
1.3.6. Motores eléctricos y pérdidas por calor	32
1.3.7. Métodos de refrigeración	33
1.3.8. Datos telemetría	34
1.4. Justificación	35
1.5. Objetivos	35
1.6. Alcance	35
1.7. Descripción del documento	36

2. Materiales	36
2.1. Esquema del ciclo	36
2.1.1. Conjunto Motor-Inversor	37
2.1.2. Componentes activos refrigerantes	39
3. Metodología	42
3.1. Especificaciones de diseño	42
3.2. Diseño del esquema completo	44
3.2.1. Estimación del calor	44
3.2.2. Equilibrio del sistema	44
3.2.3. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	45
3.2.4. Cálculo de factor de corrección	46
3.3. Diseño por componentes	47
3.3.1. Selección de radiador	48
3.3.2. Selección de ventilador	49
3.3.3. Selección de tubos y cambios de sección	50
3.3.4. Esquema de la instalación	51
3.4. Modelado con EES	51
3.5. Simulación de la Endurance en EES	56
3.6. Modelado con Matlab	58
3.7. Diseño y fabricación de un banco de ensayo	61
3.8. Protocolo de ensayos	65
3.8.1. Banco de ensayos	66
4. Resultados	67

4.1. Componentes	67
4.1.1. Radiador	67
4.1.2. Ventilador	69
4.1.3. Bomba	70
4.1.4. Tubos y cambios de sección	71
4.1.5. Diseño en Solidworks del conjunto	73
4.2. Simulaciones con EES	74
4.3. Simulaciones con Matlab	76
4.4. Análisis experimental	78
5. Conclusiones	80
Referencias	82
Anexos	82

Índice de figuras

1.	Esquema instalación diseño	17
2.	Modelo OpenFoam	18
3.	Resultados simulaciones	18
4.	Sistema montado	19
5.	Sistema montado	19
6.	Temperatura de motor	20
7.	Temperatura de inversor	20
8.	Modelo CFD en motor PMSM	21
9.	Resultados CFD en motor PMSM	22
10.	Disposición del sistema de refrigeración de la Formula E	23
11.	Radiador paso de rueda	23
12.	Radiador paso de rueda	23
13.	Radiador paso de rueda	24
14.	Radiador parte trasera	24
15.	Radiador parte trasera	24
16.	Radiador difusor	25
17.	Imagen de FSG 2019	26
18.	MA24RT en Formula Student Austria	27
19.	Pontones monoplaza de combustión MART FS	28
20.	Pontones monoplaza de combustión MART FS	29
21.	Pontones monoplaza de combustión MART FS	29
22.	Orden de magnitud del coeficiente de conductividad térmica	30

23.	Procesos Convección	31
24.	Orden de magnitud del coeficiente de convección	32
25.	Perfil de velocidades	32
26.	Telemetría Endurance	34
27.	Esquema de la disposición antigua	37
28.	Motor Emrax 188	38
29.	Inversor dti HV500	39
30.	Bomba Bosch	40
31.	Bomba Pierburg	40
32.	Radiador Derbi Senda	41
33.	Tubos gt2i	41
34.	Ventilador Mishimoto 8'	41
35.	Termopar NTC M12H	42
36.	Factor de corrección	47
37.	Ventilador Delta Electronics	50
38.	Dagrama del sistema de refrigeración	51
39.	Variables Código	52
40.	Radiador Derbi Senda 50 en Solidworks	53
41.	Radiador Derbi Senda 50 en Solidworks	53
42.	Primeros cálculos	53
43.	Cálculos correlaciones	54
44.	Cálculo área	55
45.	Condición	55
46.	Telemetría Endurance	56

47.	Parametric Table	57
48.	Importación de datos de telemetría a matlab	58
49.	Datos EES	59
50.	Bucle cálculo de temperaturas Endurance Parte 1	60
51.	Bucle cálculo de temperaturas Endurance Parte 2	60
52.	Dsitancia Radiador-Motor	62
53.	Distancia motor-inversor	62
54.	Distancia radiador-inversor	63
55.	Proceso de fabricación del banco de ensayo	63
56.	Banco de ensayo acabado	64
57.	Prueba de bombeado de refrigerante a través del circuito	64
58.	Banco de ensayo	64
59.	Codo rígido y abrazaderas nuevas	65
60.	Ensayo caudal motor	66
61.	Radiador Sherco 250	68
62.	Radiador Sherco 250 en Solidworks	68
63.	Ventilador Delta Electronic	69
64.	Curva Presión-Caudal ventiladores	70
65.	Bomba Pierburg CWA 150	71
66.	Tubos de silicona seleccionados	72
67.	Cambios de sección tipo espiga	72
68.	Cambios de sección tipo compresión	73
69.	Sistema de refrigeración	73
70.	Resultados primera parte	74

71.	Resultados segunda parte	74
72.	Resultados Parametric Table	75
73.	Valor máximo del área de contacto	76
74.	Gráficas resultado del código de Matlab	77
75.	Gráficas resultado del código de Matlab	77
76.	Gráfica de caída de presión-caudal	79
77.	Gráfica de consumo de la bomba-caudal	79
78.	Banco de ensayo definitivo	80
79.	Radiador actualizado con agujeros	83
80.	Anclajes del radiador	84
81.	Anclajes radiador pieza intermedia destacada	84
82.	Anclajes radiador vista del otro lateral	85
83.	Anclajes ventiladores	86
84.	Anclajes ventiladores	86
85.	Anclajes ventiladores aluminio	87
86.	Entradas de aire al radiador	88
87.	Fabricación de la parte trasera del monoplaza	88
88.	Diseño tobera en conjunto	89
89.	Diseño tobera en conjunto	89
90.	Diseño tobera en conjunto	90

Índice de tablas

1.	Características motor e inversor	39
2.	Datos relevantes del Datasheet	69
3.	Características de la bomba CWA 150	71
4.	Resumen de tubos	71
5.	Resultados ensayo caudalímetro	78
6.	Presupuestos	91

Abreviaturas

CFD Computational Fluid Dynamics	AC Air Cooling
LMTD Logarithmic Mean Temperature Difference	PLA Polylactic Acid
CAD Diseño Asistido por Computador	HVAC Heating, Ventilation, and Air Conditioning
NTU Número de Unidades de Transferencia	NTC Negative Temperature Coefficient
PMSM Permanent Magnet Synchronous Motor	SAE Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros de la Automoción)
EES Engineering Equation Solver	FSG Formula Student Germany
LC Liquid Cooling	PWM Pulse Width Modulation
HV High Voltage	TSAC Tractive System Accumulator Container
ID Inside Diameter	CFM Cubic Feet per Minute
OD Outside Diameter	CC Combined Cooling
FS Formula Student	WF Water Flow

1. Introducción

La refrigeración de un vehículo es una de las partes más importantes de este, cobrando un mayor peso si se trata de un vehículo de competición o de alto rendimiento, donde un buen diseño de la refrigeración del tren de potencia puede suponer una gran diferencia en el rendimiento del monoplaza. Además, también resultaría en un incremento de la seguridad del piloto y de los demás participantes.

1.1. Transición energética en los medios de transporte

La transición energética implica sustituir poco a poco las fuentes de energía tradicionales basadas en combustibles fósiles como el petróleo, el gas y el carbón por fuentes renovables y limpias como la solar, la eólica y la hidroeléctrica.

En cuanto a la transición aplicada al vehículo eléctrico, se busca sustituir los motores de combustión interna (diesel o gasolina) por motores eléctricos, reduciendo así las emisiones de CO₂ y la contaminación arrojada a la atmósfera.

La evolución desde los vehículos de combustión hacia los eléctricos constituye una transformación profunda en la forma en que concebimos el transporte. Este proceso, con raíces que se remontan al siglo XIX, ha transitado un largo camino de experimentación, obstáculos y revolucionarios avances tecnológicos.

A mediados del siglo XIX, diversos científicos e inventores ya exploraban la posibilidad de utilizar la electricidad para propulsar vehículos. Experimentos pioneros de personajes como Robert Anderson y Thomas Davenport marcaron los inicios de esta alternativa, abriendo la puerta a prototipos que, pese a sus limitaciones, mostraron el potencial de los motores eléctricos. La invención de las baterías recargables a base de plomo en los años 60 del siglo, atribuida a innovadores como Gaston Plante, supuso un avance importante que permitió a estos primeros experimentadores mejorar la autonomía y eficiencia de los sistemas eléctricos. Así, modelos como los presentados por William Morrison sirvieron de inspiración, incluso cuando la velocidad y la distancia recorrida permanecían restringidas.

En el siglo XX, la rivalidad entre ambas tecnologías se hizo patente. Los primeros coches eléctricos ofrecían una conducción silenciosa y libre de emisiones, ideales para entornos urbanos, pero se veían limitados por su corto alcance y la escasa infraestructura de recarga. Durante esta época, la llegada de la producción en masa del motor de combustión hecha por la marca automovilística Ford, transformó el mercado automotriz. La eficiencia en la producción, la mayor autonomía, el menor precio y una red de combustibles cada vez más extendida llevaron a los vehículos de combustión a dominar las calles y caminos, pasando temporalmente los avances eléctricos a un papel secundario.

La crisis del petróleo en los años setenta y la creciente preocupación por el medio ambiente impulsaron un cambio en el interés por las alternativas de tecnologías renovables. En la década de 1990, proyectos como el GM EV1 iniciaron debates sobre la viabilidad de la movilidad

eléctrica, a pesar de enfrentar numerosos retos en su implementación y comercialización. Con la llegada del nuevo milenio, el desarrollo de tecnologías avanzadas, especialmente en cuanto a las baterías de ion-litio, se convirtió en el catalizador que resurgió a este sector. Empresas visionarias, entre las que destaca Tesla, comenzaron a demostrar que los vehículos eléctricos podían alcanzar niveles de autonomía y rendimiento que los hacían competitivos frente a los motores de combustión, redefiniendo así la experiencia de conducción.

Hoy en día, el proceso de transición energética va más allá de un cambio técnico; es una auténtica revolución en la movilidad. La expansión de la infraestructura de recarga, las políticas ambientales más rigurosas y la inversión en investigación y desarrollo han colocado a los coches eléctricos en el centro de la agenda global. Este cambio implica también un replanteamiento en la cadena de suministro y en los modelos de negocio tradicionales, abriendo oportunidades para innovar en el transporte.

1.2. Estado del arte

1.2.1. Revisión de artículos científicos

Algunos artículos científicos que se han revisado para desarrollar el presente trabajo son los siguientes:

- Kim et Al. [1] en su artículo titulado: "Numerical and experimental analysis of a dual-channel electric motor housing cooling system."

Este artículo trata sobre el análisis numérico y experimental del sistema de refrigeración de un motor eléctrico con doble canal de serpentín de tubos. El sistema se basa en la reducción de la caída de presión en el interior del motor.

El esquema de instalación es el siguiente:

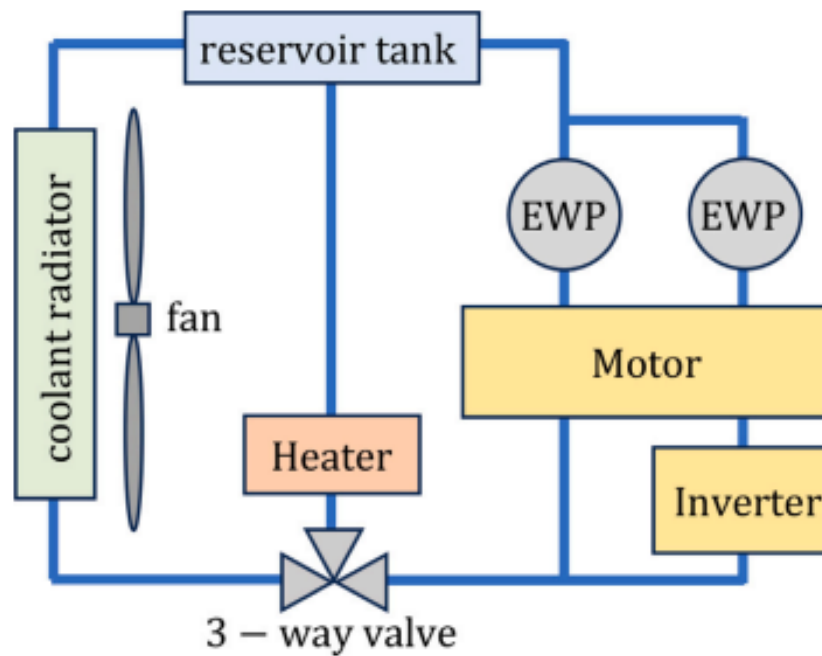


Figura 1: Esquema instalación diseño
Fuente: [1]

Cabe destacar que en este caso se utiliza una resistencia para calentar el refrigerante, esto se puede deber a que el usuario ha notado que se va a instalar en climas muy fríos, en los que se podría llegar a congelar el fluido o que se podría llegar a alcanzar la temperatura mínima de operación del motor produciendo fallos internos. En el caso del presente trabajo, no se va a tener en cuenta, debido a que la temperatura mínima del motor se alcanza por debajo de la de congelación del líquido y además el clima en el que opera el vehículo no es frío, ahorrando así un componente más que añade complejidad al sistema.

En cuanto a los cálculos, en primer lugar analiza el sistema con métodos numéricos con el software JMAG que lo que hace es mostrar las pérdidas correspondientes a los campos magnéticos residuales, mientras tanto se utiliza OpenFoam que calcula las ecuaciones térmicas y de fluidos por medio del método de volúmenes finitos (FVM).

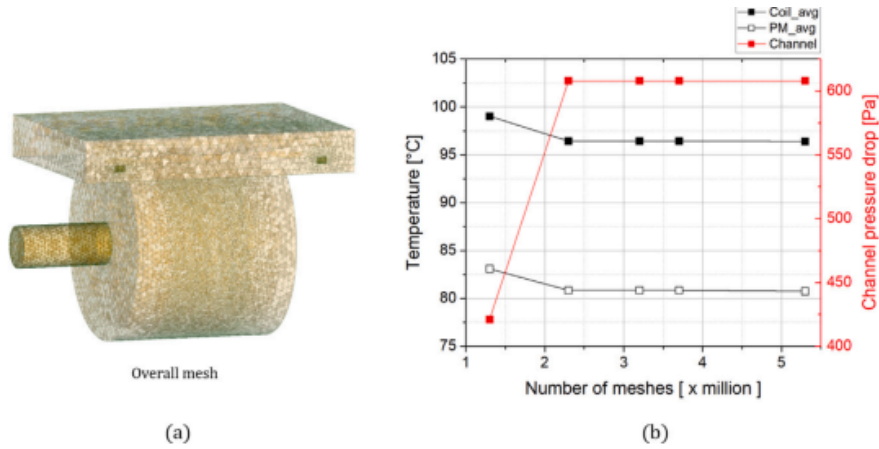


Figura 2: Modelo OpenFoam
Fuente: [1]

Seguidamente se muestran los resultados, comentando que la caída de presión teniendo 2 canales de serpentines en el motor eléctrico no sería tan elevada como si solo se tuviera un canal de serpentín.

Table 4
Coil and PM temperatures under various operating and cooling conditions.

	Pressure drop [Pa]	Case 1		Case 2		Case 3	
		Coil [°C]	PM [°C]	Coil [°C]	PM [°C]	Coil [°C]	PM [°C]
	0	120.04	109.5	91.1	93.9	258.6	225.5
Dual-channel	95.7	79.9	73.2	60.3	66.1	151.4	128.7
	215.6	69.9	64.5	52.7	59.5	125.0	105.6
	342.9	66.3	61.3	49.9	57.1	115.3	97.1
	474.3	64.4	59.8	48.5	55.9	110.5	92.9
	608.2	63.4	58.8	47.7	55.2	107.7	90.5
	950.7	62.0	57.6	46.7	54.2	104.0	87.3
	1300.7	61.4	57.1	46.2	53.8	102.3	85.8
Single-channel	177.6	78.9	72.5	59.5	65.6	149.0	127.4
	387.4	68.9	63.8	52.0	58.9	122.6	104.3
	603.5	65.2	60.5	49.1	56.4	112.7	95.6
	825.4	63.4	58.9	47.7	55.2	107.7	91.2
	1071.6	62.3	57.9	46.9	54.4	104.8	88.6
	1651.8	60.9	56.7	45.8	53.5	101.1	85.3
	2296.6	60.2	56.1	45.3	53.0	97.4	83.7

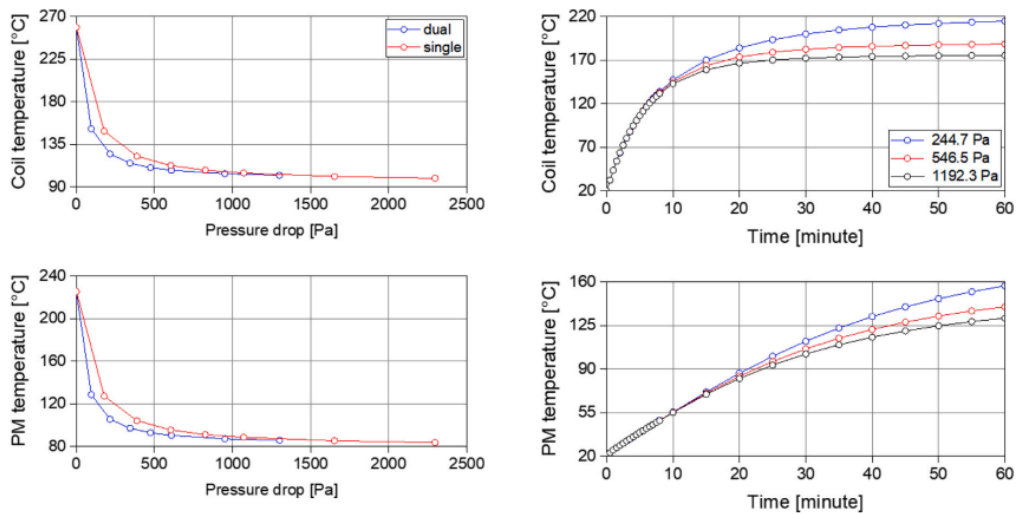


Figura 3: Resultados simulaciones
Fuente: [1]

Por último, se fabrican los dos modelos, y se validan los resultados anteriores. Se muestran imágenes del proceso:

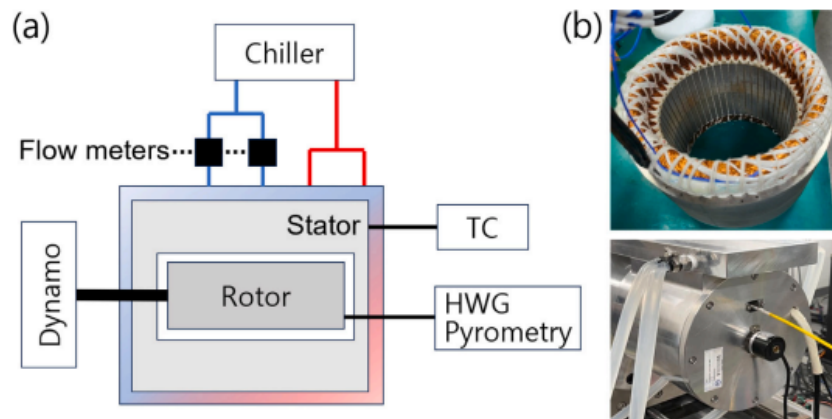


Figura 4: Sistema montado

Fuente: [1]

- Jamdar et Al. [2] en su artículo titulado: "Design and manufacturing of cooling system for FSAE car"

Este artículo trata sobre el diseño y fabricación del sistema de refrigeración de un monoplaza de FSAE. El objetivo de este artículo es realizar un sistema de refrigeración que mantenga el inversor a 55°C y al motor entre 55°C y 70°C , todo ello pesando menos de 10Kg en total.

En este caso se utiliza un sistema tal que el motor y el inversor están en paralelo como se muestra en la imagen:

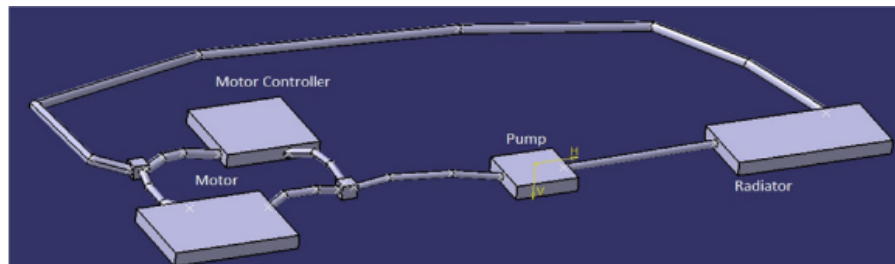


Figura 5: Sistema montado

Fuente: [2]

Además de dimensionar el sistema de refrigeración del motor e inversor, se diseña y se fabrica la refrigeración de las baterías, utilizando un conducto en fibra de carbono situado en los pontones del monoplaza que transporta el aire a la batería principalmente.

Por último, el autor expone los resultados en dos gráficas una de temperatura del motor y otra de temperatura del inversor:

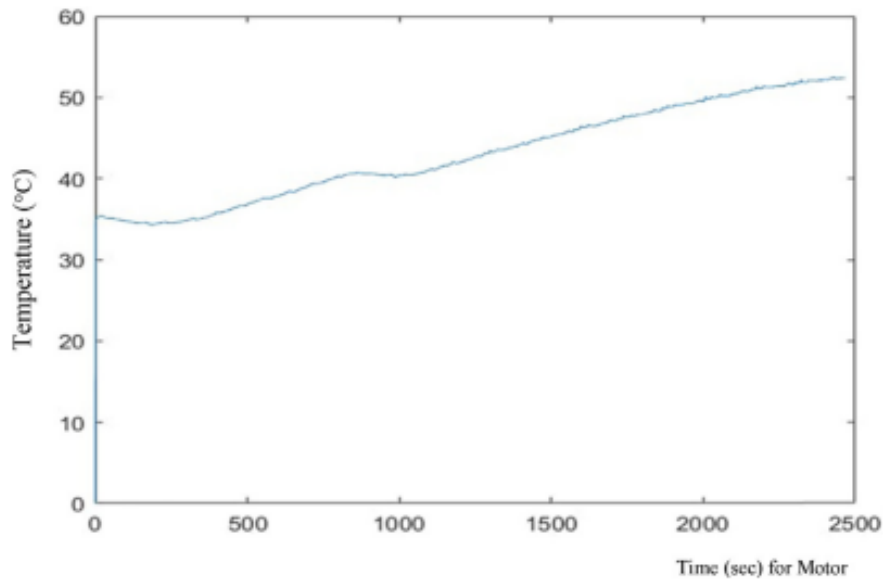


Figura 6: Temperatura de motor

Fuente: [2]

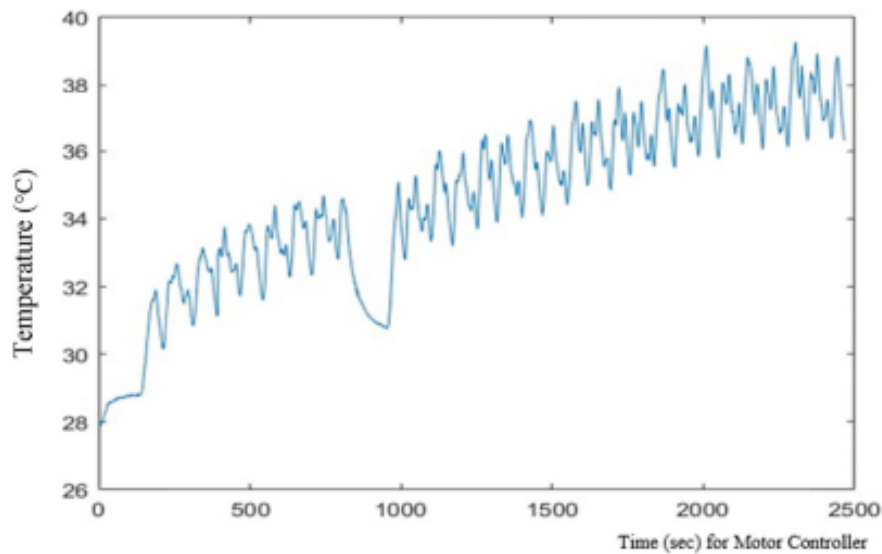


Figura 7: Temperatura de inversor

Fuente: [2]

Se puede observar como no pasa en ningún caso de 40°C el inversor y de 60°C el motor, por tanto está dentro de los límites establecidos.

- Zhang et Al. [3] en su artículo titulado: Reynolds number based optimization on liquid cooling system for permanent magnet synchronous motor of electric vehicle”

Se analiza con métodos numéricos y modelos térmicos la relación entre el número de canales (N) y el caudal del refrigerante (Q) respecto a la temperatura promedio del bobinado (T) y la caída de presión (P), centrándose en el número de Reynolds (Re).

Comparando la chaqueta de refrigerante optimizada con respecto a la no optimizada, los resultados son de una temperatura de $6,5^{\circ}\text{C}$ menor y una caída de presión reducida en un $71,6\%$.

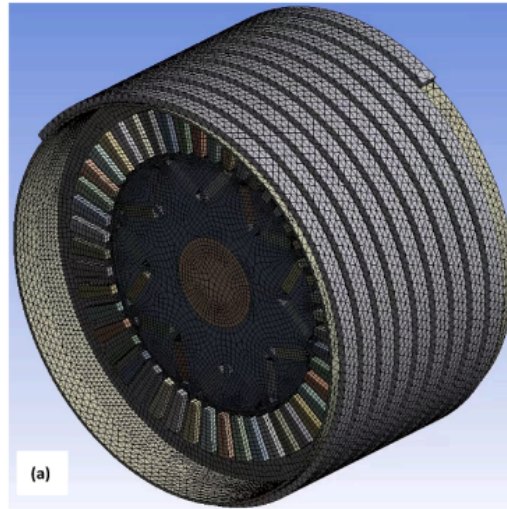


Figura 8: Modelo CFD en motor PMSM

Fuente: [3]

- Gammaidoni et Al. [4] en su artículo titulado: “CFD Analysis of an Electric Motor’s Cooling System: Model Validation and Solutions for Optimization”

En este artículo, el autor utiliza el análisis CFD de un motor eléctrico con el objetivo de investigar las altas temperaturas del rotor y proponer estrategias de mitigación.

Tras validar el modelo con datos experimentales, las predicciones CFD identifican el principal problema de refrigeración, relacionado con pérdidas de flujo de aire a través de las rejillas de ventilación del transportador de aire y otros componentes del motor. Se proponen dos soluciones que permiten reducir la temperatura operativa entre 25 K y 120 K .

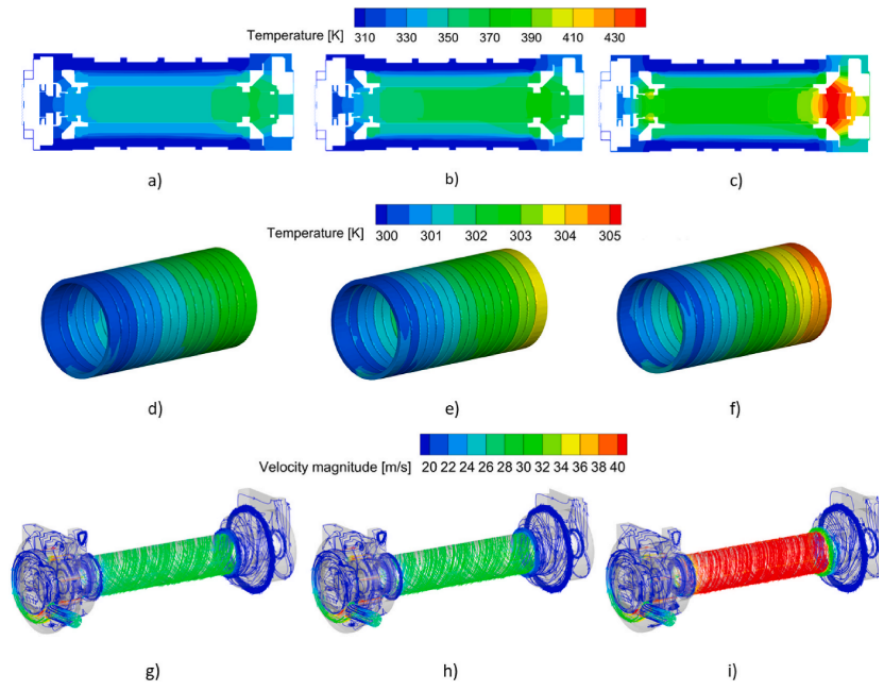


Figura 9: Resultados CFD en motor PMSM
Fuente: [4]

1.2.2. Distribución del sistema de refrigeración

Hay muchas disposiciones posibles del sistema de refrigeración, pero para poder elegir una solución adecuada a este caso habría que tener en cuenta sería lo siguiente:

- Debe ser lo suficientemente compacto como para que en el sistema de tubos no se pierda mucha presión. Debido a que habría que elegir una bomba más potente.
- El radiador debe estar lo más expuesto posible, esto se debe a que si se consigue que al mover el coche circule aire por el radiador, se obtendría una mejor refrigeración y se podrían poner ventiladores más ligeros y menos potentes.
- Hay que tener en cuenta la velocidad del aire a la entrada del radiador. Este punto va bastante ligado al anterior, debido a que hay que exponer el radiador lo máximo posible, pero además se debe maximizar la velocidad del aire, por tanto se deben diseñar piezas adicionales como por ejemplo toberas de entrada, las cuales reducen la sección y aumentan la velocidad.

A continuación, se muestran las disposiciones de los sistemas de refrigeración de algunos otros equipos y se comentarán las ventajas y desventajas que tienen esos diseños:

En primer lugar se observa el sistema de refrigeración de los Formula E:

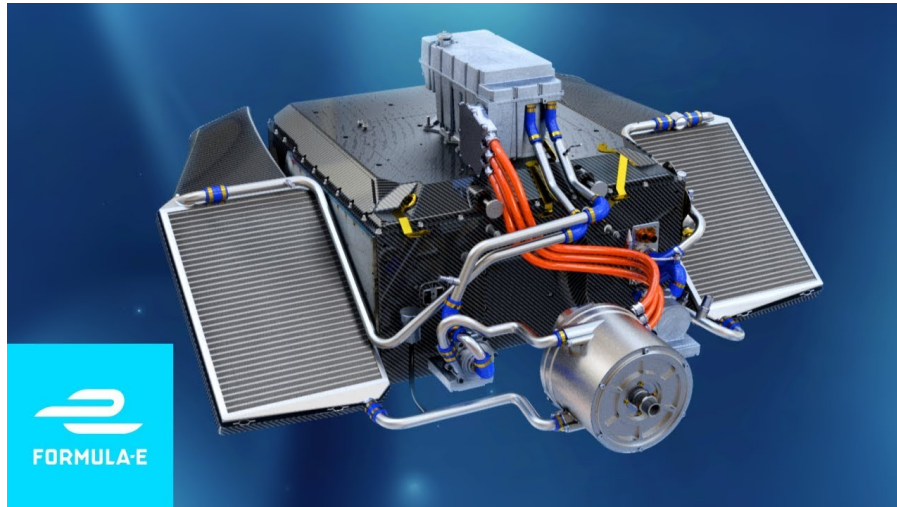


Figura 10: Disposición del sistema de refrigeración de la Formula E
Fuente: Formula E [5]

En la Formula E se opta por un diseño que cuenta con dos radiadores para dos circuitos distintos, uno para motor e inversor y el otro para la batería. Este sistema está bastante optimizado, debido a que los radiadores se encuentran en los pontones, por tanto cuando el coche esté en marcha, el caudal de aire que circulará por los radiadores será elevado. Además es bastante compacto y no habrá muchas pérdidas de carga en el circuito. Por otro lado, tener dos circuitos distintos, hará que se necesiten dos bombas y además, en la Formula E cuentan con una mayor capacidad de batería y potencia, entonces es necesario refrigerar la batería con líquido; en el caso del MA25RT, la batería se refrigera por aire, por tanto solo hay un circuito.

Seguidamente se analizarán otras posibles soluciones utilizadas en Formula Student:

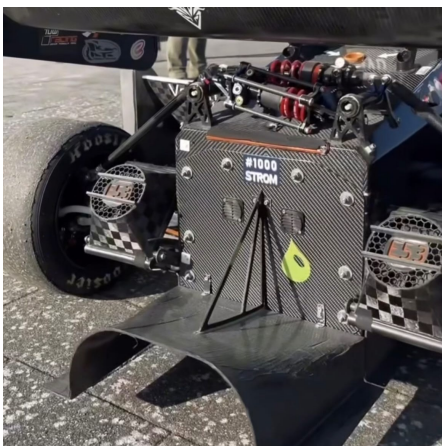


Figura 11: Radiador paso de rueda
Fuente: FSG [6]

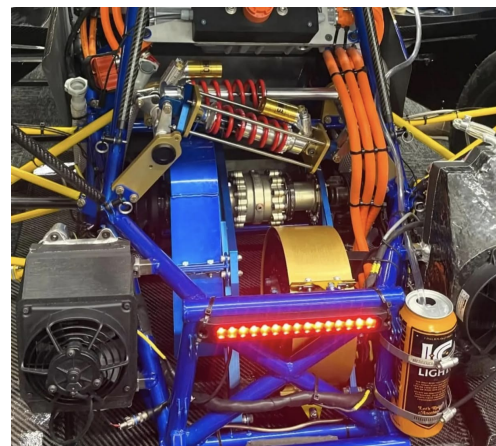


Figura 12: Radiador paso de rueda
Fuente: FSG [6]

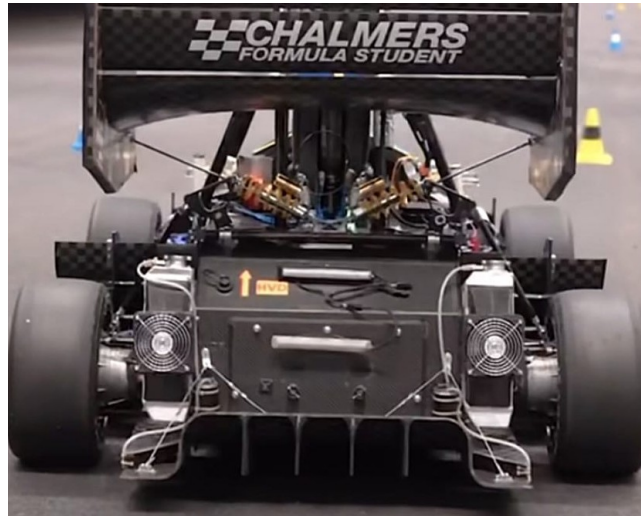


Figura 13: Radiador paso de rueda
Fuente: FSG [6]

En estos 3 modelos se opta por un diseño de doble radiador en el paso de rueda trasero, en esta parte, no hay tanto caudal de aire como en los pontones pero sería bastante bueno; además el sistema quedaría más compacto que en el primer caso. El problema que tiene este sistema es que no se puede poner una tobera de entrada, debido a que están las suspensiones del monoplaza, por lo que se podría optimizar bastante, aumentando la velocidad y la presión del aire al entrar al radiador.



Figura 14: Radiador parte trasera
Fuente: FSG [6]



Figura 15: Radiador parte trasera
Fuente: FSG [6]

Desing. Los jueces que cuentan con una amplia experiencia en las industrias automotriz, de deportes de motor y de suministros evalúan el rendimiento de cada equipo.

- **Pruebas dinámicas:** Miden el rendimiento y el desempeño del monoplaza en pista. Esta parte está compuesta por Skid-pad, Acceleration, Autocross y Endurance.

A continuación se da una breve descripción de cada una de las 4 pruebas:

1. Skidpad: Se mide el tiempo por vuelta en un circuito con forma de "8", evaluando el agarre y estabilidad del vehículo.
2. Aceleración: Se prueba la capacidad de aceleración en una recta de 75 metros.
3. Autocross: Se mide el tiempo que tarda el monoplaza en completar una vuelta en un circuito delimitado por conos, similar a una vuelta de clasificación.
4. Endurance: Es una carrera de 20 km en una pista con conos, donde se evalúa la resistencia y fiabilidad del monoplaza. También se mide la eficiencia del consumo energético.

En el presente documento se detallarán sobre todo las características necesarias para que el coche tenga un buen rendimiento en las pruebas dinámicas, no obstante, también se mencionarán presupuestos y diseños, útiles para el Cost & Manufacturing y para el Engineering Design respectivamente.



Figura 17: Imagen de FSG 2019

Fuente: FSG [6]

1.3.2. Equipo MART FS

Mart FS es un equipo de Formula Student que nace en 2017, no es hasta el 2021 que se consigue realizar un monoplaza, el MA21RT con el que se compite en FSS. El siguiente año se mejora y perfecciona el primer prototipo naciendo así el MA22RT que compite por primera vez fuera de España, concretamente en FSN. En 2023 el equipo crece significativamente y el coche MA23RT tiene muchos cambios sustanciales tanto en diseño como en fabricación y hay que

destacar que es el primer vehículo con paquete aerodinámico completo, este coche compite en FSG una de las competiciones más ambiciosas y en FSS consiguiendo un podio en resultados “overall”. El 2024 fue un año de transición, debido a que se presentaron 2 monoplazas, el MA24RT que tenía algunos cambios respecto a su predecesor y por primera vez se realiza el prototipo eléctrico el iMA24RT que compitieron en FSA y en FSS respectivamente.



Figura 18: MA24RT en Formula Student Austria
Fuente: Mart FS [7]

1.3.3. Distribución del sistema de refrigeración en años anteriores

Por último se mencionan los modelos llevados a cabo por el equipo en años anteriores, por ejemplo en el monoplaza de combustión, el sistema consta de dos radiadores de motocicleta puestos en los pontones, con dos ventiladores en la parte trasera de los mismos. Con esta configuración, lo que se consigue es el máximo caudal de aire, además tiene una tobera de entrada para maximizar la velocidad del aire a la entrada del radiador, el diseño es bastante parecido a los que montan en la formula E, explicado anteriormente. Se muestran fotos de los pontones:



Figura 19: Pontones monoplace de combustión MART FS
Fuente: Mart FS [7]

Los ventiladores, se activan siempre que se detecte una temperatura elevada en el motor.

En el caso del monoplace eléctrico del año pasado, utilizó un sistema con el radiador en la parte trasera, el caudal no era óptimo, pero constaba de un ventilador que impulsaba el aire para refrigerar el motor y el inversor. Se muestran imágenes también de esta configuración:

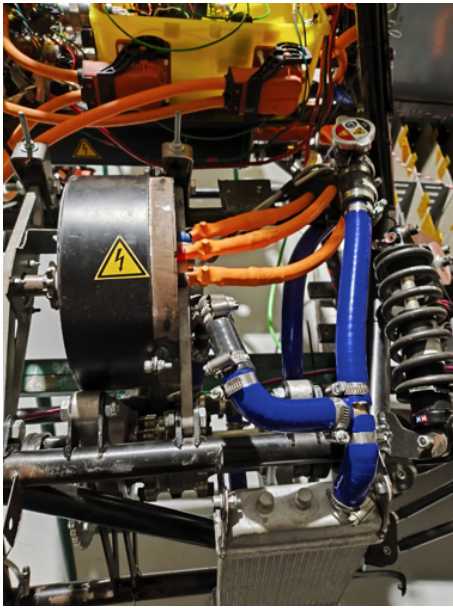


Figura 20: Pontones monoplaça de combustión MART FS

Fuente: Mart FS [7]

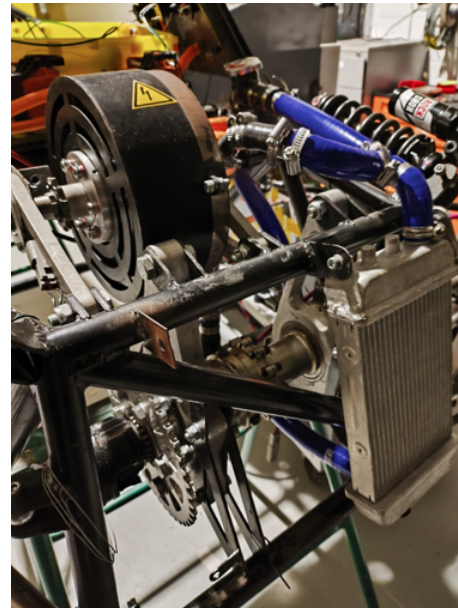


Figura 21: Pontones monoplaça de combustión MART FS

Fuente: Mart FS [7]

En el MA25RT, desde un principio no se iban a poner pontones, por tanto, la primera opción se descartó, debido a que poner el radiador sin cubierta o tobera de entrada no tiene mucho sentido porque el caudal será muy elevado pero la velocidad no, entonces se pierde eficiencia. Y luego entre el radiador en el paso de rueda y llevarlo atrás, las conclusiones fueron que tanto en el paso de rueda como en el difusor existen unas limitaciones de geometría del radiador. No podía ser tan grande y había que llevar 2 más pequeños, eso se traduce en más pérdidas de presión, en más tubos y más complejidad en general. Por tanto, se decide llevar el radiador en la parte trasera del vehículo, más elevado que el modelo anterior y con unas entradas y salidas de aire.

1.3.4. Contexto Ingeniería Térmica

La transferencia de calor se ocupa de los sistemas en los que falta el equilibrio térmico y, por tanto, existe un fenómeno de no equilibrio. Es decir, dos cuerpos a distinta temperatura tenderán a igualar temperaturas cediendo calor el cuerpo de mayor temperatura.

Además puede ocurrir en cualquier estado de la materia (mecanismo “principal” en sólidos).

- Sólidos, vibración de la retícula (cristalinos), flujo libre de electrones (metales).
- Líquidos, igual que en los gases, interacciones más fuertes.
- Gases, interacción entre moléculas (DIFUSIÓN)

La transferencia de calor se puede dar por medio de tres métodos:

- Conducción:** La conducción es el mecanismo por el que se transfiere calor en un medio sólido en presencia de un campo de temperaturas variable.

En 1822 Jean-Baptiste Fourier, en su obra Teoría Analítica del Calor (Theorie analytique de la chaleur) trata el problema de la difusión del calor entre cuerpos. A partir de esa teoría desarrolló la denominada «serie de Fourier», de notable importancia en análisis matemáticos y con interesantes aplicaciones a la resolución de problemas de física.

$$\dot{q} = -k\nabla T \tag{1}$$

Donde k, es la conductividad térmica del medio expresada en W/(m · K)

A continuación se muestra una tabla de los órdenes de magnitud de la conductividad térmica en cada material.

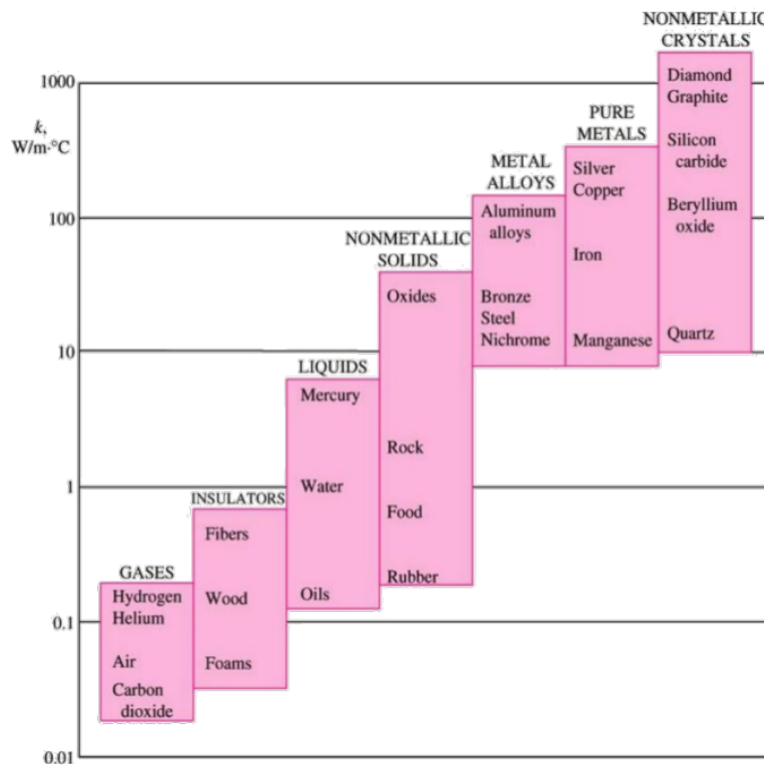


Figura 22: Orden de magnitud del coeficiente de conductividad térmica
Fuente: Apuntes Termodinámica [8]

La conductividad térmica depende de la naturaleza del medio (composición química, fase, estructura cristalina del sólido...)

- Radiación:** A diferencia de la conducción y la convección, la radiación implica la transmisión de energía en forma de ondas electromagnéticas, principalmente en el espectro infrarrojo. No requiere un medio material para propagarse, lo que permite que el calor se desplace incluso a través del vacío, como ocurre en la transferencia de energía desde el sol hacia la Tierra. La cantidad de energía radiada por un cuerpo está dada por la Ley de Stefan-Boltzmann.

- Convección:** Se presenta en fluidos, tanto líquidos como gases, y se origina en el movimiento macroscópico del medio. Cuando el fluido se calienta, disminuye su densidad y tiende a ascender, mientras que el fluido más frío y denso desciende para ocupar su lugar, generando un ciclo continuo. La convección se clasifica en natural—cuando el movimiento es inducido únicamente por las diferencias de densidad debidas a la variación de temperatura—y forzada, cuando dispositivos externos como ventiladores o bombas mueven el fluido.

Depende de la interfase fluido-superficie:

- Propiedades del fluido: Conductividad térmica (k), densidad (ρ), viscosidad dinámica (ν), calor específico C_p .
- Condiciones del fluido: Velocidad (u, c, V, Vel), régimen (laminar, turbulento, desarrollado o no), origen (natural o forzado).
- Superficie: geometría (pared, cilindro, esfera), rugosidad, inclinación (horiz, vertical, ángulo)

La convección es un mecanismo complejo, pero se observó que el flujo térmico debido a la convección es proporcional al gradiente térmico entre superficie y fluido, pudiendo expresarse a través de la Ley de enfriamiento de Newton.

$$\dot{q}_{cv} = h \cdot (T_s - T_\infty) \tag{2}$$

Donde h es el coeficiente de convección [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$], T_s es la temperatura de superficie [$^\circ\text{C}$], T_∞ es la temperatura del fluido lejos de la superficie [$^\circ\text{C}$].

Los procesos de convección se clasifican según la siguiente tabla:

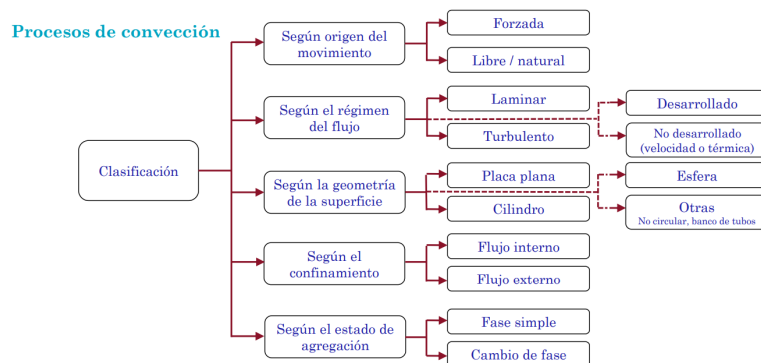


Figura 23: Procesos Convección

Fuente: [8]

Los órdenes de magnitud del coeficiente de convección son los siguientes:

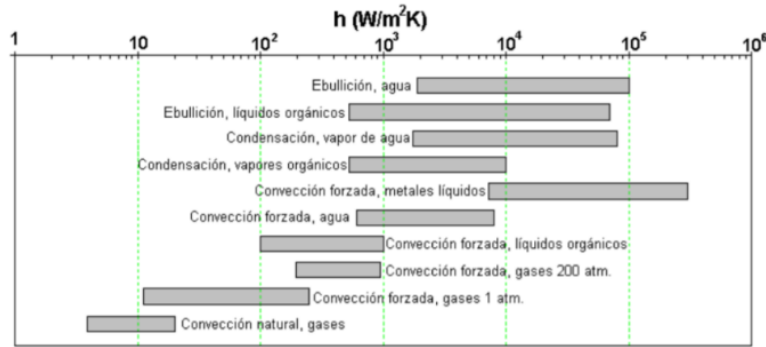


Figura 24: Orden de magnitud del coeficiente de convección
Fuente: [8]

1.3.5. Perfil de velocidades

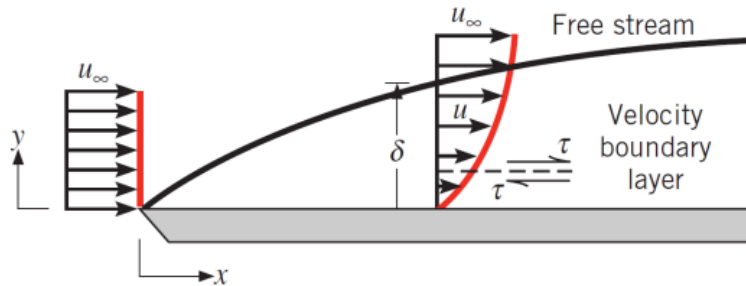


Figura 25: Perfil de velocidades
Fuente: [8]

Debido al perfil de velocidades de un fluido que circula sobre una superficie, el punto en contacto entre fluido y superficie tiene un valor de velocidad nulo (hipótesis de no deslizamiento). Por tanto, el flujo térmico hacia la película de fluido adyacente a la superficie se debe únicamente a conducción.

$$\dot{q}_{CV} = \dot{q}_{CD} = -k_{fluido} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3)$$

1.3.6. Motores eléctricos y pérdidas por calor

Los motores, tanto de combustión como eléctricos, tienen pérdidas por calor; en los motores de combustión, estas pérdidas representan en torno el 40 % del total, y son debidas principalmente al rozamiento entre partes mecánicas y al calor desprendido de la cámara de combustión. Los efectos que producen este tipo de pérdidas son entre otros, aumento de temperatura de los componentes, dilatación, deformación, tensiones mecánicas o lubricación incorrecta. A su vez, estos efectos pueden causar problemas de rendimiento del motor y en casos extremos puede llegar a averiarse o incluso a incendiarse si no se detecta a tiempo.

En cuanto a los motores eléctricos, las pérdidas que sufren en forma de calor no son tan mayúsculas, pero hay que tener mucho cuidado debido a que el rango de temperatura al que funcionan es más pequeño y la temperatura máxima admisible es bastante menor. Las pérdidas en forma de calor son debidas principalmente a 3 efectos:

- **Pérdidas Óhmicas (de resistencia):** La corriente que circula por los devanados del motor produce calor debido a la ley de Joule, expresada como $P = I^2 \cdot R$. A mayor temperatura, la resistencia de los conductores (generalmente de cobre) aumenta, intensificando estas pérdidas. Además, fenómenos como el efecto piel (Skin) donde la corriente se concentra en la superficie de los hilos, pueden agravar la situación haciendo que la temperatura aumente.
- **Pérdidas en el hierro (o en el núcleo):** Los núcleos de los motores están sometidos a ciclos constantes de magnetización y desmagnetización. Esto produce pérdidas por histéresis y corrientes parásitas. La histéresis se debe a la energía necesaria para cambiar el estado magnético del núcleo, mientras que las corrientes parásitas generan calor en forma de corrientes inducidas. La densidad del flujo magnético y la frecuencia de operación influyen directamente en estos efectos .
- **Pérdidas Mecánicas:** Aunque en menor medida, factores como la fricción en los cojinetes y las pérdidas aerodinámicas durante el movimiento de las partes contribuyen a la generación de calor. Estos efectos mecánicos pueden sumarse a las pérdidas totales y alterar el equilibrio térmico del motor.

Las pérdidas más representativas son las óhmicas (3 - 7%), seguidas de las que se producen en el hierro (1 - 3%) y por último las mecánicas (0.5 - 2%).

Si no se pone remedio a estas pérdidas puede resultar en una reducción de la eficiencia, en una degradación de los materiales, problemas de rendimiento electromagnético o en un incremento de los costos de mantenimiento y riesgos de seguridad. Para disminuir estas pérdidas y bajar las temperaturas de funcionamiento se instalan sistemas de refrigeración.

1.3.7. Métodos de refrigeración

Los sistemas de refrigeración se clasifican en tres grupos principalmente:

- **Refrigeración por aire.** Dentro de este grupo se puede hacer otra clasificación:
 1. **Refrigeración por convección natural.** El diseño de este tipo de refrigeración se realiza con la propia carcasa del motor, tienen aletas que favorecen el intercambio de calor entre el motor y el medio. Este tipo de refrigeración solo se utiliza en motores de baja carga, baja potencia y ambientes limpios.
 2. **Refrigeración por convección forzada.** Este tipo de refrigeración es igual al anterior, solo tiene la diferencia de que se le pone un ventilador que favorece todavía más

el intercambio de calor, impulsando un mayor caudal de aire por las aletas del motor. Esta solución está muy extendida en la industria y abarca desde motores grandes hasta pequeños.

- **Refrigeración por agua.** Dentro de este método también hay una subdivisión:
 1. **Refrigeración por agua de manera directa.** En este tipo de refrigeración el fluido refrigerante entra en contacto directamente con la superficie del motor (como se denomina en algunos estándares IC71W). La eficiencia de este método es muy alta ya que el fluido absorbe el calor rápidamente. Es especialmente útil en motores de alta potencia o en aplicaciones donde la disipación del calor es crítica, tales como maquinaria industrial pesada o ciertas aplicaciones en vehículos eléctricos. La complejidad reside en el diseño de un sistema de circulación y en el mantenimiento del fluido refrigerante para evitar problemas como la corrosión o la formación de incrustaciones.
 2. **Refrigeración por agua de manera indirecta.** En este caso el motor se ubica dentro de un chasis o “jacket” en el que el circuito de refrigerante no está en contacto con la superficie del motor. La ventaja que ofrece con respecto al anterior es que no expone a un ambiente agresivo a los componentes del motor en el que se puedan oxidar. Se utiliza en motores industriales modernos y en algunos componentes de vehículos eléctricos e híbridos.
- **Refrigeración por aceite.** El aceite se usa no solo para refrigerar el motor, en estos sistemas se usa para refrigerar más partes mecánicas e incluso como lubricante. Se utilizan en aplicaciones de alta carga con altas velocidades, donde la generación de calor va a ser extrema e irremediable.
- **Refrigeración combinada.** Se integran varios métodos de refrigeración, por ejemplo el de refrigeración por aire con convección forzada y la refrigeración líquida de manera directa.

1.3.8. Datos telemetría

Se tienen también datos de la telemetría del vehículo de combustión cuando fue a competir al circuito de Austria. Estos datos se organizan en tiempo entre microsectores, espacio entre los mismos, porcentaje de pedal. A continuación se muestra una imagen con los datos de porcentaje de pedal en un gráfico, donde el eje X representa cada microsector del circuito.

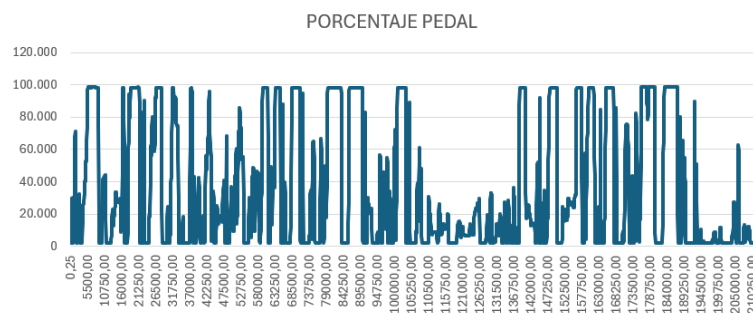


Figura 26: Telemetría Endurance

Fuente: [7]

A partir de estos datos, también se obtiene la velocidad instantánea del vehículo, dato bastante útil a lo largo del presente trabajo.

1.4. Justificación

La justificación de este trabajo es la necesidad de mejorar el sistema de refrigeración del monoplaça, ya que es una parte fundamental. Para hacerla más sencilla y más fiable, a la par que más eficiente que la de años pasados.

1.5. Objetivos

Esta temporada el equipo se pone de reto sacar un coche eléctrico realmente competitivo, de ahí sale el presente trabajo que consiste en un rediseño y optimización del sistema de refrigeración existente en el coche de la temporada pasada.

Los objetivos de este trabajo son principalmente:

- Dimensionar el circuito de refrigeración.
- Realizar el CAD del sistema de refrigeración.
- Optimización del sistema.
- Pruebas reales en el monoplaça.
- Análisis y puesta en marcha en unas condiciones específicas para medir el desempeño del circuito.

1.6. Alcance

Como no ha habido tiempo para realizar todos los objetivos, el alcance del presente trabajo será el siguiente:

- Realizar un modelo analítico del sistema en EES que simule el desempeño que tendrá un radiador dadas sus características geométricas.
- Dimensionar cada elemento del circuito respecto a unas condiciones dadas.
- Realizar el CAD del sistema de refrigeración.
- Modelar el sistema en Matlab y simular una Endurance.
- Analizar los componentes extras del sistema de refrigeración.

1.7. Descripción del documento

El presente documento se desarrolla en cinco grandes partes principalmente:

- Materiales. Se describe el sistema de refrigeración existente antes de plantear la nueva, dando detalles sobre los cálculos realizados y los aspectos que se podían mejorar.
- Metodología. Se diseña y dimensiona el nuevo sistema de refrigeración, se detallan los cálculos realizados y se muestran imágenes del nuevo diseño, mencionando y justificando los cambios que se realizan con respecto al anterior diseño.
- Resultados. Se resumen todos los resultados obtenidos en el apartado de Metodología.
- Conclusiones. En este apartado se reflexiona sobre los cálculos anteriores y sobre el trabajo en general.
- Anexos. Se dan detalles sobre los elementos auxiliares y el diseño y fabricación de los mismos. Además se da un pequeño presupuesto del sistema.

2. Materiales

En este apartado se va a describir la instalación ya existente en el monoplaza del año pasado, explicando modelos, configuraciones y elementos auxiliares del sistema. Como se ha explicado en apartados anteriores, el monoplaza partía de una instalación que consta de los siguientes elementos fundamentales: MOTOR, INVERSOR, RADIADOR, VENTILADOR y 2 BOMBAS.

2.1. Esquema del ciclo

El esquema del ciclo del monoplaza del año pasado se basó en la colocación de dos bombas en paralelo, una para el motor y otra para el inversor. A continuación se muestra un esquema orientativo del ciclo, indicando cambios de sección de tubos:

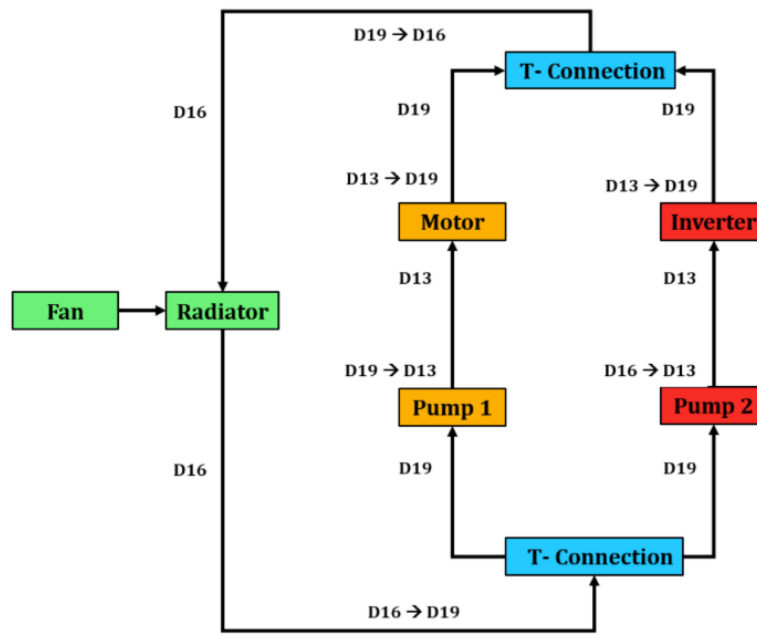


Figura 27: Esquema de la disposición antigua

La justificación de poner dos bombas en paralelo es obtener los mejores valores para el motor y para el inversor por separado, haciendo el circuito un poco más complejo y más voluminoso.

Esta configuración en paralelo se consigue poniendo una conexión en T aguas abajo y aguas arriba de los elementos a refrigerar. Habría que tener en cuenta que las bombas en paralelo suman sus caudales, por tanto, en el tramo del motor y en el tramo del inversor solo hay que tener en cuenta los caudales nominales de cada una de las bombas, pero en el tramo común (radiador), el caudal sería la suma del caudal proporcionado por la bomba 1 más el de la bomba 2.

A continuación, se describen las características de cada componente utilizado en el sistema:

2.1.1. Conjunto Motor-Inversor

El **motor** que tiene el monoplaza es el **EMRAX 188HV LC**, es un motor eléctrico síncrono trifásico de imanes permanentes, tiene un diámetro de 188mm y una longitud axial de 77mm, posee un diseño compacto y ligero, con un peso que ronda los 7,9kg.

En cuanto a sus prestaciones, el EMRAX 188 puede alcanzar un pico de potencia de alrededor de 60kW a 6500rpm y generar un par máximo de 100Nm, mientras que sus capacidades de funcionamiento continuo se sitúan en torno a los 37kW y 56Nm. Estos valores, combinados con una eficiencia que oscila entre el 92% y el 98%, permiten que la mayor parte de la energía eléctrica se transforme en mecánica, reduciendo las pérdidas y maximizando el rendimiento global del sistema.

El sufijo HV LC indica que se trata de la versión de alto voltaje (HV) en la que se ha optado por un sistema de refrigeración líquida (LC). Esta solución de refrigeración permite extraer de manera más eficiente el calor generado en el interior del motor, manteniendo temperaturas óptimas incluso bajo cargas intensas o en condiciones ambientales adversas.

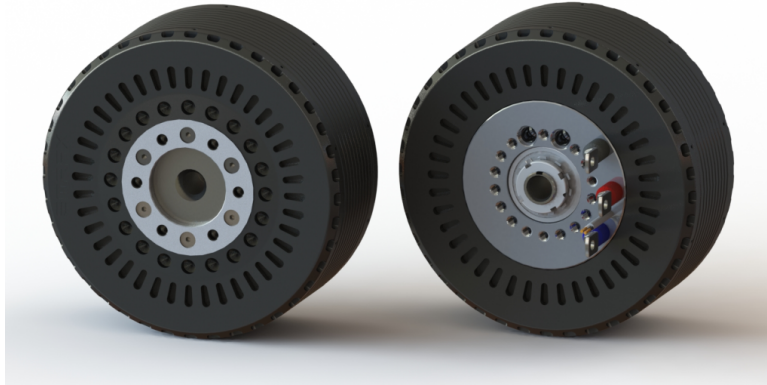


Figura 28: Motor Emrax 188

Fuente: Emrax [9]

Por otro lado está el **inversor** que es el **dti HV500 LC** el cual destaca por su capacidad de implementar un control FOC (Field-Oriented Control) sensorizado, lo que permite una regulación precisa de la corriente y del par motor. Entre sus modos de operación se incluyen el control por ciclo de trabajo, velocidad o par, posibilitando una adaptación versátil a diversas exigencias operativas. Además, integra funciones como el frenado regenerativo y la gestión de la posición del ángulo del motor.

Para salvaguardar los componentes internos, el inversor incorpora mecanismos de protección, como la reducción progresiva del límite de corriente en función de la temperatura de los IGBT. Este sistema actúa de forma continua para prevenir daños por sobrecalentamiento, lo que es fundamental para esta aplicación.

La versión “LC” del HV500 introduce un avanzado sistema de refrigeración líquida que permite extraer el calor de manera mucho más eficiente que las soluciones de refrigeración por aire. Esto resulta crítico en entornos donde se requieren altos niveles de potencia y estabilidad térmica, asegurando que los componentes electrónicos operen siempre dentro de rangos seguros y prolongando la vida útil del dispositivo.



Figura 29: Inversor dti HV500
Fuente: DTI [10]

Las características más destacables referentes a la refrigeración líquida del conjunto son las siguientes:

	Motor Emrax 188 HV LC	Inversor DTI 500 LC
Presión	2 bar	2 bar
Caudal	8l/min (recomendado)	25l/min (máx)

Tabla 1: Características motor e inversor
Fuentes: DTI [10] y Emrax [9]

Cabe recalcar que no aparece el caudal máximo admisible por el motor, solo se establece el caudal recomendado.

En el sistema anterior, se pensó que como los valores de caudal de agua son tan dispares, se podía poner una bomba para cada elemento. Seguidamente, se describen los elementos activos del sistema de refrigeración.

2.1.2. Componentes activos refrigerantes

- Bomba 1 - Bosch Brushless Pump 0 392 024 078:

Esta bomba tiene grado de protección IPX7, con una presión nominal de 0,85 bar que cumpliría con la primera condición y con un caudal nominal de 1000l/h, que equivale a 16,67 l/min, que superaría el mínimo establecido por el datasheet del motor (6l/min). Esta bomba es la que se pone en el motor.



Figura 30: Bomba Bosch
Fuente: Bosch [11]

- Bomba 2 - Pierburg CWA 150:

Esta segunda bomba cuenta con una protección IP54, con una presión nominal de 1,4 bar que cumpliría para ambos casos, motor e inversor y con un caudal nominal de 25 l/min. Esta bomba va conectada al inversor, ya que aunque no se especifica el valor del caudal máximo soportado por el motor, se prefiere seguir el lado de la seguridad.



Figura 31: Bomba Pierburg
Fuente: Tecomotive [12]

- Radiador - Derbi Senda 50:

El radiador seleccionado es el de la moto de 50cc Derbi Senda 50.



Figura 32: Radiador Derbi Senda
Fuente: Moto recambios V. Ferrer[13]

- Tubos y conexiones - GT2I

Los diámetros son los especificados en la distribución antigua. Son tubos de silicona de alta resistencia a la temperatura y a la presión (5 bar).

En cuanto a las T para unir los dos circuitos en paralelo se seleccionaron unas que no se degraden fácilmente frente a temperaturas altas hechas por la empresa Camper Store.

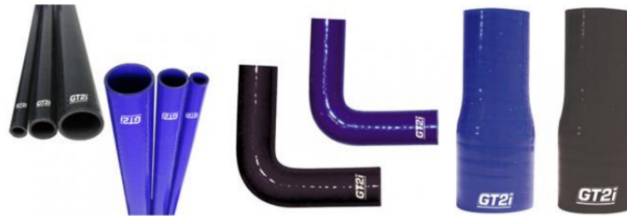


Figura 33: Tubos gt2i
Fuente: gt2i [14]

- Ventilador - Ventilador Mishimoto 8'

Este ventilador es el que hay montado en el vehículo de combustión, tiene de caudal máximo 600 cfm que equivalen aproximadamente a $17 \frac{m^3}{min}$. Con un diámetro de 213 mm el ajuste del ventilador al radiador se hace con una tobera en impresión 3D.



Figura 34: Ventilador Mishimoto 8'
Fuente: Mishimoto [15]

- Termopar - NTC M12H (Bosch)

Aunque finalmente no se instaló, se planteó la posición y el modelo de un termopar a la salida del radiador, para saber que la temperatura del refrigerante en todo momento no supera el máximo permitido por el motor e inversor.



Figura 35: Termopar NTC M12H
Fuente: Bosch [11]

El motor tiene una señal de temperatura interna y se utilizó ese finalmente.

3. Metodología

En este apartado se va a describir el método de cálculo del sistema de refrigeración completo

3.1. Especificaciones de diseño

En cuanto a las especificaciones de diseño, hay de dos tipos, uno de especificaciones técnicas del motor e inversor y consideraciones y un segundo tipo que es el respectivo a la normativa de la competición:

- Normativa

La normativa respecto a los sistemas de refrigeración es la siguiente:

T7.2.2 Otros sistemas de enfriamiento solo pueden usar agua, aire o aceite como refrigerante, ver T1.2.2.

T7.2.3 Los sistemas de enfriamiento que usan agua (excepto los motores de rueda fuera de borda y sus mangueras de enfriamiento) deben tener una cubierta resistente al calor (permanentemente diseñada para al menos 100 °C), rígida y montada de forma estable, que cubra cualquier parte del conductor más alto por debajo de un plano 100 mm por encima de la parte inferior del casco.

T7.2.4 Cualquier sistema de enfriamiento o lubricación debe estar sellado para prevenir fugas.

T7.2.5 Se deben emplear recipientes de captura separados para retener fluidos distintos del agua destilada de cualquier ventilación del sistema de enfriamiento o del sistema de lubricación del motor de combustión. Cada recipiente de captura debe tener un volumen mínimo del 10 % del fluido contenido o 900 mL, lo que sea mayor.

T7.2.6 Cualquier ventilación para sistemas que contengan agua debe tener un recipiente de captura con un volumen mínimo del 10 % del fluido contenido o 100 mL, lo que sea mayor.

T7.2.7 Todas las partes del motor, del sistema de enfriamiento y del sistema de lubricación, incluidas sus monturas, deben estar clasificadas para al menos 120 °C o las temperaturas que el fluido respectivo pueda alcanzar, lo que sea mayor.

T7.2.8 Los recipientes de captura deben estar montados rígidamente en el chasis y ubicados detrás del cortafuegos por debajo del nivel del hombro del conductor.

T7.2.9 Cualquier ventilación de un recipiente de captura debe tener una manguera con un diámetro interno mínimo de 3 mm hasta el fondo del nivel del chasis y debe salir fuera de la carrocería.

T11.11.1 La máxima potencia total combinada de todos los dispositivos activos diseñados para mover aire es de 500W, esto incluye ventiladores de refrigeración pero no aplica a CV1.8.

Esta normativa ha sido extraída del documento FS-Rules 2025 v1.1 ofrecido por FSG [6] en su página web.

■ Planteamiento del sistema

Debido a que no hay ningún documento que muestre las pérdidas por calor del conjunto o cómo se comporta a distintas intensidades de descarga, en este apartado se comentarán las principales hipótesis y suposiciones que se tienen que tomar para dimensionar el circuito de refrigeración.

1. Para poner el caso más desfavorable, se tomarán como pérdidas en forma de calor todas las pérdidas producidas por el motor e inversor.
2. Se desprecia la transmisión de calor por conducción en el radiador, debido al bajo espesor. Solo se considerará convección en el lado del fluido refrigerante y convección por el lado del aire.
3. Se consideran los tubos de refrigeración como adiabáticos. Esto significa que el fluido refrigerante ni se enfría ni se calienta en los tubos del sistema de refrigeración.
4. Se supone una temperatura ambiental de $T_{amb} = 30^{\circ}C$.
5. La velocidad del aire, inicialmente se toma como la velocidad a la que lo moverían los ventiladores, es decir, que la velocidad a la que se mueve el coche se desprecia en un principio.
6. El caudal del fluido refrigerante es el que es capaz de poner una de las bombas que había en el antiguo diseño.
7. Las temperaturas de diseño serán las máximas impuestas por las hojas de datos del motor y del inversor.

3.2. Diseño del esquema completo

3.2.1. Estimación del calor

Teniendo en cuenta la primera consideración enumerada en el apartado anterior, lo que se hará será tomar la eficiencia media del motor y del inversor (95 % en ambos casos). Para estimar el calor generado por el motor e inversor se utiliza la siguiente fórmula:

$$Q_{dt} = W_{max} \cdot (1 - (\eta_{mot} \cdot \eta_{inv})) \quad (4)$$

Q_{dt} - Calor que habría que evacuar.

W_{max} - Potencia del motor.

η_{mot} - Rendimiento medio del motor.

η_{inv} - Rendimiento medio del inversor.

Adicionalmente se podría aplicar un coeficiente de seguridad, pero en este caso se garantiza el diseño del lado de la seguridad, debido a que como se explicó en la introducción el conjunto no solo pierde rendimiento en forma de calor y aquí se supone de esa manera.

El resultado obtenido es 5,07kW de calor total evacuado máximo.

3.2.2. Equilibrio del sistema

Como se ha mencionado en la tercera premisa de las condiciones del sistema, los tubos se consideran adiabáticos, por tanto, el calor evacuado por el radiador al exterior debe ser igual al calor que absorbe el fluido en el tramo del conjunto motor inversor. Esto implicaría que el fluido no cambia de temperatura a lo largo de un ciclo completo de circuito de refrigeración, o lo que es lo mismo, que el calor neto del fluido a lo largo de un ciclo es nulo. En el caso de que el radiador evacúe más calor que el que absorbe en el tramo del motor-inversor, el líquido refrigerante bajará su temperatura a lo largo del ciclo. Lo que no puede ocurrir en ningún caso es que el calor absorbido por el fluido sea mayor que el evacuado por el radiador.

Además, se va a utilizar el método de la diferencia de temperatura logarítmica media. Por tanto, se pueden plasmar todas estas condiciones en un sistema de ecuaciones

A continuación, se pone la ecuación de las restricciones mencionadas anteriormente:

$$Q_{agua} = Q_{aire} = Q_{rad} \quad (5)$$

Se expanden las ecuaciones y se obtiene lo siguiente:

$$Q_{agua} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p_{agua}} \cdot (T_{E,agua} - T_{S,agua}) \quad (6)$$

$$Q_{aire} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p_{aire}} \cdot (T_{S,aire} - T_{E,aire}) \quad (7)$$

$$Q_{rad} = U \cdot A \cdot DTLM \quad (8)$$

Con este sistema de ecuaciones, lo que se pretende es hallar el área de transferencia mínima que debe tener el radiador que se vaya a instalar para que, funcionando a máxima potencia, la temperatura del fluido refrigerante no ascienda. Las incógnitas del sistema son la temperatura de salida del aire (a priori no hay restricciones con esta temperatura), la temperatura de salida del fluido refrigerante y el área de contacto del radiador con el aire.

Los resultados son:

$$T_{S,Aire} = 319K$$

$$T_{S,Agua} = 324,8K$$

$$A_R = 7,868m^2$$

3.2.3. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor hay que atender a la condición 2 que menciona que no se va a tener en cuenta la conducción producida en el radiador por su bajo espesor. Por tanto, la ecuación del coeficiente global queda así:

$$U = \frac{1}{R_{conv,aire} + R_{conv,agua}} \quad (9)$$

Siendo las resistencias de convección la inversa de los coeficientes de convección respectivos:

$$R_{conv,agua} = \frac{1}{h_{conv,agua}} \quad (10)$$

$$R_{conv,aire} = \frac{1}{h_{conv,aire}} \quad (11)$$

Para obtener los coeficientes de convección, hace falta hacer unas correlaciones según el sistema que se tenga, en este caso, se utiliza para el lado del agua la de conductos rectangulares:

$$Nu_{agua} = 0,026 \cdot \left(1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{0,7}\right) \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_D}\right)^{0,14} \quad (12)$$

Este parámetro solo depende de cuestiones geométricas (diámetro y longitud), de números adimensionales y de la viscosidad. Se puede ver todos los cálculos en el anexo 3.4.

En cuanto al lado del aire, la correlación seleccionada es la respectiva a flujo laminar, en un conducto triangular:

$$h_{aire} = 2,47 \cdot \frac{k_{aire}}{d_{cond,aire}} \quad (13)$$

Donde habría que calcular el diámetro característico del conducto y la conductividad térmica del aire.

En ambos casos se ha probado primero con otras correlaciones (conductos rectangulares para el aire, la correlación de ductflow del propio EES...) pero no salían valores coherentes, por tanto se ha decidido implementar estas mejor.

3.2.4. Cálculo de factor de corrección

Una vez calculado el coeficiente de transferencia de calor global, se puede añadir un factor de corrección (subiendo el área necesaria), que lo que hace es medir la desviación de DTLM con respecto a los valores correspondientes al caso de contraflujo.

Las ecuaciones son las siguientes:

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \quad (14)$$

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad (15)$$

Una vez se obtienen estos valores se debe entrar en la curva siguiente:

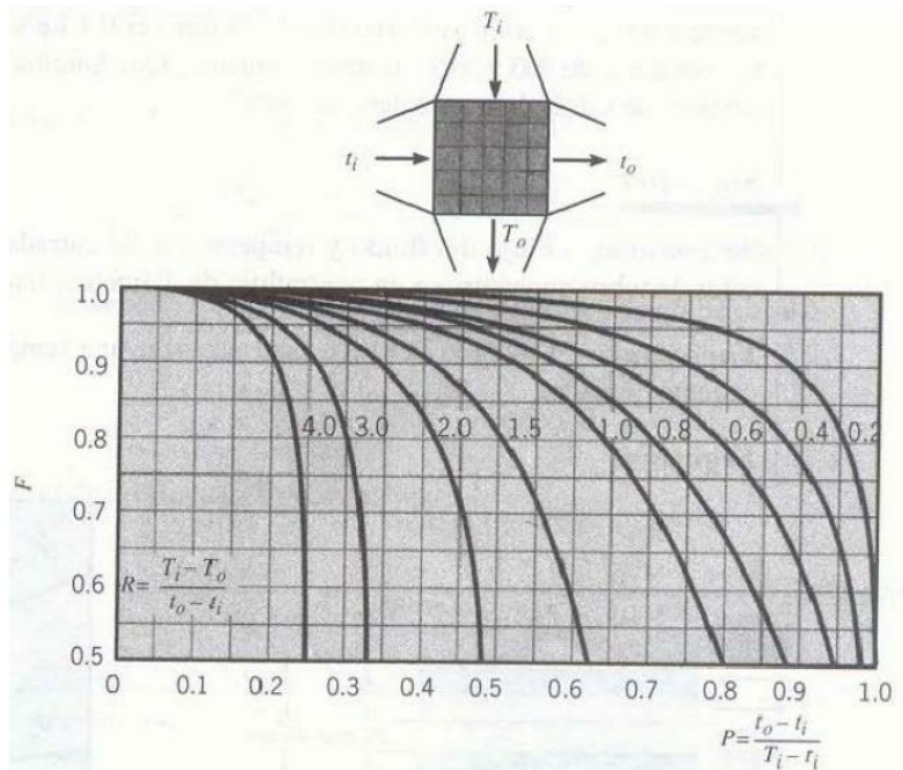


Figura 36: Factor de corrección
Fuente: Apuntes Termotecnia [8]

De la curva se saca el factor F que va desde 0,5 a 1. Este factor va multiplicando en la ecuación del DTLM (8), y lo que hace es hacer más pequeño el calor disipado de un radiador debido a la diferencia de temperatura de operación.

Los valores de P y de R calculados son:

$$P = 0,6663$$

$$R = 0,1949$$

Debido a que los resultados no los tiene el programa no se obtiene resultado del factor F , por tanto se desprecia y se impone factor 1.

3.3. Diseño por componentes

El resultado más importante es el del área del radiador que es $7,868 \text{ m}^2$.

El área del radiador antiguo (Derbi Senda 50) es aproximadamente de 1.56 m^2 , pero hay que tener en cuenta que si cambian las características de número de tubos, aletas o cualquier

parámetro geométrico del radiador, cambiaría el código. Pero se puede hacer una buena aproximación de radiador solo con estos datos y además se puede realizar el diseño final con la selección del ventilador.

3.3.1. Selección de radiador

Para la selección del radiador, hay que tener en cuenta el área anteriormente calculada, para hacer una estimación, ya que la mayoría de los fabricantes no indican ese dato ni ofrecen archivos CAD de los radiadores, y también hay que tener en cuenta en que vehículo va montado para hacer también una estimación del calor que sería capaz de evacuar:

- **Radiador de KTM EXC 250,300 (1998-2003).**

Esta fabricado en aluminio, de dimensiones exteriores 324x115mm, que se instala en una moto de 47CV.

Y teniendo en cuenta el apartado de pérdidas por calor en motores (2.1.3.5), se podría afirmar que este radiador evacuaría:

$$P_{total} = 47CV = 34,57kW \quad (16)$$

La potencia que evacuaría sería el 40% de la total:

$$P_{EVAC} = 34570W \cdot 0,4 = 13828W \quad (17)$$

Como en la moto se montan 2 radiadores iguales, habría que dividir ese resultado entre 2:

$$P_{EVAC} = \frac{13828}{2} = 6914W \quad (18)$$

Cumpliría con las condiciones.

<https://es.50factory.com/-partes-nuevas/Radiador-derecho-ktm-exc-138528-250-300-1998-irod.html>

- **Radiador de Rieju MRT 50 (2009-2017)**

Radiador de aluminio, con dimensiones 305x113mm y se instala en una moto de 8 CV.

Siguiendo el mismo planteamiento anterior:

$$P_{total} = 8CV = 5,888kW \quad (19)$$

La potencia que evacuaría sería el 40% de la total:

$$P_{EVAC} = 5,888W \cdot 0,4 = 2355W \quad (20)$$

No cumpliría con las condiciones.

- **Radiador de la Sherco SE 250, 300R**

Radiador en aluminio también, con dimensiones de 385x155mm, que se instala en una moto de 55CV.

Se sigue el mismo procedimiento que con los anteriores:

$$P_{total} = 55CV = 40,425kW \quad (21)$$

La potencia que evacuaría sería el 40 % de la total:

$$P_{EVAC} = 40425W \cdot 0,4 = 16170W \quad (22)$$

Como en la moto se montan 2 radiadores iguales, habría que dividir ese resultado entre 2:

$$P_{EVAC} = \frac{16170}{2} = 8085W \quad (23)$$

Cumpliría con las condiciones.

3.3.2. Selección de ventilador

Para seleccionar el ventilador, se debe tener en cuenta dos parámetros principalmente, el caudal de aire y la presión estática a la que impulsa el aire. Por tanto se evalúan las siguientes opciones:

- **Ventilador slim Mishimoto 10'**

Las ventajas de este ventilador son que impulsa un caudal de aire de 800 cfm que es considerablemente mayor al ventilador antiguo (Mishimoto 8') que solo impulsaba 600 cfm. Pero el problema que tiene este ventilador es su gran tamaño y su baja integrabilidad en el sistema, es decir, al tener un ventilador muy grande en comparación con el radiador, lo que se consigue es que el ventilador se tenga que poner más alejado del radiador induciendo pérdidas de carga y de caudal en los alrededores y que haya que poner toberas muy voluminosas. Se probó con el de 10' de alto caudal también pero tiene el mismo problema.

- **Ventilador 120mm Delta Electronics**

Se toma la opción de poner dos ventiladores más pequeños, sacrificando un poco de caudal y ganando presión estática. La ventaja de estos ventiladores es que se pueden ajustar al radiador.

Se buscaron unos de 130mm que es justo el ancho del radiador, pero no había de este tamaño con estas características.

El caudal de este ventilador es 254.35 cfm, pero el dato más significativo es el de la presión estática, que asciende a 36.513 mmH₂O que equivale a 3,48kPa y que supera el valor de la mayoría de los ventiladores convencionales que se encuentran entre 5 y 20 mmH₂O. Este valor es más importante que el de caudal, debido a que ayuda a reducir las pérdidas de carga, ventiladores más grandes mueven caudales más grandes pero son menos eficientes y enfrían menos.

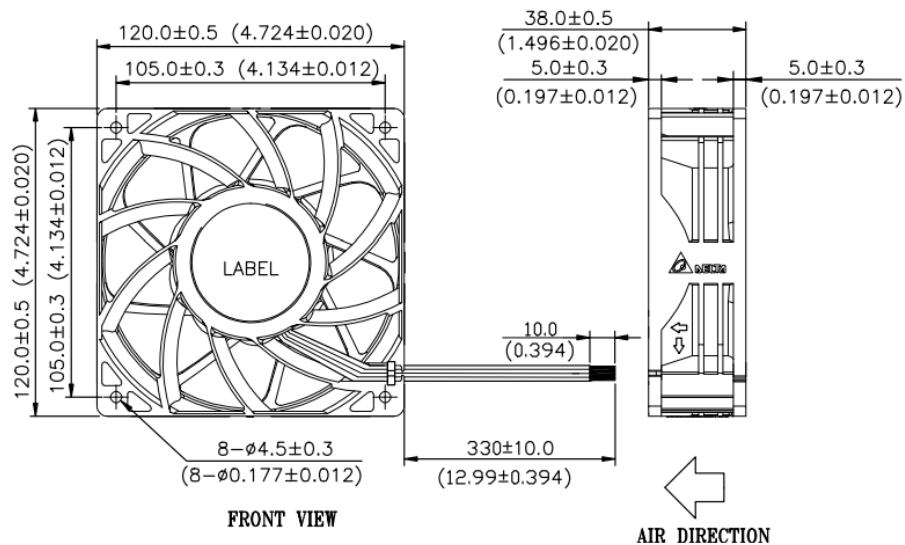


Figura 37: Ventilador Delta Electronics
Fuente: Mouser Electronics [16]

3.3.3. Selección de tubos y cambios de sección

Se van a seleccionar tubos de silicona flexible, ya que en la instalación anterior, con los tubos de gt2i, el problema que había era que no se podían doblar fácilmente, había que utilizar herramientas y mucha fuerza, entonces era prácticamente imposible hacer codos con ángulos de desviación.

Los tubos antiguos es cierto que aguantaban más presión que los de silicona, pero para las presiones a las que se va a trasladar el fluido estos tubos valen sin problema.

Otro problema que tenían los tubos antiguos era que no se podían cortar tampoco de manera sencilla, ya que tenían hilos en la sección transversal que ayudaban a aguantar mucha presión, pero al cortarlos, era muy difícil hacer que no se desgarrasen esos hilos. Este problema también desaparece con los nuevos tubos.

Una de las ventajas que tienen los tubos nuevos es que son transparentes, esto ayuda a que se pueda purgar el circuito de refrigeración antes de ponerse en marcha evitando enviar aire a la bomba y previniendo posibles fallos o averías en el circuito.

Los nuevos tubos además aguantan mucha temperatura, hasta 200°C, temperatura más que suficiente para el sistema de refrigeración, debido a que el motor solo soporta 60°C [9].

El resumen de los tubos seleccionados está en el apartado Resultados.

En cuanto a los cambios de sección, se van a hacer con unos que se han encontrado en Amazon [17] de tipo espigas, las ventajas que tienen este tipo de uniones es que son muy compactas, es decir, que en poco espacio se puede realizar el cambio de sección sin tener que ocupar demasiado hueco. Su simplicidad también es reseñable, debido a que solo hacen falta 2

abrazaderas para instalar o desinstalar este tipo de cambios de sección.

Y por último otra ventaja que tienen es que no tienen fugas entre medias de los dos tubos, hay algunos cambios de sección que son de dos cuerpos (roscados), justo en esa unión habría un sitio crítico de generación de fugas; estos, al ser de un solo cuerpo se ahorran la posibilidad de fugas en el propio cambio.

3.3.4. Esquema de la instalación

Se propone un esquema con una sola bomba debido a que se prueba el caudal de salida del inversor con la bomba seleccionada como se indica en los protocolos de ensayo

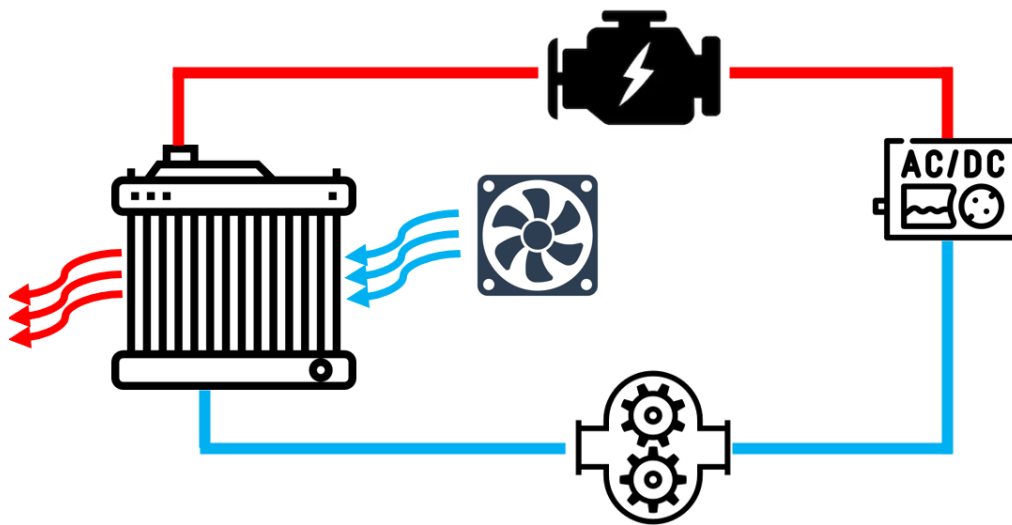


Figura 38: Dagrama del sistema de refrigeración

3.4. Modelado con EES

A continuación, se van a comentar todos los apartados del código de EES empleado en la resolución del problema térmico del sistema de refrigeración. Se comienza mostrando todas las variables empleadas con sus respectivos valores.

```

{DATOS MOTOR INVERSOR}
$IFNOT ParametricTable
W_MAX = 52[kW] {Potencia máxima}
{Q_vent = 600 [cfm] * Convert(cfm; (m^3)/s)}
v_coche = 0 [km/h] * Convert(km/h; m/s)
m_dot_agua_LM = 25 [l/min]
phi_vent = 1
$endif

efi_m = 0,95 {Eficiencia motor}
efi_i = 0,95 {Eficiencia inductor}
fds = 1,1 {Factor de seguridad}

{VALORES DATASHEET Y CONDICIONES GENERALES}

d_vent = 213 [mm] * Convert(mm; m) {Diámetro exterior ventilador}
Q_vent_1 = 600 [cfm] * Convert(cfm; (m^3)/s)
A_front = 0,030[m^2]

T_atm = 303 [K] {Temperatura aire entrada ventilador}
P_atm = 1 [bar] * Convert(bar; kPa) {Presión aire entrada ventilador}
P_agua = 1,25 [bar] * Convert(bar; kPa) {Presión del agua a la entrada del radiador}

T_E_agua = (55+273) [K] {Temperatura entrada radiador}
{T_S_agua = (50+273) [K]} {Temperatura salida radiador}

A_rd = 0,0364 [m^2] {Área frontal radiador}

{CONDICIONES TRAMO AGUA}
N_tubos = 21 {Número de tubos}
H = 0,0015 [m] {Anchura del tubo}
W = 0,026 [m] {Altura de tubo}
L_tubos = 0,187 [m] {Longitud de tubo}
P_mojado = (2*(0,0015+0,026)) [m] {Perímetro de tubo}
m_dot_agua = (m_dot_agua_LM*rho_agua*0,001/60)

{CONDICIONES TRAMO AIRE}
A_aletas_tr = 3,03 [mm^2] * Convert(mm^2; m^2) {Área conducto triangular radiador antiguo}
{A_aletas_tr = 8,34 [mm^2] * Convert(mm^2; m^2)} {Área conducto triangular radiador}

P_mojado_a = 10,21[mm] * Convert(mm;m) {Perímetro mojado aire hueco de aletas antiguo}
{P_mojado_a = 25,96[mm] * Convert(mm;m)} {Perímetro mojado aire hueco de aletas}

```

Figura 39: Variables Código

En este apartado, hay que definir y justificar cada grupo de variables. Por un lado se definen las condiciones generales y valores de datasheet. En este grupo se encuentran los valores característicos del ventilador existente en el circuito antiguo (ventilador Mishimoto 8”), seguidamente se encuentran los valores característicos de presión y temperatura ambientes (aire) y la presión nominal de la bomba y la temperatura de entrada del agua al radiador (supuesta como 55°C por la condición 7).

En el segundo grupo de valores se definen los referentes a los del tramo del agua, aquí se enumeran las condiciones geométricas del radiador antiguo, como se puede ver en la foto, se precisa el número de tubos, el ancho y la altura de cada uno, su longitud y el perímetro mojado (se suponen de espesor nulo) y por último se calcula el caudal o flujo másico del agua que es igual al nominal que impulsa la bomba (definido en la sexta línea de código).

Para finalizar, se definen las condiciones del tramo del aire, que son el área frontal entre las aletas del radiador y el perímetro de esos orificios.

Los valores del último grupo, al ser muy difíciles de medir, lo que se hizo fue pasar el radiador a diseño 3D por medio del software Solidworks, se muestran imágenes justificativas del diseño:

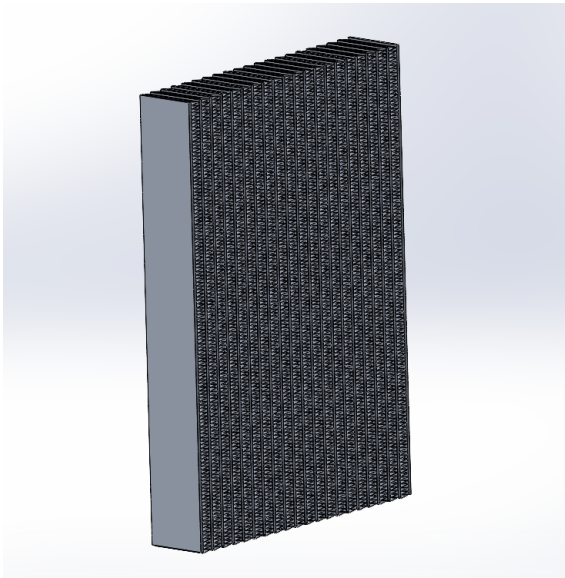


Figura 40: Radiador Derbi Senda 50 en Solidworks

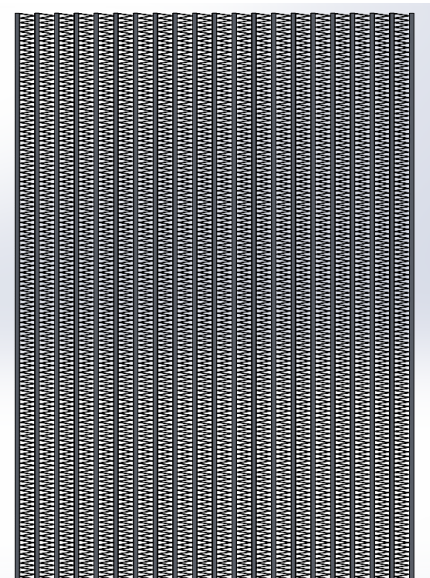


Figura 41: Radiador Derbi Senda 50 en Solidworks

Seguidamente, se comienzan a hacer los cálculos descritos en la memoria:

<p>{!ECUACIONES} {ESTIMACIÓN DEL CALOR} $Q_{dt} = W_{MAX} * (1 - (efi_m * efi_i))$ $Q_T = Q_{dt} * fds$</p>	<p>{Cálculo del calor a disipar conjunto motor-inversor} {Aplicación de factor de seguridad}</p>
<p>{CALCULOS GENERALES CONDICIONES DATASHEET} $cp_{aire} = Cp(Air_ha; T=T_{atm}; P=P_{atm})$ $\rho_{aire} = Density(Air_ha; T=T_{atm}; P=P_{atm})$ $cp_{agua} = Cp(Water; T=T_{E_agua}; P=P_{agua})$ $\rho_{agua} = Density(Water; T=T_{E_agua}; P=P_{agua})$</p>	<p>{Características del agua y del aire}</p>
<p>$Q_{vent} = Q_{vent_1} * \phi_{vent}$ $A_{vent} = (\pi * d_{vent}^2) / 4$ $v_{vent} = Q_{vent} / A_{vent}$</p>	<p>{Área del ventilador} {Velocidad salida del ventilador}</p>
<p>$A_{front} * v_{coche} = A_{rd} * v_{rd}$</p>	<p>{Ec. continuidad, velocidad de entrada al radiador}</p>
<p>$Q_{rd} = A_{rd} * (v_{rd} + v_{vent})$</p>	
<p>$m_{dot_aire} = \rho_{aire} * Q_{rd}$</p>	<p>{Flujo másico aire}</p>
<p>$Q_T = m_{dot_aire} * cp_{aire} * (T_{S_aire} - T_{atm})$ $Q_T = m_{dot_agua} * cp_{agua} * (T_{E_agua} - T_{S_agua})$</p>	<p>{Temperatura de salida del aire} {Caudal másico de agua}</p>
<p>$V_{dot_agua} = m_{dot_agua} / \rho_{agua}$</p>	<p>{Caudal volumétrico de agua}</p>
<p>$T_{m_agua} = (T_{S_agua} + T_{E_agua}) / 2$ $T_{m_aire} = (T_{S_aire} + T_{atm}) / 2$</p>	<p>{Temperatura media del agua} {Temperatura media del aire}</p>

Figura 42: Primeros cálculos

En primer lugar, se calcula la estimación del calor; luego, se encuentra el bloque de cálculos generales, donde se comienza extrayendo algunos parámetros característicos necesarios del aire y del agua como son el calor específico y la densidad en las condiciones anteriormente especificadas. Seguidamente, se calcula la velocidad del aire que fluye al radiador con el caudal del aire empujado por el ventilador y la velocidad del propio coche (supuesta como 0 inicialmente), por medio de la ECUACION DE CONTINUIDAD. Con esa velocidad y el área del radiador se puede calcular el flujo másico de aire que fluye a través del radiador y ya se podría calcular con la 6 la temperatura de salida del aire y con 7 la temperatura de salida del agua.

{CÁLCULOS DEL TRAMO DEL AGUA}	
$\mu_{\text{agua}} = \text{Viscosity}(\text{Water}; T=T_{\text{m_agua}}; P=P_{\text{agua}})$	{Viscosidad del agua}
$Pr = \text{Prandtl}(\text{Water}; T=T_{\text{m_agua}}; P=P_{\text{agua}})$	{Prandtl}
$k_{\text{agua}} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T=T_{\text{m_agua}}; P=P_{\text{agua}})$	
$A_{\text{cond}} = H * W$	{Área de los tubos}
$d_{\text{cond}} = (4 * A_{\text{cond}}) / P_{\text{mojado}}$	{Diámetro característico}
$u_{\text{agua}} = V_{\text{dot_agua}} / (N_{\text{tubos}} * A_{\text{cond}})$	{Velocidad del agua}
$Re_{\text{agua1}} = (\rho_{\text{agua}} * u_{\text{agua}} * d_{\text{cond}}) / \mu_{\text{agua}}$	{Reynolds}
$Nusselt_{\text{agua2}} = 0,026 * (1 + (d_{\text{cond}} / L_{\text{tubos}})^{0,7}) * (Re_{\text{agua1}}^{0,8}) * (Pr^{1/3})^{(1^{0,14})}$	
$h_{\text{agua2}} = k_{\text{agua}} * Nusselt_{\text{agua2}} / d_{\text{cond}}$	{Coeficiente de convección del agua}
$R_{1_conv} = 1 / (h_{\text{agua2}})$	{Resistencia de convección agua}
{OTRAS CORRELACIONES}	
$\{cte = ((Re_{\text{agua1}} * Pr) / (L_{\text{cond}} * L_{\text{cond}} / d_{\text{cond}}))^{(1/3)}\}$	
$\{Nusselt_{\text{agua}} = 1,86 * (((d_{\text{cond}} / (N_{\text{cond}} * L_{\text{cond}})) * Re_{\text{agua1}} * Pr)^{(1/3)})^{(1^{0,14})}\}$	
$\{\text{CALL DuctFlow}(\text{Water}; T_{\text{m_agua}}; P_{\text{atm}}; m_{\text{dot_agua}}; H; W; L_{\text{cond}}; 0; h_{\text{T_agua}}; h_{\text{Q_agua}}; DELTAP; Nusselt_{\text{T}}; f; Re_{\text{agua}})\}$	
$\{P_{\text{SALIDA}} = P_{\text{agua}} - DELTAP\}$	
{CÁLCULOS DEL TRAMO DE AIRE}	
$k_{\text{aire}} = \text{Conductivity}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{atm}}; P=P_{\text{atm}})$	{Conductividad del aire}
$d_{\text{cond_aire}} = (4 * A_{\text{aletas_tr}}) / P_{\text{mojado_a}}$	{Diámetro característico}
$h_{\text{aire1}} = 2,47 * k_{\text{aire}} / d_{\text{cond_aire}}$	{Coeficiente de convección del aire}
$R_{2_conv} = 1 / (h_{\text{aire1}})$	{Resistencia de convección del aire}
{OTRAS CORRELACIONES}	
$\{\text{CALL External_Flow_Plate}(\text{Air}; T_{\text{atm}}; T_{\text{m_agua}}; P_{\text{atm}}; v; W; \tau; h_{\text{aire}}; C_f; Nusselt_{\text{aire}}; Re_{\text{aire}})\}$	
$\{\text{CALL DuctFlow}(\text{air}; T_{\text{m_aire}}; P_{\text{atm}}; m_{\text{dot_aire}}; ALTO_H; ANCHO_H; W; 0; h_{\text{T_aire}}; h_{\text{H_aire}}; DELTAP_{\text{aire}}; Nusselt_{\text{air}}; f_f; Re_{\text{aire1}})\}$	
$\{\text{CALL External_Flow_Plate}(\text{Air}; T_{\text{atm}}; T_{\text{m_agua}}; P_{\text{atm}}; v; W; \tau; h_{\text{aire}}; C_f; Nusselt_{\text{aire}}; Re_{\text{aire}})\}$	

Figura 43: Cálculos correlaciones

Posteriormente, se plantean las ecuaciones de correlación, para hallar la U (coeficiente de transferencia de calor global).

En primer lugar, se calcula para el lado del agua. Se comienza calculando la viscosidad, el número adimensional Prandtl y la conductividad del agua en condiciones de temperatura media

de operación y la presión de entrada.

Seguidamente, se calculan los parámetros característicos de los tubos, la velocidad del agua a partir del flujo volumétrico y el número de Reynolds. Por último se utiliza la ecuación 12 de la correlación

En el siguiente bloque se calcula la resistencia del tramo del aire, donde solo son necesarias la conductividad del aire y el diámetro característico.

```

{COMPROBACIÓN DE ÁREA NECESARIA}
U = 1/(R_1_conv+R_2_conv)                                {Coeficiente de transferencia de calor global}

P1=(T_S_aire-T_atm)/(T_E_agua-T_atm)                    {Parámetro para calcular el factor de corrección}
R1=(T_E_agua-T_S_agua)/(T_S_aire-T_atm)                {Parámetro para calcular el factor de corrección}

{FACTOR=LMTD_CF('crossflow_both_unmixed';P1;R1)}        {Factor de corrección}}

AT_1 = T_S_agua-T_atm                                    {Diferencia de temperatura 1 para hallar la DTLM}
AT_2 = T_E_agua-T_S_aire                                {Diferencia de temperatura 2 para hallar la DTLM}

DIV = AT_1/AT_2

A_R = AREA(AT_1; AT_2; U; Q_T; DIV)

```

Figura 44: Cálculo área

Se calcula el coeficiente de transferencia global como la ecuación 9, después se calculan los factores de corrección, los cuáles sirven para entrar en la curva 69

El software EES tiene los datos de la gráfica anterior internos, por tanto solamente es necesaria una línea de código. El problema es que normalmente no encuentra ningún valor porque los resultados de P y de R suelen caer fuera de las gráficas o del rango, así que se comentó esta parte debido a que el próximo apartado es de iteraciones y se iba a estar saliendo del rango constantemente, además no se comete un error muy grave si se elimina.

```

FUNCTION AREA(AT_1; AT_2; U;Q_T; DIV)
IF (DIV=0) OR (DIV<0) THEN

  AREA := 0

ELSE
  LMTD := (AT_1-AT_2)/(Ln(DIV))                                {Diferencia de temperatura logarítmica media}
  AREA := Q_T * Convert(kW;W)/(U*LMTD)  {FACTOR}
ENDIF
END

```

Figura 45: Condición

Se calcula el área de contacto pasando las diferencias de temperatura, el coeficiente de transferencia, el calor estimado y la división de incrementos de temperatura a un condicionante,

que diferencia entre que se pueda calcular o no. Si no se puede calcular porque la variable división de incrementos de temperatura (DIV) es menor o igual a 0, saca que el área es 0 y no lo intenta calcular, resultando así en un error.

3.5. Simulación de la Endurance en EES

Una vez se selecciona el radiador (ver apartado 2.2.8), se actualiza el código anterior con los nuevos datos de radiador y de ventilador. Y al añadir el área de contacto en el IF, el código no puede dar errores; por tanto se cumplen las condiciones de realizar una parametric table haciendo iteraciones en distintos porcentajes de potencia simulando una endurance.

Se toman los datos de la telemetría de la endurance del vehículo de combustión. Estos datos vienen organizados por tiempo de microsectores, distancia entre estos y porcentaje de pedal de acelerador.

Como son muchas filas de datos, se agrupan en un gráfico:

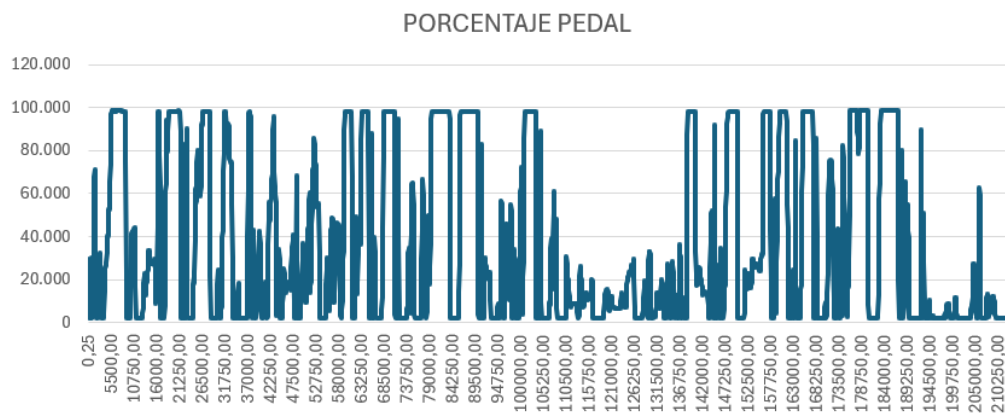


Figura 46: Telemetría Endurance
Fuente: Mart FS [7]

Donde el eje X es el número de iteración y el eje Y sería el porcentaje de pedal en cada instante de tiempo.

Además del porcentaje de acelerador, al tener la distancia entre microsectores y el tiempo que tarda en pasar por cada uno, se puede hallar la velocidad instantánea de cada sector, esta se va a poner como la velocidad del aire a la entrada del radiador.

El propósito de estas iteraciones es encontrar el punto más restrictivo de área con las condiciones reales e incluyendo todos los factores influyentes.

Se establecen como valores de entrada la potencia, la velocidad del coche, el caudal de agua y el porcentaje de utilización del ventilador. Todos los parámetros varían igual, con respecto al porcentaje de pedal, es decir, cuanto más porcentaje de pedal más potencia desarrollará el

motor, más calor habrá que evacuar, más rápido deberán girar los ventiladores y más caudal impulsará la bomba de agua.

Tanto la bomba como los ventiladores llevarán PWM, el cuál controlará el funcionamiento de los mismos dependiendo de la temperatura a la que esté el líquido refrigerante, por tanto se considera válido lo establecido en el párrafo anterior.

Se realizan 4279 iteraciones, que son las obtenidas de la telemetría y las tablas de resultados quedan así:

1.4277	1 W_{MAX} [kW]	2 $\dot{m}_{agua,LM}$ [l/min]	3 V_{coche} [m/s]	4 ϕ_{vent}	5 Q_T [kW]	6 A_R [m ²]	7 $T_{S,agua}$ [K]	8 Q_{rd} [(m ³)/s]
Run 1	15,39	7,4	0	1	1,501	1,305	325	0,4339
Run 2	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302	325	0,4833
Run 3	15,39	7,4	1,585	1	1,501	1,302	325	0,4814
Run 4	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302	325	0,4833
Run 5	15,39	7,4	1,585	1	1,501	1,302	325	0,4814
Run 6	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302	325	0,4833
Run 7	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302	325	0,4833
Run 8	9,825	4,724	1,646	1	0,9579	0,8345	325	0,4833
Run 9	1,524	0,7328	1,646	1	0,1486	0,1439	325	0,4833
Run 10	1,057	0,5083	1,768	1	0,1031	0,1045	325	0,4869
Run 11	1,039	0,4998	1,829	1	0,1013	0,103	325	0,4888
Run 12	1,039	0,4998	2,073	1	0,1013	0,103	325	0,4961
Run 13	1,039	0,4998	2,012	1	0,1013	0,103	325	0,4942
Run 14	1,039	0,4998	2,621	1	0,1013	0,103	325	0,5125
Run 15	1,039	0,4998	2,621	1	0,1013	0,103	325	0,5125
Run 16	1,075	0,5168	3,292	1	0,1048	0,106	325	0,5327
Run 17	2,983	1,434	3,292	1	0,2908	0,2655	325	0,5327
Run 18	11,64	5,598	3,109	1	1,135	0,9854	325	0,5272
Run 19	15,54	7,47	3,17	1	1,515	1,312	325	0,529
Run 20	7,25	3,486	2,865	1	0,7069	0,6195	325	0,5199
Run 21	1,276	0,6133	2,804	1	0,1244	0,123	325	0,518
Run 22	1,039	0,4998	2,621	1	0,1013	0,103	325	0,5125
Run 23	1,039	0,4998	2,56	1	0,1013	0,103	325	0,5107
Run 24	1,043	0,5013	2,316	1	0,1017	0,1033	325	0,5034
Run 25	1,202	0,5778	2,377	1	0,1172	0,1168	325	0,5052
Run 26	1,652	0,794	2,256	1	0,161	0,1546	325	0,5016
Run 27	3,393	1,631	2,316	1	0,3308	0,2996	325	0,5034
Run 28	6,199	2,98	2,438	1	0,6044	0,5324	325	0,5071
Run 29	6,901	3,318	2,438	1	0,6728	0,5906	325	0,5071
Run 30	6,986	3,359	2,377	1	0,6811	0,5977	325	0,5052

Figura 47: Parametric Table

Se explican con más detalles los resultados en el apartado Simulaciones con EES

3.6. Modelado con Matlab

En esta segunda simulación, el propósito es ver si la temperatura supera el máximo del motor en una endurance atendiendo a la telemetría mostrada en el apartado anterior.

A continuación, se muestra el código y las gráficas resultantes:

```
% Importar la tabla de Excel
filename = 'TELEMETRIA_AUSTRIA_calor.xlsx';
sheet = 2;
data = readtable(filename, 'Sheet', sheet);

% Guardar la tabla en un archivo MAT
save('TELEMETRIA_AUSTRIA_calor.mat', 'data');

% Importar la tabla de Excel
filename = 'TELEMETRIA_AUSTRIA_calor.xlsx';
sheet = 2;
data = readtable(filename, 'Sheet', sheet);

% Seleccionar las columnas específicas
QT = data.QT;
m_dot_LM = data.m_dot_LM;
v_coche = data.v_coche;

% Guardar las columnas en un archivo MAT
save('columnas.mat', 'QT', 'm_dot_LM', 'v_coche');

% Cargar las columnas desde el archivo MAT
load('columnas.mat', 'm_dot_LM', 'v_coche');
```

Figura 48: Importación de datos de telemetría a matlab

En esta primera parte del código, se importan los datos relativos a la telemetría del coche, en concreto los datos referentes a velocidad instantánea del monoplaça, el calor evacuado en función del porcentaje de pedal y el caudal que impulsa la bomba en cada intervalo de tiempo.

```
U = 50.65;           %Coef. global de transferencia
T_atm = 298;
AREA = 4.5;         %Area radiador

rho_agua = 985.8;   %Densidad en kg/m3
rho_aire = 1.15;    %Densidad en kg/m3
cp_aire = 1.006;    %[kJ/kg-K]
cp_agua = 4.183;    %[kJ/kg-K]

A_vent=0.03563;     %Area de ventilador
A_rd = 0.0364;      %Area de radiador
A_front = 0.030;    %Area frontal
Q_vent = 0.1887;

v_vent = Q_vent/A_vent; %Velocidad salida del ventilador
```

Figura 49: Datos EES

Seguidamente, se importan también resultados obtenidos del EES del apartado Modelado con EES tales como el coeficiente de transferencia global de calor, las áreas de radiador, de ventilador, frontal y caudal que impulsan los ventiladores. También se toman los valores de calor específico y densidad del agua y del aire a la temperatura media del ciclo.

Véase como en este apartado el área de contacto del radiador es dato.

```

for i=1:300

    if(i==1)
        % T_S_agua(i) = 304;           %Temperatura ambiente del agua en reposo (al inicio)
        T_E_agua(i) = 298;           %Temperatura ambiente del agua a la entrada (al inicio)
        % T_S_aire(i) = 304;         %Temperatura ambiente del aire a la salida del radiador (al inicio)
        LMTD(i) = 18.24;

    else

        AT1(i) = (T_S_agua(i-1)-T_atm);
        AT2(i) = (T_E_agua(i-1)-T_S_aire(i-1));
        DIV(i) = AT1(i)/AT2(i);

        if (DIV(i)==0) || (DIV(i)<0) || (AT1(i) == AT2(i))
            LMTD(i) = 18.24;           %Valor si no se puede hacer la diferencia
        else
            LMTD(i) = (AT1(i)-AT2(i))/(log(DIV(i)));      %CAMBIADO AT1 Y AT2 PARA QUE ENFRIE
        end
    end

    v_rd = (A_front*v_coche(i))/A_rd;      %Ec. continuidad, velocidad de entrada al radiador
    Q_rd = A_rd*(v_rd+v_vent);             %Caudal volumetrico de aire que pasa por el radiador
    m_dot_aire(i) = rho_aire*Q_rd;         %Caudal másico de aire que pasa por el radiador
    m_dot_agua(i) = (m_dot_LM(i) * rho_agua * 0.001/60); %Caudal másico de agua que entra al radiador

    if(m_dot_agua(i)<0.1216)
        m_dot_agua(i) = 0.2;
    end

    Q_T(i) = AREA*U*LMTD(i);               %Se comprueba el calor que evacúa el radiador con el area
    T_S_agua(i) = T_E_agua(i)-(Q_T(i)/(m_dot_agua(i)*cp_agua*1000));
    T_S_aire(i) = T_atm + (Q_T(i)/(m_dot_aire(i)*cp_aire*1000));

```

Figura 50: Bucle cálculo de temperaturas Endurance Parte 1

```

T_S_PW(i) = T_S_agua(i)+(QT(i)/(m_dot_agua(i)*cp_agua));

% Q_T(i) = m_dot_agua(i)*cp_agua*(T_E_agua(j) - T_S_agua(i+1)); %Se saca la temperatura de salida del agua
% Q_T(i) = m_dot_aire(i)*cp_aire*(T_S_aire(i+1) - T_atm);       %Se saca la temperatura de salida del aire

T_E_agua(i+1) = T_S_PW(i);

figure(1)
plot(T_S_agua(i), i, 'o', 'MarkerSize', 10)
hold on
plot(T_S_PW(i), i, 'o', 'MarkerSize', 10)

figure(2)
plot(v_coche(i), i, 'o', 'MarkerSize', 10)
hold on

i=i+1;

end

valor_min = min(T_S_agua);
valor_max = max(T_S_agua);

```

Figura 51: Bucle cálculo de temperaturas Endurance Parte 2

Por último, se inicia un bucle de 300 iteraciones, debido a que si se hace con las 4279 filas

tardaría mucho en compilar y además se estaría repitiendo mucho la gráfica, no obstante, se probó a hacer el bucle con todas las iteraciones para saber a qué temperatura debería quedar el fluido refrigerante después de la Endurance.

El primer condicionante es para inicializar las variables temperatura de entrada del agua (en reposo) y la diferencia de temperatura logarítmica media para la primera iteración.

Si es la primera iteración, el código saltaría hasta el cálculo de la velocidad del aire a la entrada al radiador, calcularía el flujo másico del aire pasando por el caudal volumétrico del mismo. Después se obtiene el flujo másico del agua estableciendo un mínimo; debido a que había tramos en los que si el porcentaje de pedal es muy bajo, al ser proporcional al porcentaje de utilización de la bomba, el calor que evacuaría el fluido sería mínimo.

Seguidamente, con la ecuación de calor del modelo LMTD se extrae el calor que evacua el radiador $Q_T(i)$. Una vez calculado el calor que evacua el radiador, se obtiene la temperatura del agua a la salida del radiador, la temperatura de salida del aire y por último, para cerrar el ciclo, se calcula la temperatura de salida del conjunto motor-inversor imponiendo el calor generado como el importado al principio del código ($Q_T(i)$) y la temperatura de entrada al conjunto como la de salida del radiador.

Al final del bucle se actualiza la temperatura de salida del conjunto motor-inversor como la de entrada al radiador de la siguiente iteración y se grafican los resultados.

Con estas simulaciones, se puede observar cómo enfría el radiador, dependiendo del calor que genere el motor y el inversor, haciendo bastante hincapié en que las temperaturas no superen el máximo establecido por las hojas de datos de los componentes causando un riesgo en pista.

Los resultados de las gráficas se podrán ver en el apartado resultados

3.7. Diseño y fabricación de un banco de ensayo

En el momento que se podía montar el sistema de refrigeración no se podía disponer del chasis del vehículo para poder probarla en él, debido a que otros departamentos del equipo estaban trabajando; entonces, se ideó un banco de ensayo que simulaba la posición exacta de cada componente en el vehículo pero fuera del mismo. Se muestran imágenes del proceso de construcción y mejora:

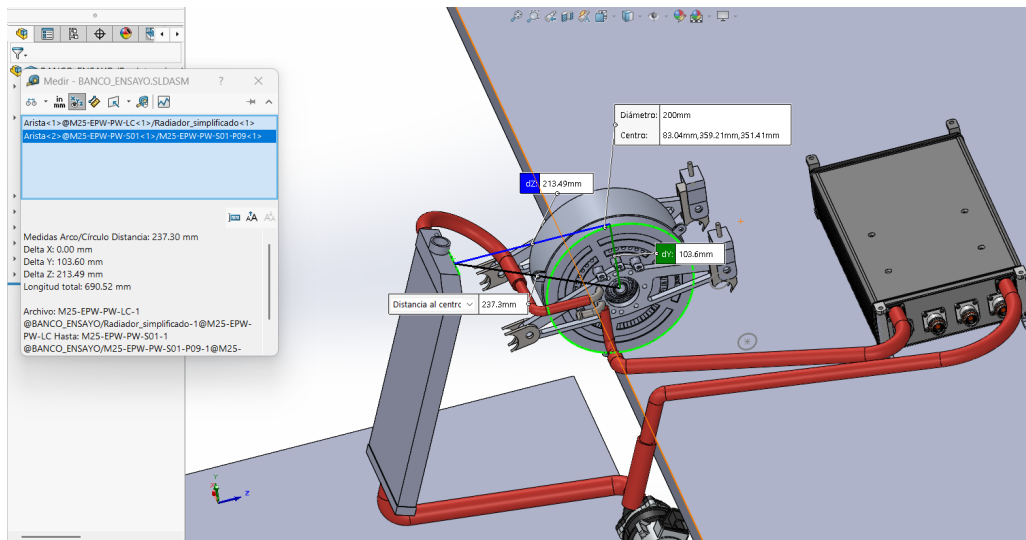


Figura 52: Dsitancia Radiador-Motor

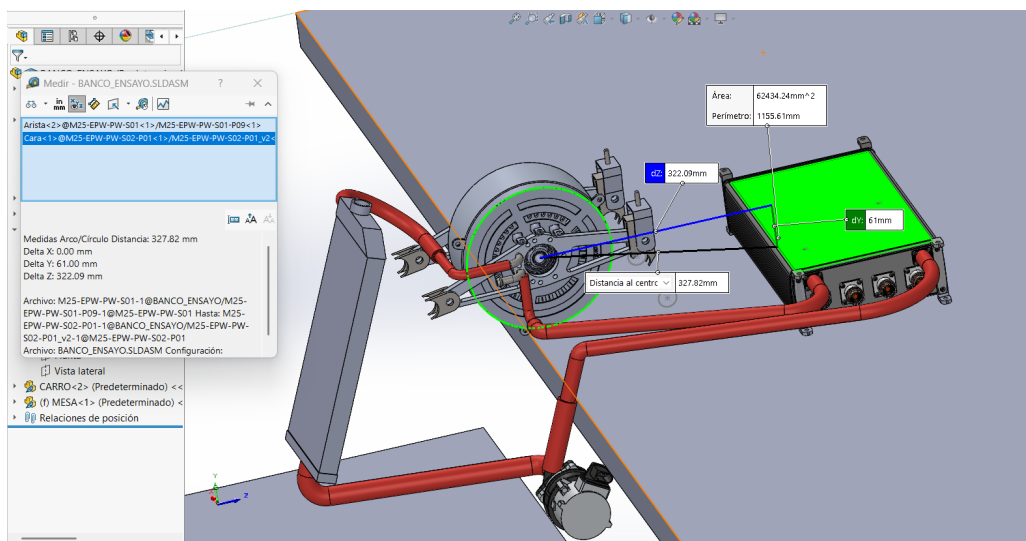


Figura 53: Distancia motor-inversor

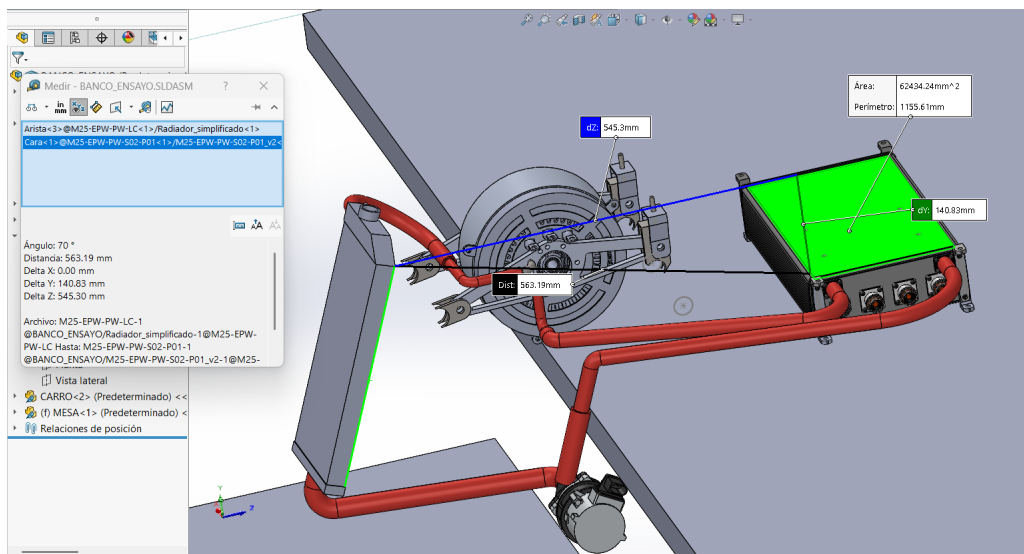


Figura 54: Distancia radiador-inversor

En primer lugar se toman las medidas de la posición de radiador-motor, motor-inversor y de radiador inversor, para poner los componentes en la misma posición que en el vehículo.



Figura 55: Proceso de fabricación del banco de ensayo

Seguidamente se toma de referencia el inversor (plano de la mesa), y se ancla el motor a cuatro perfiles de aluminio con la altura mostrada en las anteriores fotos.



Figura 56: Banco de ensayo acabado



Figura 57: Prueba de bombeado de refrigerante a través del circuito

Por último, se pone el radiador a la longitud y altura establecida. Para el ángulo, se ponen esas piezas que se ven en la imagen en la parte de abajo del radiador que sirven para fijar piezas con una inclinación determinada.

Una vez se anclan todos los componentes, se comienzan a cortar los tubos a medida, conectándolos con sus respectivos cambios de sección.

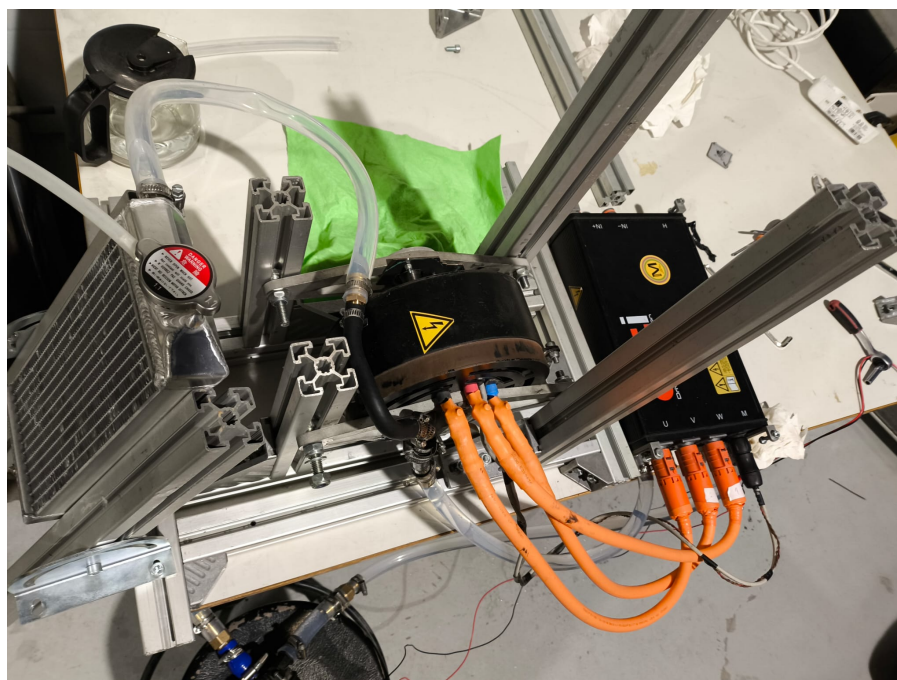


Figura 58: Banco de ensayo

Como se puede ver en la última foto, el tubo que va desde el motor al radiador hacia una curva bastante pronunciada, entonces lo que se planteó fue poner un codo rígido que solventara el dobléz que producía sobre el tubo. Y además se cambiaron las abrazaderas porque las que había puestas, al apretarlas corrían el riesgo de perforar algunos tubos, por tanto se cambiaron por otras que no tienen ángulos cortantes y no son tan agresivas como las primeras.

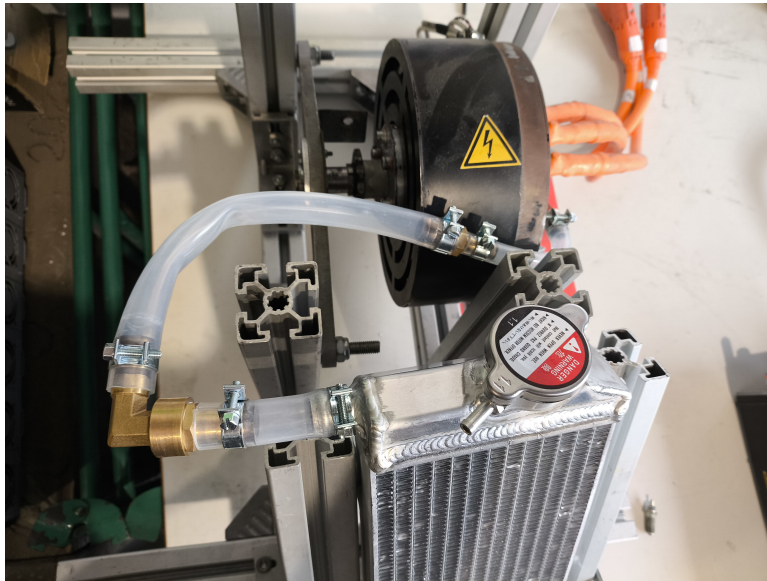


Figura 59: Codo rígido y abrazaderas nuevas

3.8. Protocolo de ensayos

Debido a que el caudal recomendado de entrada de refrigerante al motor está en torno a 8l/min, se decidió realizar un ensayo que permitiera ver cuál es el caudal de salida del inversor para así tener la certeza de que no se está dañando ningún componente. Por consiguiente, se hizo un primer ensayo teniendo la bomba en un depósito de agua, conectada al inversor y un caudalímetro aguas arriba del inversor para medir el caudal de salida del inversor o lo que sería lo mismo, el caudal que entraría al motor.

Se muestran imágenes del ensayo:



Figura 60: Ensayo caudal motor

Se fue regulando la intensidad de la bomba, y al máximo de potencia no superaba los 12l/min, resultado aceptable sabiendo que el caudal recomendado no es el caudal máximo admisible del motor y que la bomba no va a estar todo el rato funcionando a máxima potencia.

Por otro lado, se calculó también la caída de presión según la fórmula de la pérdida de carga.

Todos los resultados se pueden ver en el apartado Resultados.

3.8.1. Banco de ensayos

El objetivo del ensayo en el banco es el simular el comportamiento de la refrigeración pero fuera del monoplaza. Hasta el momento de redacción de este trabajo no se ha probado con el motor moviéndose (generando calor) pero se ha comprobado que el sistema no tiene fugas y que la bomba impulsa lo suficientemente fuerte como para llegar con alta presión al punto más alto del circuito.

El protocolo de ensayo es el siguiente:

- **Llenado del circuito.** Se comienza a llenar el circuito por el tapón del radiador poco a poco y comprobando que el agua no fuga por ningún lado, los puntos críticos son los cambios de sección y la entrada/salida a un elemento de la refrigeración. En el caso de que haya alguna fuga parar de llenar inmediatamente y apretar la abrazadera por donde se está fugando.

- **Purgado del sistema.** Se puede purgar un poco el sistema dando leves "golpecitos" y apretando suavemente los tubos, ayudando a que salga el aire por el tapón de llenado. Este paso es importante realizarlo debido a que no debería entrar aire a la bomba ya que puede ocasionar fallos y averías en la misma.
- **Conexión de la bomba.** El último paso es conectar la bomba, dependiendo de la bomba se puede arrancar con una fuente o habría que tomar una batería; esto es debido a que si el consumo de la bomba supera el máximo que puede dar la fuente puede ser que la bomba no arranque (corriente de pico de arranque).

4. Resultados

En esta sección se resumen todos los resultados obtenidos de las simulaciones del presente trabajo.

4.1. Componentes

4.1.1. Radiador

Se decide seleccionar la opción del radiador Sherco SE 250 300R, debido a que evacuaría más calor, véase Selección de radiador.

Se han intentado evaluar radiadores de motos superiores a la que monta el radiador antiguo (Derbi Senda 50), ya que hay que aumentar el área de contacto también.

La motocicleta en la que va montado este radiador es una 125cc con 55CV, por tanto como se puede ver el calor que evacuará este radiador será bastante superior al ya existente en el antiguo sistema de refrigeración. Se muestra una foto del radiador:

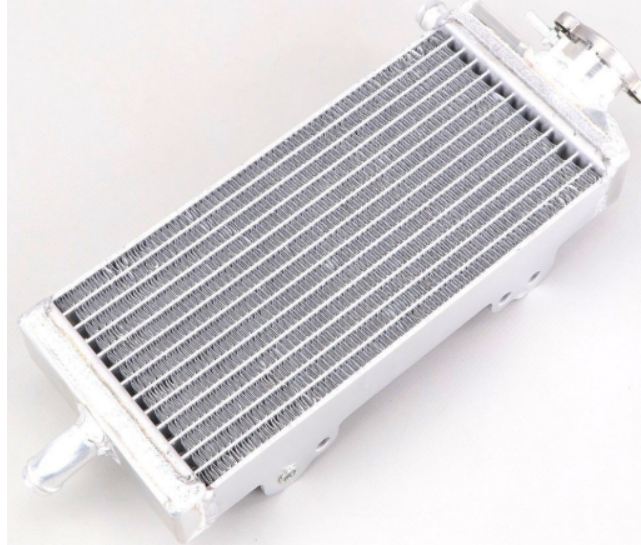


Figura 61: Radiador Sherco 250
Fuente: 50 Factory [18]

Se ha modelado en SolidWorks, para tenerlo en el CAD común de todo el vehículo y para estimar el área para las simulaciones:

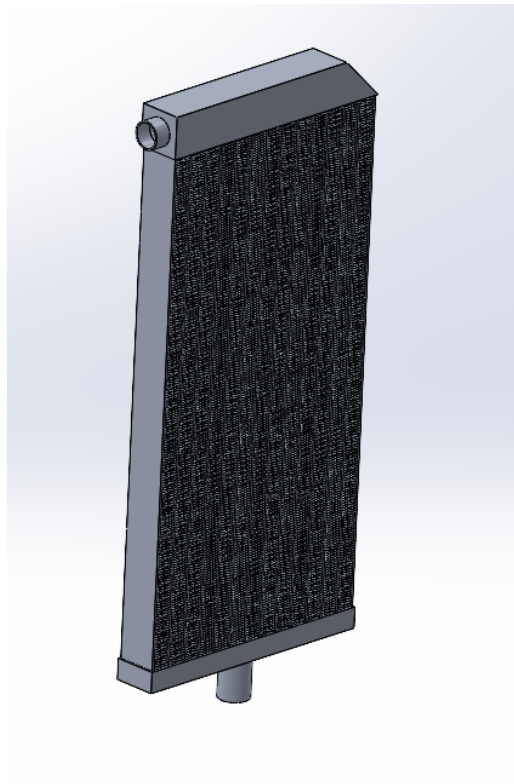


Figura 62: Radiador Sherco 250 en Solidworks

El área de contacto se estima de unos $4,5m^2$, valor suficiente para evacuar todo el calor

necesario para mantener el motor y el inversor por debajo de la temperatura mínima.

Es un radiador de aluminio con 385mm de altura total y 155mm de anchura total. Es muy ligero, posee dos agujeros de anclajes por chapa, es decir 8 agujeros en total de 9mm y 19mm concretamente.

Además, los diámetros externos de los tubos de entrada y salida son de 17 y 19mm respectivamente.

4.1.2. Ventilador

En cuanto al ventilador seleccionado, se pensó que la mejor opción era el poner los dos ventiladores pequeños, ya que tienen una presión estática muy elevada y aunque no tengan tanto caudal de aire, al estar tan pegados al radiador, no se perderá nada de carga; en cambio con ventilador Mishimoto de 10' o el de 8' se tiene más caudal pero al estar más separados pierden mucha presión y no son tan efectivos.

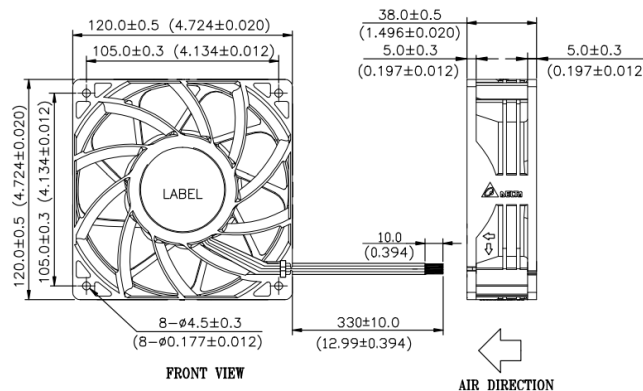


Figura 63: Ventilador Delta Electronic
Fuente: Mouser Electronics [16]

Algunas características son las siguientes:

REFERENCIA	PFR1212DHE-SP00
Tensión nominal	12V
Velocidad	7400 rpm
Máx. caudal de aire	254,349 cfm
Máx. presión estática	36,513 mmH2O
Ruido medio	68,5 dB-A
Vida esperada	70000 horas en contina operación a 40°C con 15-65 % de utilización

Tabla 2: Datos relevantes del Datasheet
Fuente: Mouser Electronics [16]

A continuación, se muestra la gráfica Presión-Caudal de aire ofrecida por el fabricante:

9. P & Q CURVE:

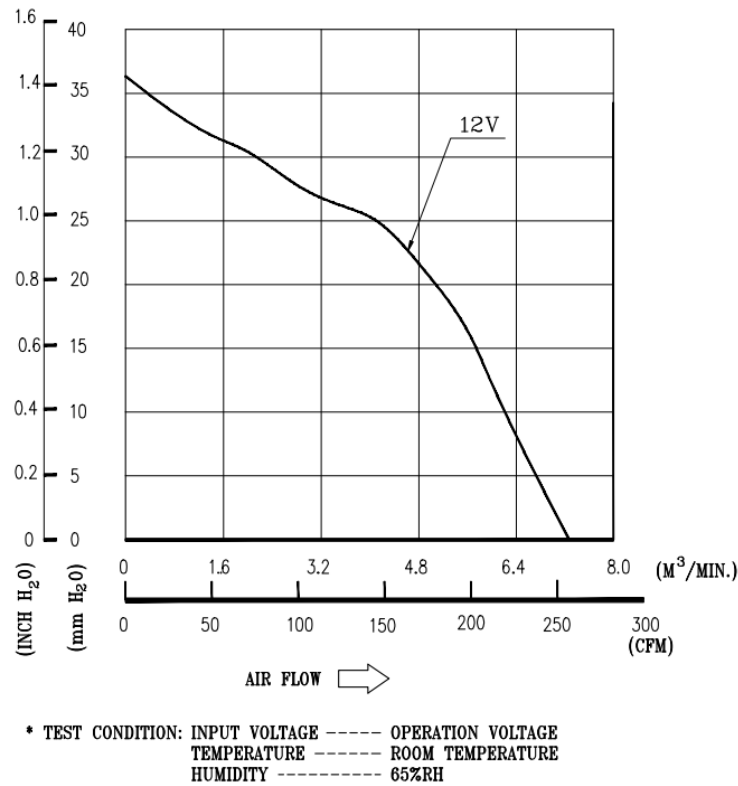


Figura 64: Curva Presión-Caudal ventiladores
 Fuente: Mouser Electronics [16]

Se observa como las características son bastante favorables para la aplicación que se evalúa.

4.1.3. Bomba

En cuanto a la bomba, se va a seguir con la Pierburg CWA 150, eliminando la bomba Bosch, la única razón por la que se podía seguir manteniendo es porque con la Pierburg entrara más caudal del permitido al motor, pero se hizo el ensayo número 1 y se vio que no. Por tanto, es bastante más eficiente a la vez que cómodo el dejar una sola bomba para el circuito entero. Y como en presión soportan bastante tanto inversor como motor, se puede dejar la bomba grande la Pierburg CWA 150.



Figura 65: Bomba Pierburg CWA 150
Fuente: Tecomotive [12]

Algunas características importantes de esta bomba son:

REFERENCIA	7.09578.00.0
Tensión de operación	9-16V
Peso	1kg
Corriente consumida	15A
Presión nominal	1,4 bar
Caudal nominal	25l/min
Velocidad	6692 rpm
Temperatura	-40°C-80°C
Protección	IP54

Tabla 3: Características de la bomba CWA 150
Fuente: Tecomotive [12]

4.1.4. Tubos y cambios de sección

Como se mencionó en el apartado de Metodología, se van a seleccionar tubos de silicona flexible de la página web Amazon, de tres diámetros distintos, debido a que el motor posee entrada y salida de 9mm de diámetro, el radiador de 17mm de entrada y 19 de salida, el inversor de 14mm de entrada y de salida y por último la bomba de 20mm de entrada y de salida. Por tanto se seleccionan los siguientes diámetros:

	TUBO BOM-INV		TUBO INV-MOT		TUBO MOT-RAD		TUBO RAD-BOM
Longitud (mm)	100,54	660,82	474,76	81,96	137,71	264,66	441,82
Diámetro (int-ext)	20/26	16/20	16/20	10/13	10/13	16/20	20/26

Tabla 4: Resumen de tubos

Estos tubos son muy flexibles y aguantan hasta 200°C de temperatura sin sufrir daños significativos, además soportan también bastante presión.



Figura 66: Tubos de silicona seleccionados
Fuente: Amazon [17]

En cuanto a los cambios de sección, se utilizan unos tipo espiga que se encontraron en Amazon también. Son necesarios tres cambios como se puede apreciar en la tabla, uno 20/16 y dos de diámetro 10/16. Al montar el circuito se ve necesario poner otro adaptador que no reduzca sección pero que sea en ángulo de 90° para arreglar un dobléz que hacía el tubo:



Figura 67: Cambios de sección tipo espiga
Fuente: Amazon [17]

Otra opción eran los reductores de sección de compresión, estos se utilizan para instalaciones en las que la presión del fluido es muy alta, aguantan hasta 16 bares de presión. Estarían

sobredimensionados si se implementaran en el sistema.



Figura 68: Cambios de sección tipo compresión
Fuente: Leroy Merlin [19]

4.1.5. Diseño en Solidworks del conjunto

Una vez se tienen dimensionados todos los dispositivos del sistema, se comienza a pasar al CAD del vehículo:

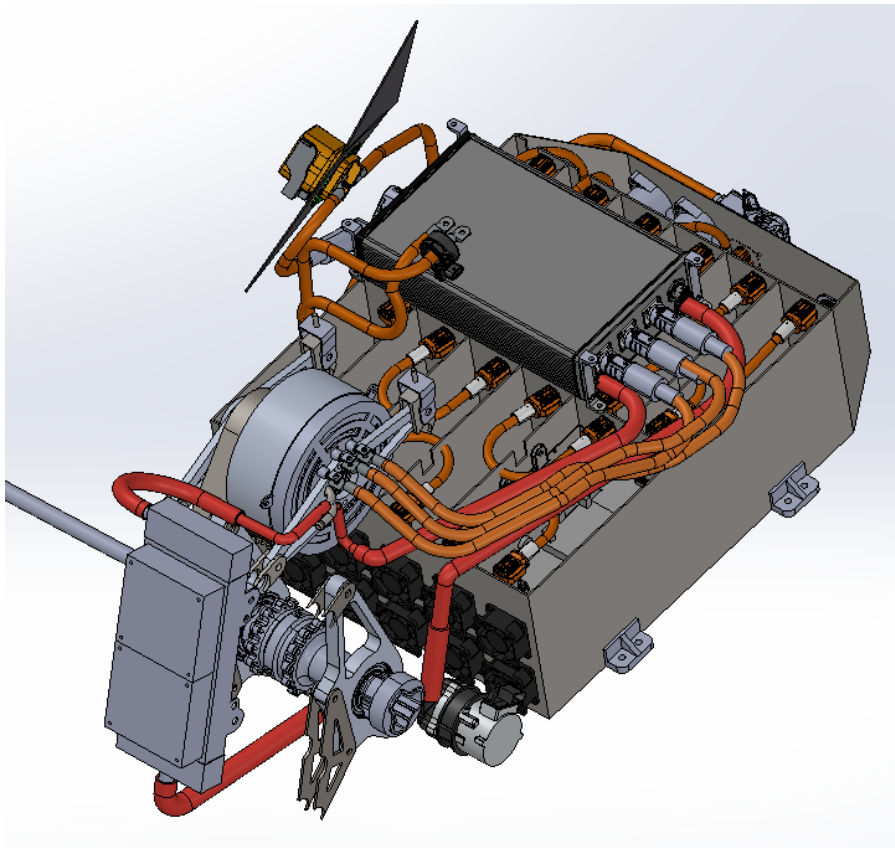


Figura 69: Sistema de refrigeración
Fuente: Departamento de E-Powertrain [7]

En la foto se puede ver el sistema de refrigeración con sus respectivos tubos (rojos) y todos sus elementos activos. El circuito es el especificado en la introducción: BOMBA-INVERSOR-MOTOR-RADIADOR. Se pueden ver todos los cambios de sección también.

4.2. Simulaciones con EES

En este apartado se condensan los resultados obtenidos con el software EES:

$AT_1 = 21,75$ [K]	$AT_2 = 8,344$ [K]	$A_{\text{aletas,tr}} = 0,00000834$ [m ²]
$A_{\text{rd}} = 0,0364$ [m ²]	$A_{\text{vent}} = 0,03563$ [m ²]	$cp_{\text{agua}} = 4,183$ [kJ/kg-K]
$d_{\text{cond,aire}} = 0,001285$ [m]	$d_{\text{vent}} = 0,213$ [m]	$efi_j = 0,95$
$h_{\text{agua2}} = 5251$ [W/m ² -K]	$h_{\text{aire1}} = 51,15$ [W/m ² -K]	$k_{\text{agua}} = 0,6442$ [W/m-K]
$\dot{m}_{\text{agua}} = 0,4107$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{agua,LM}} = 25$ [l/min]	$\dot{m}_{\text{aire}} = 0,3327$ [kg/s]
$\phi_{\text{vent}} = 1$	$Pr = 3,364$	$P_{\text{agua}} = 125$ [kPa]
$Q_{\text{dt}} = 5,07$ [kW]	$Q_{\text{rd}} = 0,2893$ [(m ³)/s]	$Q_T = 5,577$ [kW]
$Re_{\text{agua1}} = 2745$	$\rho_{\text{agua}} = 985,8$ [kg/m ³]	$\rho_{\text{aire}} = 1,15$ [kg/m ³]
$T_{E,\text{agua}} = 328$ [K]	$T_{m,\text{agua}} = 326,4$ [K]	$T_{m,\text{aire}} = 311,3$ [K]
$u_{\text{agua}} = 0,5088$ [m/s]	$v_{\text{coche}} = 0$ [m/s]	$\dot{V}_{\text{agua}} = 0,0004167$ [m ³ /s]
$W_{\text{MAX}} = 52$ [kW]		

Figura 70: Resultados primera parte

$A_{\text{cond}} = 0,000039$ [m ²]	$A_{\text{front}} = 0,03$ [m ²]	$A_R = 7,868$ [m ²]
$cp_{\text{aire}} = 1,006$ [kJ/kg-K]	$DIV = 2,607$	$d_{\text{cond}} = 0,002836$ [m]
$efi_m = 0,95$	$fds = 1,1$	$H = 0,0015$ [m]
$k_{\text{aire}} = 0,02661$ [W/m-K]	$L_{\text{tubos}} = 0,187$ [m]	$\mu_{\text{agua}} = 0,0005182$ [kg/(m*s)]
$Nusselt_{\text{agua2}} = 23,12$	$N_{\text{tubos}} = 21$	$P1 = 0,6663$
$P_{\text{atm}} = 100$ [kPa]	$P_{\text{mojado}} = 0,055$ [m]	$P_{\text{mojado,a}} = 0,02596$ [m]
$Q_{\text{vent}} = 0,2832$ [(m ³)/s]	$Q_{\text{vent,1}} = 0,2832$ [(m ³)/s]	$R1 = 0,1949$
$R_{1,\text{conv}} = 0,0001904$ [(K*m ²)/W]	$R_{2,\text{conv}} = 0,01955$ [(K*m ²)/W]	$T_{\text{atm}} = 303$ [K]
$T_{S,\text{agua}} = 324,8$ [K]	$T_{S,\text{aire}} = 319,7$ [K]	$U = 50,65$ [W/(K*m ²)]
$v_{\text{rd}} = 0$ [m/s]	$v_{\text{vent}} = 7,947$ [m/s]	$W = 0,026$ [m]

Figura 71: Resultados segunda parte

Cabe destacar el área de contacto del radiador antiguo para cumplir los requerimientos establecidos en el apartado de Condiciones de Diseño. Además el resultado del coeficiente de convección forzada del agua sale dentro del rango esperado ($h_{\text{agua}} = 5251 \frac{W}{m^2 \cdot K}$), así como el de convección forzada en el aire con una velocidad de $7,95 \frac{m}{s}$ saldría también dentro del rango esperado ($h_{\text{aire}} = 51,15 \frac{W}{m^2 \cdot K}$). Por último, hay que mencionar también que el coeficiente de transferencia global de calor tiene un valor de $50,65 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Seguidamente se exponen también los resultados de la Parametric Table:

1.4277	1	2	3	4	5	6	7	8
	W_{MAX} [kW]	$\dot{m}_{agua,LM}$ [l/min]	V_{coche} [m/s]	ϕ_{vent}	Q_T [kW]	A_R [m ²]	$T_{S,agua}$ [K]	Q_{rd} [(m ³)/s]
Run 1	15,39	7,4	0	1	1,501	1,305	325	0,4339
Run 2	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302	325	0,4833
Run 3	15,39	7,4	1,585	1	1,501	1,302	325	0,4814
Run 4	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302	325	0,4833
Run 5	15,39	7,4	1,585	1	1,501	1,302	325	0,4814
Run 6	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302	325	0,4833
Run 7	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302	325	0,4833
Run 8	9,825	4,724	1,646	1	0,9579	0,8345	325	0,4833
Run 9	1,524	0,7328	1,646	1	0,1486	0,1439	325	0,4833
Run 10	1,057	0,5083	1,768	1	0,1031	0,1045	325	0,4869
Run 11	1,039	0,4998	1,829	1	0,1013	0,103	325	0,4888
Run 12	1,039	0,4998	2,073	1	0,1013	0,103	325	0,4961
Run 13	1,039	0,4998	2,012	1	0,1013	0,103	325	0,4942
Run 14	1,039	0,4998	2,621	1	0,1013	0,103	325	0,5125
Run 15	1,039	0,4998	2,621	1	0,1013	0,103	325	0,5125
Run 16	1,075	0,5168	3,292	1	0,1048	0,106	325	0,5327
Run 17	2,983	1,434	3,292	1	0,2908	0,2655	325	0,5327
Run 18	11,64	5,598	3,109	1	1,135	0,9854	325	0,5272
Run 19	15,54	7,47	3,17	1	1,515	1,312	325	0,529
Run 20	7,25	3,486	2,865	1	0,7069	0,6195	325	0,5199
Run 21	1,276	0,6133	2,804	1	0,1244	0,123	325	0,518
Run 22	1,039	0,4998	2,621	1	0,1013	0,103	325	0,5125
Run 23	1,039	0,4998	2,56	1	0,1013	0,103	325	0,5107
Run 24	1,043	0,5013	2,316	1	0,1017	0,1033	325	0,5034
Run 25	1,202	0,5778	2,377	1	0,1172	0,1168	325	0,5052
Run 26	1,652	0,794	2,256	1	0,161	0,1546	325	0,5016
Run 27	3,393	1,631	2,316	1	0,3308	0,2996	325	0,5034
Run 28	6,199	2,98	2,438	1	0,6044	0,5324	325	0,5071
Run 29	6,901	3,318	2,438	1	0,6728	0,5906	325	0,5071
Run 30	6,986	3,359	2,377	1	0,6811	0,5977	325	0,5052

Figura 72: Resultados Parametric Table

Como no se pueden mostrar las 4279 iteraciones en las tablas, se muestra un gráfico y se extrae el valor máximo de área de contacto de radiador.

1.4277	1	2	3	4	5	6	7	8
	W_{MAX} [kW]	$m_{agua,LM}$ [l/min]	V_{coche} [m/s]	ϕ_{vent}	Q_T [kW]	A_R [m ²]	$T_{S,agua}$ [K]	Q_{rd} [(m ³)/s]
Run 1	15,39	7,4	0	1	1,501	1,305	325	0,4339
Run 2	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302		
Run 3	15,39	7,4	1,585	1	1,501	1,302		
Run 4	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302		
Run 5	15,39	7,4	1,585	1	1,501	1,302		
Run 6	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302		
Run 7	15,39	7,4	1,646	1	1,501	1,302		
Run 8	9,825	4,724	1,646	1	0,9579	0,8345		
Run 9	1,524	0,7328	1,646	1	0,1486	0,1439		
Run 10	1,057	0,5083	1,768	1	0,1031	0,1045		
Run 11	1,039	0,4998	1,829	1	0,1013	0,103		
Run 12	1,039	0,4998	2,073	1	0,1013	0,103		
Run 13	1,039	0,4998	2,012	1	0,1013	0,103		
Run 14	1,039	0,4998	2,621	1	0,1013	0,103		
Run 15	1,039	0,4998	2,621	1	0,1013	0,103		
Run 16	1,075	0,5168	3,292	1	0,1048	0,106		
Run 17	2,983	1,434	3,292	1	0,2908	0,2655		
Run 18	11,64	5,598	3,109	1	1,135	0,9854		
Run 19	15,54	7,47	3,17	1	1,515	1,312		
Run 20	7,25	3,486	2,865	1	0,7069	0,6195		
Run 21	1,276	0,6133	2,804	1	0,1244	0,123		
Run 22	1,039	0,4998	2,621	1	0,1013	0,103		
Run 23	1,039	0,4998	2,56	1	0,1013	0,103		
Run 24	1,043	0,5013	2,316	1	0,1017	0,1033		
Run 25	1,202	0,5778	2,377	1	0,1172	0,1168		
Run 26	1,652	0,794	2,256	1	0,161	0,1546	325	0,5016
Run 27	3,393	1,631	2,316	1	0,3308	0,2996	325	0,5034
Run 28	6,199	2,98	2,438	1	0,6044	0,5324	325	0,5071
Run 29	6,901	3,318	2,438	1	0,6728	0,5906	325	0,5071
Run 30	6,986	3,359	2,377	1	0,6811	0,5977	325	0,5052
Run 31	7,049	3,389	2,377	1	0,6873	0,603	325	0,5052
Run 32	8,79	4,226	2,256	1	0,857	0,7478	325	0,5016
Run 33	23,19	11,15	2,316	1	2,261	1,964	325	0,5034

Format Parametric Table Column 6

Column Header

Title: A_R

Units: m²

(Units):

Show values in alternate units

Format: 1,305

Style: Auto Digits: 3

Background color: White

Column width: 112 pixels

Position

Move to column number: 6

Statistics

Sum: 6429

Average: 1,503

Std. Dev: 1,661

Minimum: 0,0986

Maximum: 4,402

OK Delete Cancel

Figura 73: Valor máximo del área de contacto

Según el archivo CAD del radiador diseñado el radiador tiene $4,5m^2$ de área total, que sería suficiente para refrigerar el vehículo en todas las condiciones expuestas anteriormente.

4.3. Simulaciones con Matlab

Seguidamente se muestran las gráficas que se han obtenido de matlab al simular la Endurance:

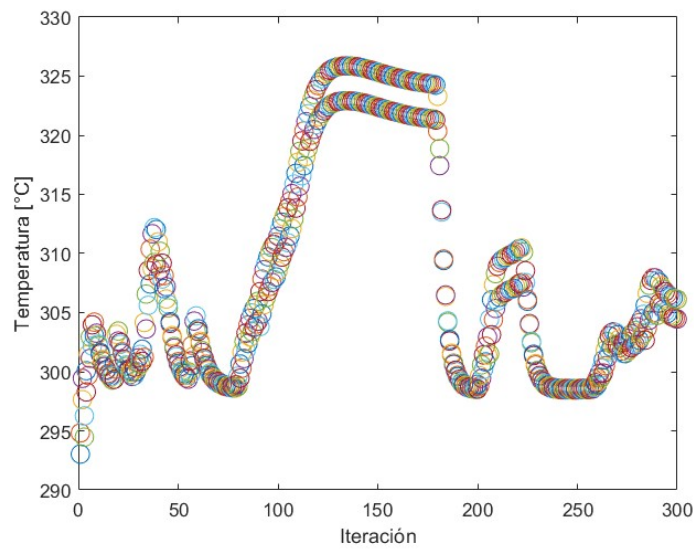


Figura 74: Gráficas resultado del código de Matlab

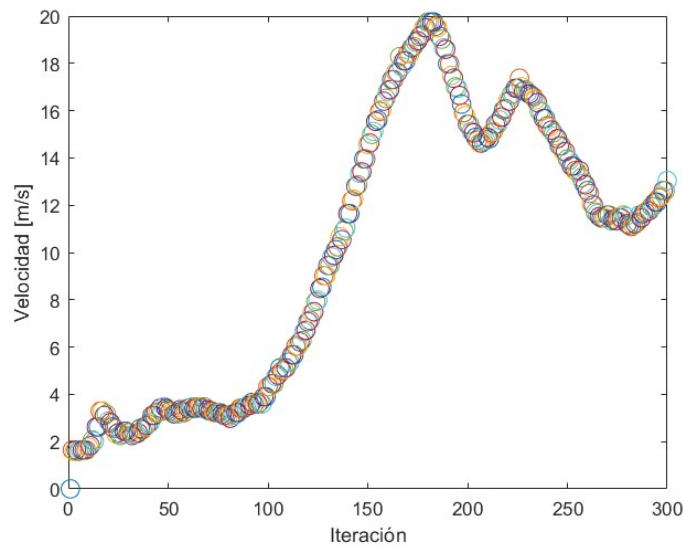


Figura 75: Gráficas resultado del código de Matlab

Se pueden observar dos gráficas, la de la arriba corresponde a la temperatura instantánea de cada microsector en el periodo simulado. Se ve como la temperatura máxima es 325 K, que equivalen a 52°C, temperatura aceptable para el sistema de potencia.

La gráfica de abajo corresponde con la velocidad instantánea del vehículo, se tiene que la velocidad máxima alcanzada son unos 20m/s aproximadamente.

Se puede contemplar en la gráfica de la izquierda como cuando el vehículo no está acelerando, el sistema enfría mucho más, esto es debido a que si el motor no calienta, la temperatura solo va a descender porque el sistema de refrigeración va a tender a mantener la temperatura en

torno a 298K dependiendo de la temperatura ambiente.

4.4. Análisis experimental

En cuanto al análisis experimental, se ha realizado el ensayo del caudalímetro en el inversor obteniéndose los siguientes datos:

SALIDA (l/h)	INTENSIDAD (A)
450	2
450	2,2
490	2,4
525	2,6
550	2,8
550	3
580	3,2
600	3,4
630	3,6
640	3,8
660	4
700	4,2
710	4,4

Tabla 5: Resultados ensayo caudalímetro

En la tabla se puede observar como el máximo valor alcanzado a la salida del inversor es 710l/h que equivalen a 11,8l/min valor bastante próximo al recomendado por el fabricante del motor (8l/min), por tanto se da como valido el caudal suministrado por la bomba.

Además como se explicó en el apartado Protocolo de ensayos también se va a calcular la caída de presión, quedando la gráfica así:

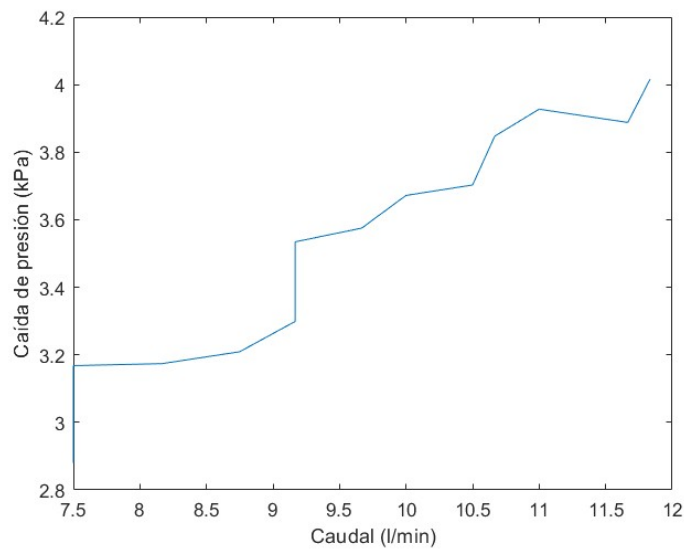


Figura 76: Gráfica de caída de presión-caudal

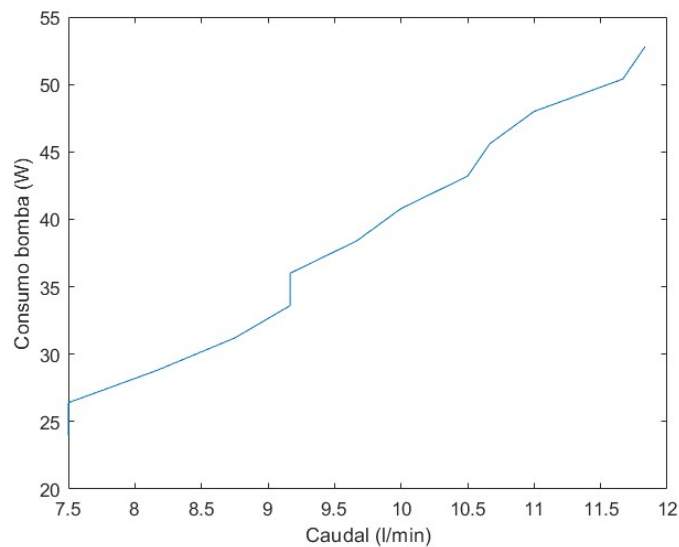


Figura 77: Gráfica de consumo de la bomba-caudal

Se puede ver como a medida que el caudal sube de valor, la caída de presión se hace más notable, esto tiene sentido, ya que cuando sube la velocidad, también suben las pérdidas por fricción en las paredes de los conductos hidráulicos; además, al crecer la velocidad también suben las posibles turbulencias que se puedan crear haciendo el flujo menos laminar.

Seguidamente se prueba la refrigeración en el banco de ensayo fabricado con las medidas que tendrá cuando se traslade al monoplaza. Se comprueban posibles fugas, se hacen mejoras en cuanto a codos rígidos para evitar dobleces en los tubos que conllevarían pérdidas de presión u obstrucciones en el sistema y se cambian las abrazaderas para evitar perforaciones en los tubos. Quedando así el banco:



Figura 78: Banco de ensayo definitivo

5. Conclusiones

El diseño y desarrollo de un sistema de refrigeración eficiente para un vehículo eléctrico de Formula Student representa un reto multidisciplinar de gran relevancia, en el que convergen principios de ingeniería térmica, eléctrica, de diseño mecánico y de integración de sistemas. A lo largo de este trabajo, se ha demostrado que la adecuada gestión térmica no solo es esencial para evitar el sobrecalentamiento de los componentes críticos —como el motor eléctrico, el inversor y la batería—, sino que también juega un papel fundamental en la optimización del rendimiento global del monoplaza y en la mejora de la fiabilidad del conjunto durante las condiciones extremas de competición.

En primer lugar, se ha realizado un análisis detallado de las necesidades térmicas del sistema de propulsión eléctrica, identificando los puntos más críticos desde el punto de vista de disipación de calor. A partir de estos requerimientos, se ha llevado a cabo una cuidadosa selección de refrigerantes, materiales de conducción térmica, elementos de intercambio de calor (como radiadores y disipadores) y configuraciones de flujo. Este proceso ha estado guiado tanto por simulaciones computacionales como por restricciones físicas propias del chasis, el reglamento técnico de Formula Student y la disponibilidad de componentes.

Asimismo, se ha prestado especial atención al compromiso entre eficiencia térmica, simplicidad estructural, mantenimiento, coste y peso, factores clave en el contexto de una competición universitaria de alto nivel. El diseño propuesto no solo cumple con los requerimientos de disipación térmica bajo las condiciones más exigentes, sino que también ha sido optimizado en cuanto al espacio ocupado, minimizando interferencias con otros subsistemas como el tren motriz, la suspensión o la electrónica de control. Se han tenido en cuenta aspectos como la facilidad de montaje y desmontaje, la resistencia a vibraciones y golpes, la compatibilidad con las normativas de seguridad eléctrica, y la modularidad del sistema.

En cuanto a los objetivos del proyecto, se ha logrado diseñar un sistema de refrigeración funcional, robusto y adaptado al entorno de competición de Formula Student. Este sistema prioriza la seguridad térmica de los componentes y del piloto, garantizando temperaturas de operación dentro de los rangos recomendados por los fabricantes. Se ha llevado a cabo la fabricación del sistema en laboratorio, incluyendo el montaje en un banco de ensayos donde se han realizado pruebas hidráulicas para validar la estanqueidad, el caudal y las pérdidas de carga del circuito. Además, se ha sometido a simulaciones dinámicas empleando datos de telemetría reales de años anteriores, con el fin de predecir el comportamiento del sistema bajo condiciones reales de carrera.

Cabe destacar que el sistema diseñado ha sido mejorado iterativamente a partir de los resultados obtenidos en las simulaciones y en los ensayos experimentales, lo cual ha permitido refinar parámetros como el dimensionado de las tuberías, la ubicación del radiador, la selección de la bomba de agua y el control activo de la temperatura mediante sensores y actuadores.

En cuanto a las líneas futuras, se contempla la validación definitiva del sistema en pista una vez el monoplaza esté completamente ensamblado y operativo, lo que permitirá estudiar en profundidad la interacción térmica con el entorno real de carrera, especialmente en condiciones de carga variable y bajo diferentes perfiles climáticos. También se abre la posibilidad de implementar estrategias de refrigeración activa con control electrónico inteligente, integración de refrigeración líquida para celdas de batería o el uso de materiales avanzados con mayor conductividad térmica y menor densidad.

Finalmente, este estudio subraya la importancia de seguir investigando e innovando en el ámbito de la gestión térmica de vehículos eléctricos de competición. Los avances en este campo permitirán en el futuro desarrollar sistemas de refrigeración más compactos, ligeros y eficientes, capaces de mejorar sustancialmente el rendimiento energético del vehículo, su durabilidad y la experiencia del equipo técnico en términos de mantenimiento y diagnóstico. La experiencia adquirida a través de este proyecto contribuye, por tanto, no solo al éxito del vehículo actual, sino también al desarrollo de conocimientos aplicables a futuras ediciones del proyecto Formula Student y a otros contextos de movilidad eléctrica de altas prestaciones.

Referencias

- [1] C. Kim, W. Sim, J. Yoon, T. Lee y J. Yoo, "Numerical and experimental analysis of a dual-channel electric motor housing cooling system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 265, pág. 125 537, 2025, ISSN: 1359-4311. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125537>. dirección: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431125001280>.
- [2] S. Jamdar, R. Yawale, M. Kolhe, A. Hood y N. Gaikwad, "Design and manufacturing of cooling system for FSAE car," *Materials Today: Proceedings*, vol. 77, págs. 905-915, 2023, International Conference on "Innovations in Mechanical and Civil Engineering", ISSN: 2214-7853. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.12.058>. dirección: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785322074302>.
- [3] Z. Zhang, Q. Song, X. Wang, S. Zhao y S. W. A. Shah, "Reynolds number based optimization on liquid cooling system for permanent magnet synchronous motor of electric vehicle," *Case Studies in Thermal En-*

- gineering*, vol. 60, pág. 104720, 2024, ISSN: 2214-157X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104720>. dirección: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X24007512>.
- [4] T. Gammaidoni, J. Zembi, M. Battistoni, G. Biscontini y A. Mariani, “CFD Analysis of an Electric Motor’s Cooling System: Model Validation and Solutions for Optimization,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 49, pág. 103349, 2023, ISSN: 2214-157X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103349>. dirección: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X2300655X>.
- [5] *FIA Formula E*, <https://www.fiaformulae.com/en>.
- [6] *Formula Student Germany*, <https://www.formulastudent.de/fsg>.
- [7] *Mart Formula Student, 2024-2025*, <https://www.mart.uma.es/>.
- [8] *Apuntes de la asignatura de Termotecnia de la Escuela de Ingenierías Industriales*.
- [9] *Emrax*, <https://emrax.com/e-motors/emrax-188/>.
- [10] *Drivetrain Innovation*, <https://www.drivetraininnovation.com/>.
- [11] *Bosch*, <https://www.bosch-ibusiness.com/es/>.
- [12] *Tecomotive*, <https://www.tecomotive.com/en/index.html>.
- [13] *Moto recambios V.Ferrer*, <https://www.motorecambiosvferrer.es/radiadores/radiador-derbi-senda-34399.html>.
- [14] *GT2i*, <https://www.gt2i.es/es/>.
- [15] *Mishimoto*, <https://mishimoto.es/>.
- [16] *Mouser Electronics*, <https://www.mouser.es/>.
- [17] *Amazon*, <https://www.amazon.com/-/es/>.
- [18] *50 Factory*, <https://es.50factory.com/content/19869-accueil>.
- [19] *Leroy Merlin*, <https://www.leroymerlin.es/>.

Anexos

En este apartado se van a explicar los elementos auxiliares y el presupuesto final de la refrigeración

Anexo I: Elementos Auxiliares

Anclajes del radiador

En primer lugar, se toma el modelo del radiador en CAD y se le hacen los agujeros que traía de fábrica, sobre esos agujeros se van a referenciar todos los anclajes. Hay una problemática y es que los agujeros que trae el radiador son de diámetro 9mm, como esa métrica no existe, se propone hacer unos casquillos que adapten el agujero a M6, diámetro suficiente para fijar el radiador con seguridad.

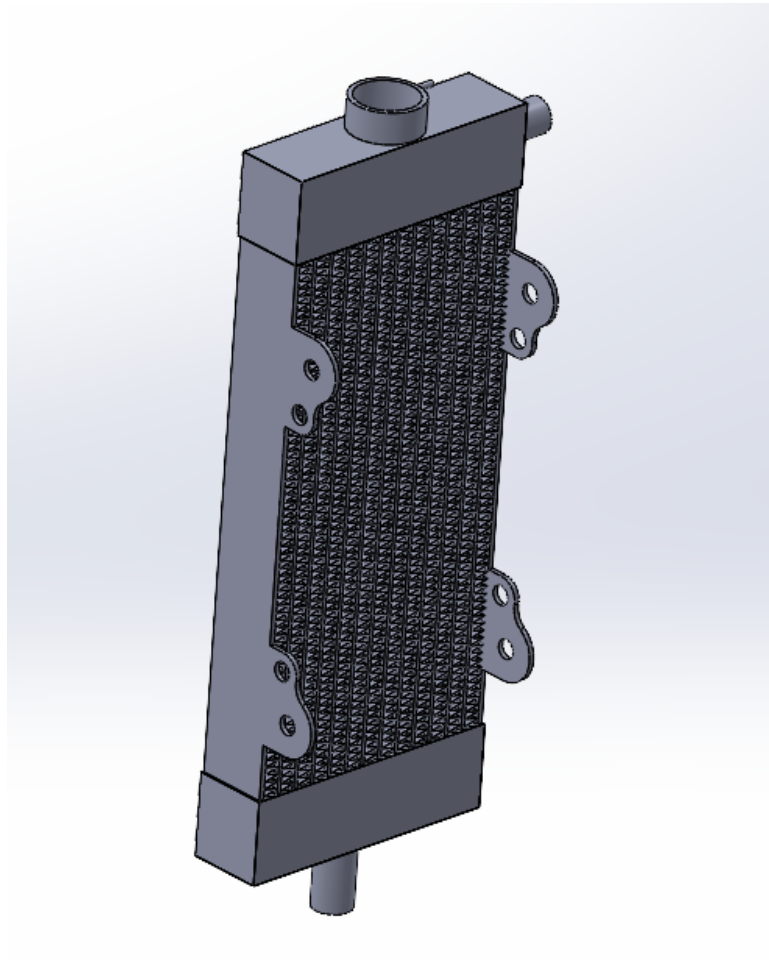


Figura 79: Radiador actualizado con agujeros

Para sujetar el radiador se emplean dos chapas de acero de 2mm de espesor que se sueldan al chasis una a la barra de arriba de la parte trasera y otra a la de abajo. Por otro lado se realiza una tercera chapa que atornilla los dos agujeros centrales del radiador y a su vez se atornilla con las chapas soldadas al chasis. Se muestran imágenes para clarificar mejor el diseño:

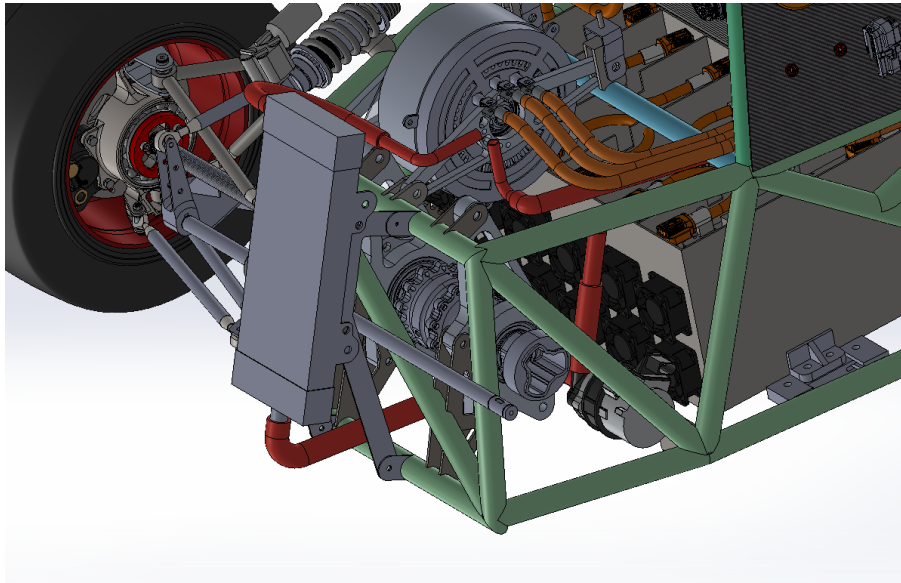


Figura 80: Anclajes del radiador
Fuente: Equipo Mart FS [7]

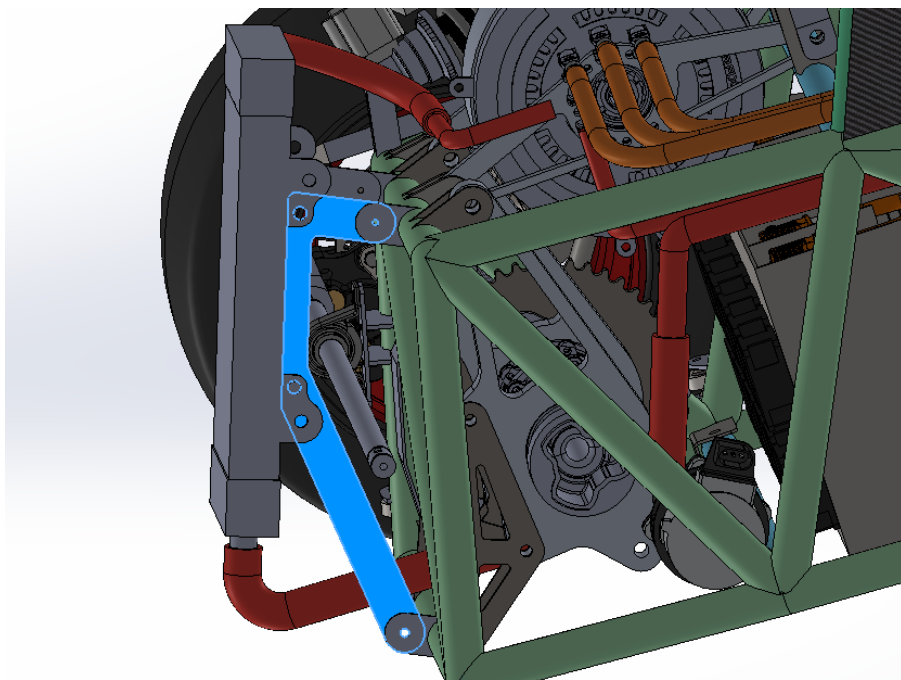


Figura 81: Anclajes radiador pieza intermedia destacada
Fuente: Equipo Mart FS [7]

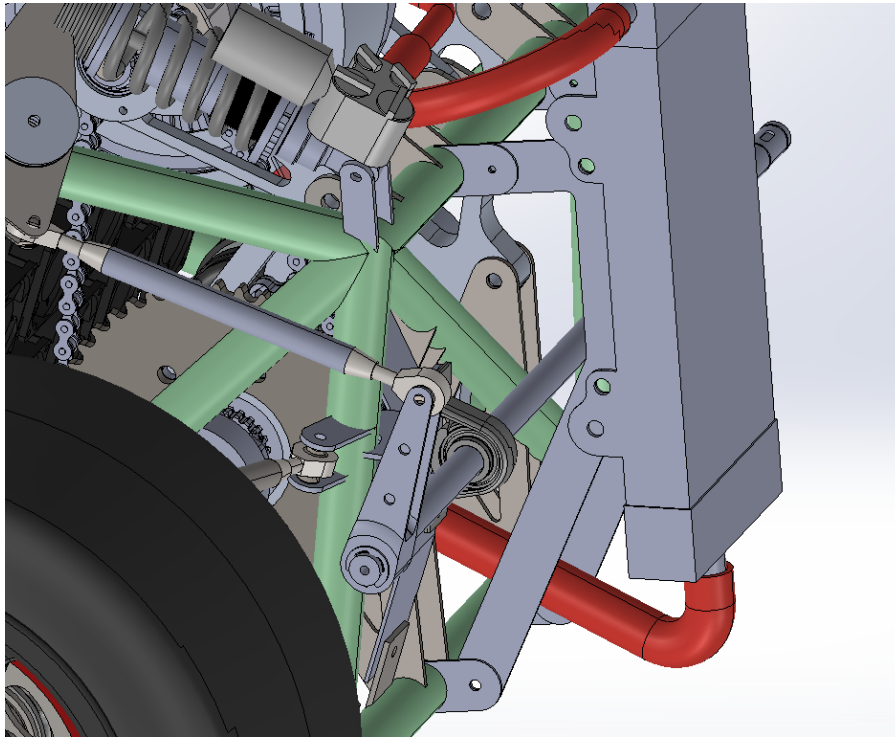


Figura 82: Anclajes radiador vista del otro lateral
Fuente: Equipo Mart FS [7]

El método de fabricación es encargar las chapas para corte láser, debido a que hay que tener bastante precisión en el corte. Y en cuanto a los agujeros de los tornillos del radiador se hacen cuando lleguen las chapas cortadas, ya que si se van a poner casquillos es mejor hacerlos cuando los casquillos estén listos por posibles pérdidas de precisión.

Anclajes de los ventiladores

En cuanto a los ventiladores, se quieren colocar pegados al radiador por la parte externa, para que funcionen como "extractores".

Por tanto, se plantean unos agarres de aluminio, la principal idea fue poner impresión 3D en la tobera de salida pero al estar expuesto a mucha temperatura, se decidió poner finalmente de aluminio.

Estos anclajes tienen 4 agujeros por cada ventilador y tienen la forma de la carcasa externa de los mismos para no obstruir la salida de aire del sistema. Luego tienen 4 salientes que llegan hasta los agujeros donde se atornilla el radiador, de esta manera ya estarían sujetos estos ventiladores. Se muestran imágenes de como queda:

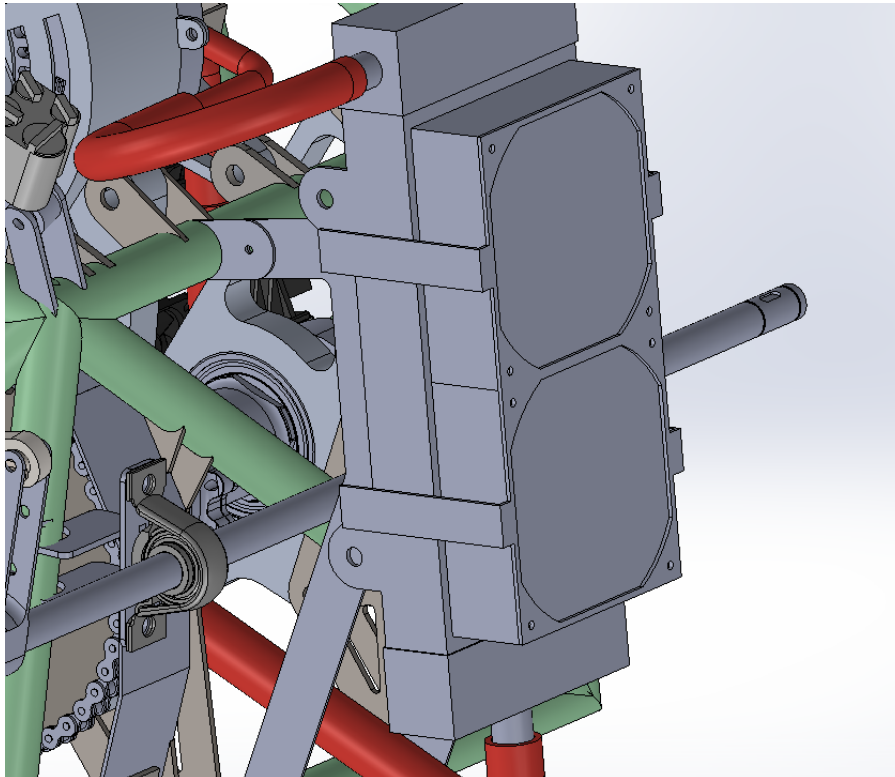


Figura 83: Anclajes ventiladores
Fuente: Equipo Mart FS [7]

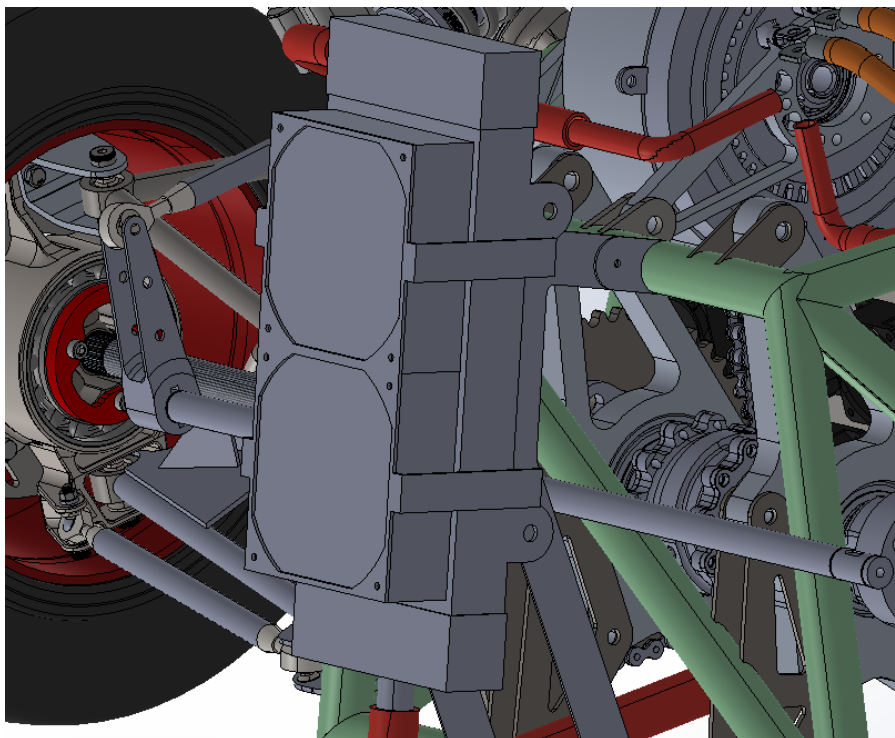


Figura 84: Anclajes ventiladores
Fuente: Equipo Mart FS [7]

Esta pieza también se va a mandar a corte láser en aluminio de 2mm de espesor. El post-procesado de esta pieza será doblar los salientes que atornillan al radiador; hay que tener en cuenta también que se tiene que dejar un espacio para la cabeza del tornillo que se ponga para los ventiladores.

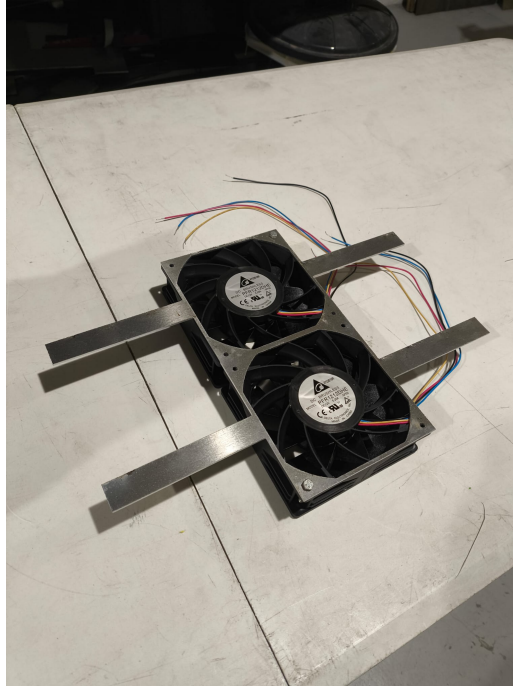


Figura 85: Anclajes ventiladores aluminio

Así quedaría la pieza anclada a los ventiladores, sin doblar las pletinas laterales, se puede observar como cuadran perfectamente los agujeros de la pieza con los agujeros de los ventiladores. Hay que destacar también su bajo peso debido a que es de aluminio.

Entradas de aire al radiador

Como esta temporada se cuestionó bastante la prueba del rain test, se quería hacer un coche lo más estanco posible, pero para la refrigeración había que dejar unas entradas de aire para obtener una menor temperatura de aire a la entrada y poder refrigerar bien el monoplaça, por tanto, se diseñaron unas entradas que van por encima del motor:

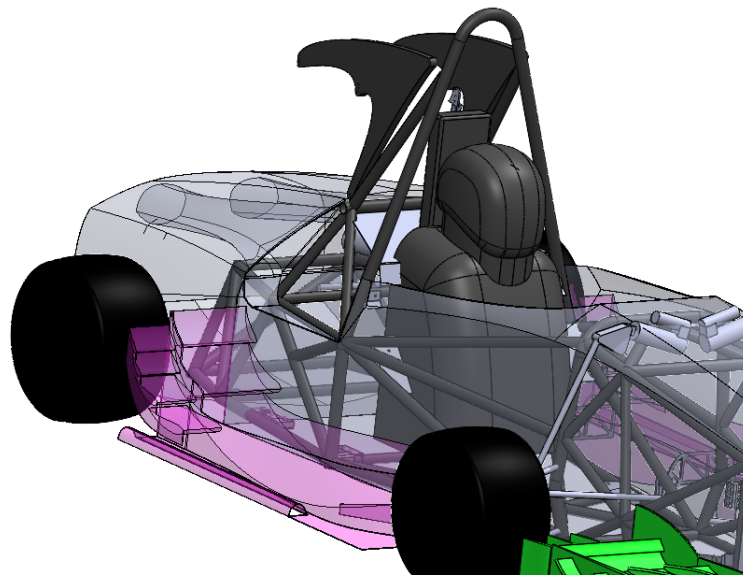


Figura 86: Entradas de aire al radiador
Fuente: Departamento de Aerodinámica [7]



Figura 87: Fabricación de la parte trasera del monoplaza
Fuente: Departamento de Aerodinámica [7]

Salida de aire del radiador

Una vez que se tiene la entrada de aire, se necesita una salida, debido a que si no se hace, se estarían juntando el aire caliente de la salida del radiador con el frío de entrada, haciendo así ineficiente el sistema de refrigeración del coche. Por tanto, se diseña una tobera que abrace el radiador, contenga a los ventiladores en su interior y que salga para el exterior, expulsando así el aire caliente a la salida del radiador.

El diseño seleccionado es el siguiente:

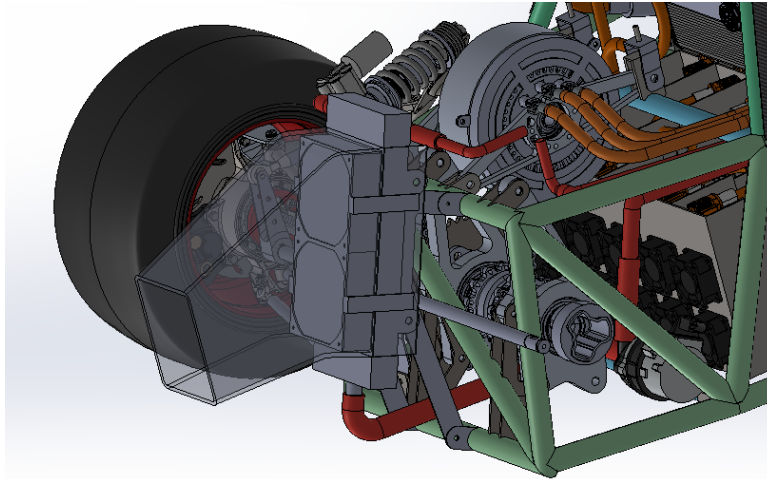


Figura 88: Diseño tobera en conjunto
Fuente: Equipo Mart FS [7]

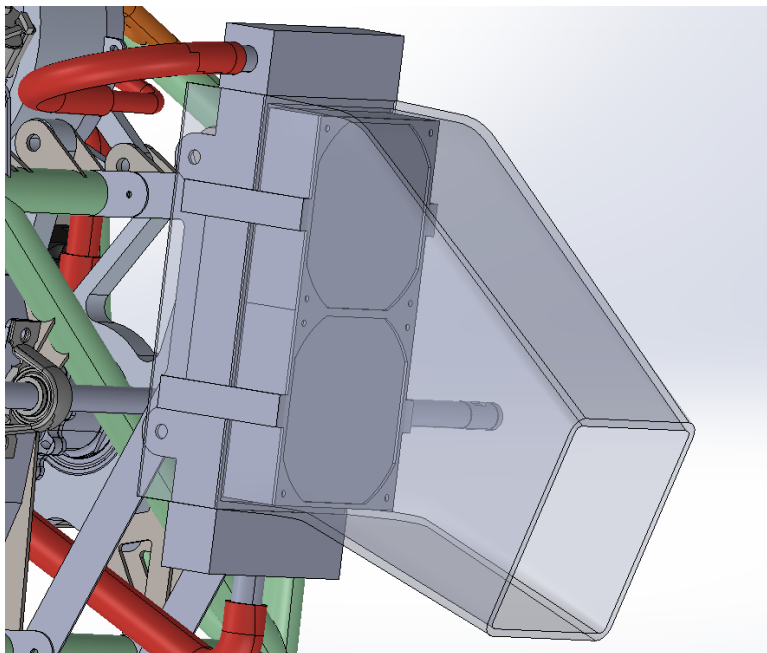


Figura 89: Diseño tobera en conjunto
Fuente: Equipo Mart FS [7]

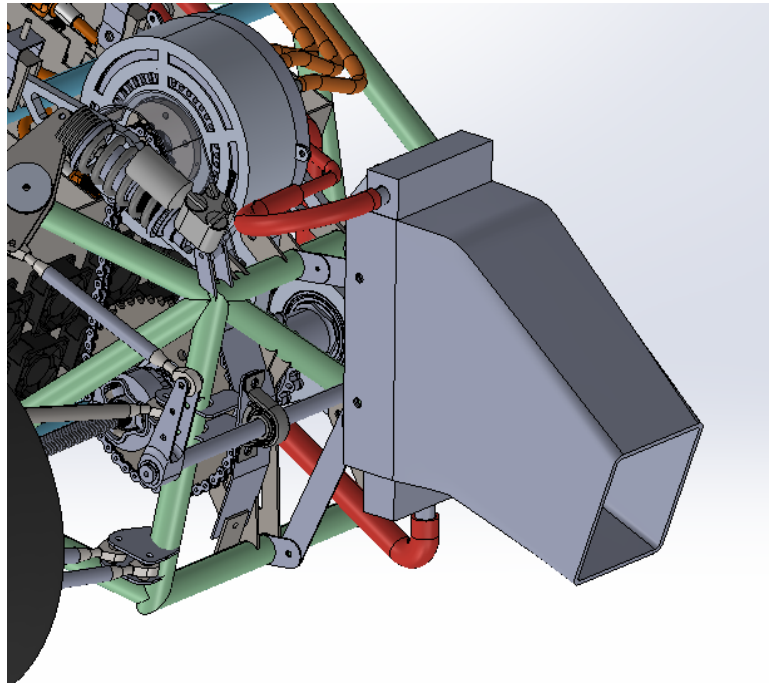


Figura 90: Diseño tobera en conjunto
Fuente: Equipo Mart FS [7]

Como se puede ver, al estar envolviendo al radiador es bastante eficiente, ya que el flujo va a ser uniforme, lo que saquen los ventiladores, va para el exterior.

Se ha intentado hacer lo más sencillo posible, ya que se va a hacer en fibra de carbono. El proceso de fabricación es el siguiente:

- Impresión de un molde. Se imprime el molde del diseño de la tobera en 3D (lo más fiable posible). Seguidamente se lija bien para tener una superficie uniforme.
- Laminado. Se lamina encima de ese molde con fibra de carbono.
- Desmoldado. Una vez ha curado bien en vacío, se debe desmoldar con mucho cuidado, se quita el molde de PLA (impresión 3D) y ya estaría lista la tobera, ya solo quedaría darle unos retoques dependiendo de la calidad del laminado.

Anexo II: Presupuesto

En este anexo se va a resumir el presupuesto del sistema de refrigeración general:

Liquid Cooling				
Elementos	Descripción	Precio (€)	Cantidad	Total (€)
Ventilador	DC axial fan 120x120x38	50,19	2	100,38
Radiador	385x155mm Sherco SE 250, 300R Radiator	134	1	134
Tubos	Flexible Silicone Tube 20mm ID x 26mm OD, 3mm Thickness.	20	1	20
	Flexible Silicone Tube 10mm ID x 13mm OD, 1,5mm Thickness.	9,8	1	9,8
	Flexible Silicone Tube 16mm ID x 20mm OD, 2mm Thickness.	15,84	1	15,84
Abrazaderas	26; 13; 20	23,1	1	23,1
Bomba	Pierburg CWA 150	199	1	199
Cambios de sección	20-16; 16-10; 10-16	40,43	1	40,43
			TOTAL	542,55

Tabla 6: Presupuestos

En los apartados cambios de sección y abrazaderas van todos los diámetros juntos, véase la columna descripción.