



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA  
(ICAI)

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES  
Especialidad Mecánica

## **Diseño de un sistema de refrigeración para un vehículo Formula Student's eléctrico**

Autor: Juan Gracia Martín-Gromaz

Directores:  
Luis Manuel Mochón Castro  
Alberto Mascareñas Brito

Madrid  
Agosto 2023



Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título  
"Diseño de un sistema de refrigeración para un vehículo Formula Student's  
eléctrico",  
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el  
curso académico 2022-23 es de mi autoría, original e inédito y  
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es  
plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada  
de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Juan Gracia Martín-Gromaz

Fecha: 31 / 08 / 2023

Autorizada la entrega del proyecto

LOS DIRECTORES DEL PROYECTO

Fdo.: Luis Manuel Mochón Castro

Fecha: 01 / 08 / 2023

MOCHON  
CASTRO LUIS  
MANUEL -  
29080555E

Firmado digitalmente por MOCHON  
CASTRO LUIS MANUEL - 29080555E  
Nombre de reconocimiento (DN):  
c=ES,  
serialNumber=IDCES-29080555E,  
givenName=LUIS MANUEL,  
sn=MOCHON CASTRO, cn=MOCHON  
CASTRO LUIS MANUEL - 29080555E  
Fecha: 2023.08.31 16:04:50 +02'00'

Fdo.: Alberto Mascareñas Brito

Fecha: 01 / 08 / 2023





ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA  
(ICAI)

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES  
Especialidad Mecánica

## **Diseño de un sistema de refrigeración para un vehículo Formula Student's eléctrico**

Autor: Juan Gracia Martín-Gromaz

Directores:

Luis Manuel Mochón Castro

Alberto Mascareñas Brito

Madrid  
Agosto 2023



# Agradecimientos

A mi familia, mis abuelos, mis padres y mi hermano. Por servir de apoyo durante mis años universitarios.

Al equipo del ISC por darme la oportunidad de esta experiencia increíble. Especial mención al consejo y los directores técnicos por el trabajo realizado la anterior y presente temporada.



# DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT'S ELÉCTRICO

Autor: Juan Gracia Martín-Gromaz

Directores: Luis Manuel Mochón Castro y Alberto Mascareñas Brito

Entidad Colaboradora: ISC FS Racing Team

## RESUMEN DEL PROYECTO

Este trabajo se desarrolla desde el Departamento de Refrigeración del ISC, equipo de Formula Student para el desarrollo de un coche eléctrico. Se parte de un punto de diseño de falta de datos empíricos sobre los sistemas de refrigeración. Se desconocen tanto el calor a disipar como el rendimiento real de los sistemas de anteriores ediciones del vehículo. El trabajo se centra por tanto en el desarrollo de herramientas analíticas de predicción para la refrigeración líquida del motor e inversor y la refrigeración por aire de las baterías. En ultima instancia, se emplean ambas herramientas para dimensionar los sistemas de refrigeración del monoplaza actual del equipo.

Se plantea un modelo analítico para predecir el comportamiento de los radiadores a emplear. A partir de los datos dimensionales del radiador y de las condiciones de contorno, el objetivo es determinar las temperaturas del líquido refrigerante una vez alcanzado el régimen térmico permanente. Los cálculos consideran varias interpretaciones de la geometría. Desde un punto de vista computacional, el modelo sigue un proceso de cálculo iterativo para eliminar el error inferido por la evaluación de las propiedades de los líquidos de trabajo. Además, el modelo permite emplear variables vectoriales, facilitando los estudios de sensibilidad del sistema (Figura 0.1).

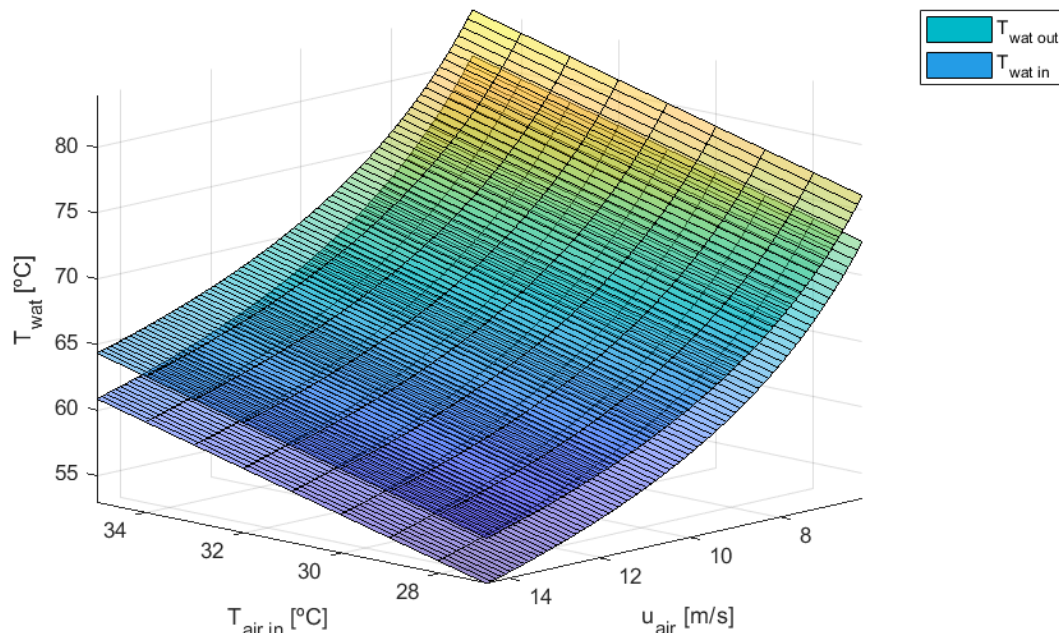


Figura 0.1: Temperaturas de establecimiento según temperatura ambiental y caudal de aire. Radiador del inversor.

El segundo modelo analítico se centra en la refrigeración por aire de las baterías. Se pretende predecir las temperaturas que desarrolla durante la prueba de *Endurance* de competición. El intercambio de calor se modela según las condiciones de contorno y el calor generado en su interior. Se plantea además un cálculo de la pérdida de carga, para determinar el caudal de aire según la curva  $P - Q$  de los ventiladores a usar.

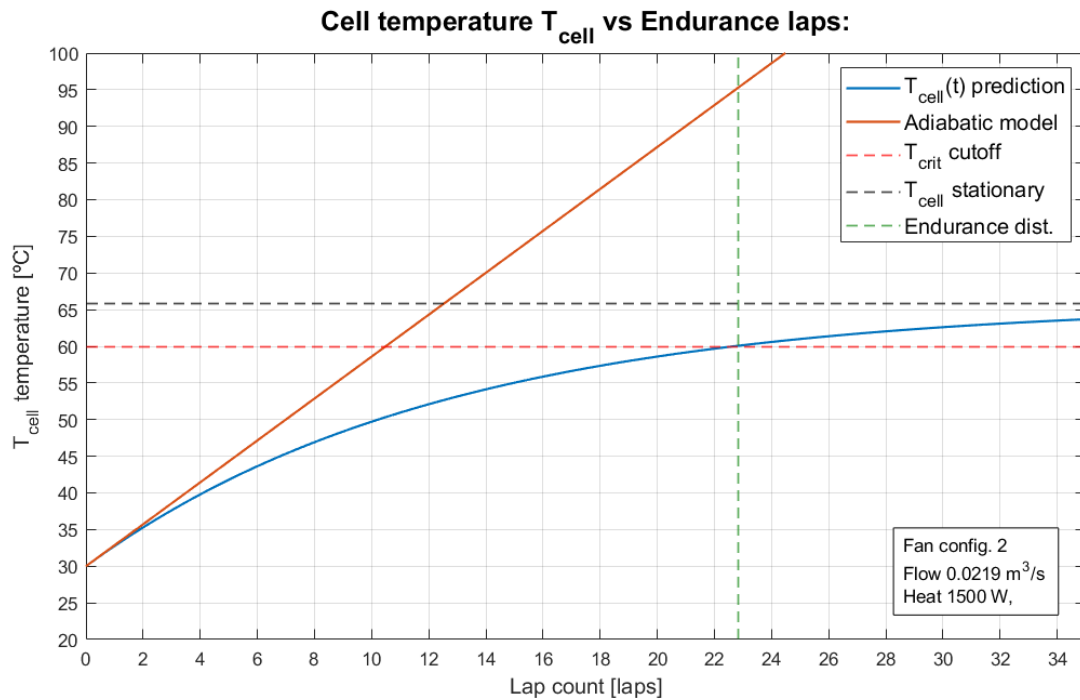


Figura 0.2: Predicción térmica de la batería del IFS-05 en la prueba de *Endurance*.

Por último, se dimensionan los sistemas de refrigeración empleando las herramientas desarrolladas. Esto consiste en determinar el modelo específico de radiador a emplear en la refrigeración líquida del motor-inversor. También se especifica la configuración concreta de ventiladores a montar en la batería. En ambos casos, debido a la falta de datos, se estima el calor a disipar de forma aproximada. Ambos diseños se ejecutan en el coche del equipo (IFS-05).

Tanto los modelos como los diseños están pendientes de corroborar mediante datos empíricos. Sin embargo, el hecho de que el equipo haya completado la prueba de *Endurance* sirve como prueba cualitativa de que ambos, modelo y diseño, son válidos.

# DESING OF THE COOLING SYSTEM FOR AN ELECTRIC FORMULA STUDENT'S VEHICLE

Author: Juan Gracia Martín-Gromaz

Supervisors: Luis Manuel Mochón Castro y Alberto Mascareñas Brito

Collaborating Entity: ISC FS Racing Team

## ABSTRACT

This project is developed by the Cooling Systems Department of the ISC FS Racing Team, Formula Student's team for the development of an electric race car. The starting point of the project is characterized by the lack of empirical data about the cooling systems. Both the heat to be evacuated and the performance of previous cooling systems in the car are not quantified. Therefore, efforts are focused on developing the analytical tools necessary to predict the performance of radiators as well as the thermal behavior of the battery packs. These two tools are then used to dimension the cooling systems of the actual vehicle of the team.

An analytical model is developed to predict the behavior of the radiators to use. The objective is to predict the static temperatures of the coolant (distilled water), based on the dimensions of the radiator and its environment conditions. The calculations consider different geometrical interpretations at the same time. From a computational point of view, the analytical model follows an iterative process and is capable of computing with vector-type variables. This helps in performing sensitivity analysis (Figure 0.3).

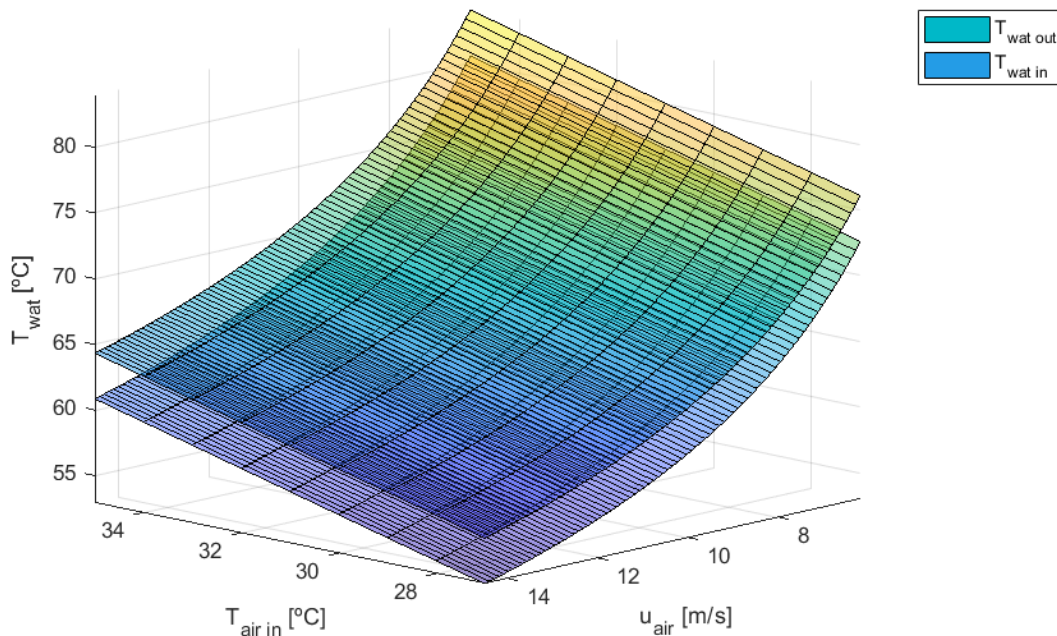


Figura 0.3: Static temperatures against ambient temperatura and air speed. Inverter radiator.

The second analytical model has been developed for the air-cooled batteries. The objective is to predict the temperatures developed during the 22km *Endurance* event in competition. The heat exchange is modelled based on environment conditions and on the internal heat generation. A pressure drop calculation is considered to determine air flow based on the  $P - Q$  curve of the fans in place.

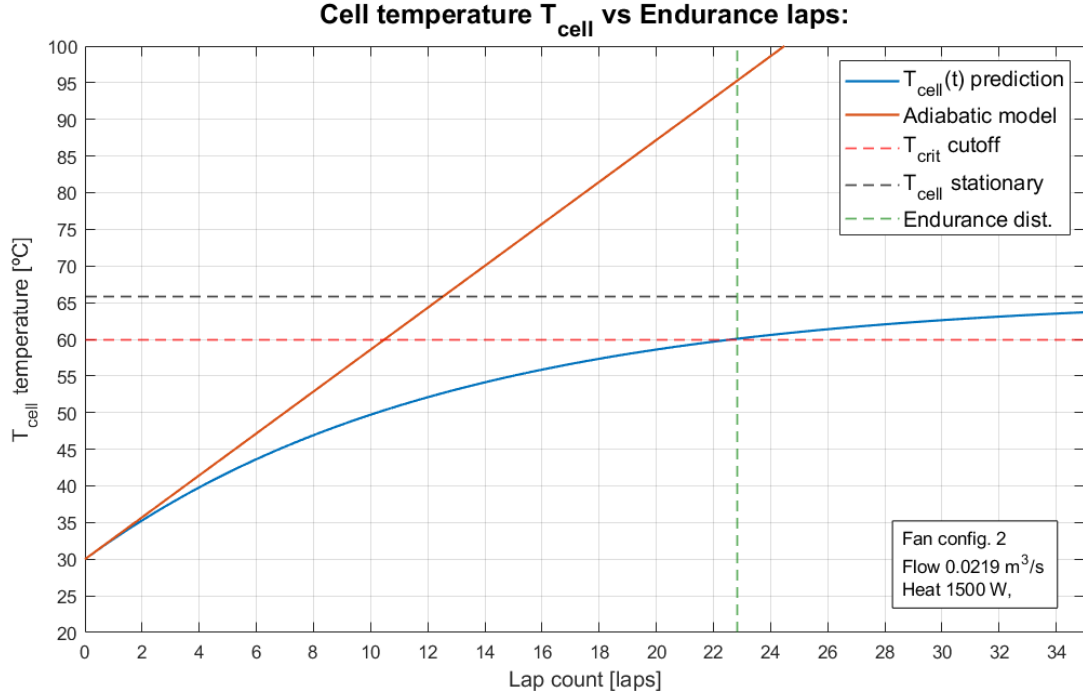


Figura 0.4: Thermal prediction for the IFS-05 battery pack in the *Endurance* event.

The amount of heat generated by each of the sources in the car is stimated. This apro- ximation is used on both of the developed analitical models to dimension the cooling systems of the motor-inverter and the battery. An specific fan configuration and radiator model are selected and mounted on the IFS-05 car of the team (2022-23 season).

The results obtained through the analytical models are still to be compared with empirical data of the real systems. However, the fact that the car completed the *Endurance* event, during this year's competitions, is proof that the presented work is valid.

# Índice

|                                                       |           |
|-------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1. Introducción</b>                                | <b>5</b>  |
| 1.1. Competición de Formula Student's                 | 5         |
| 1.2. Equipo ISC FS Racing Team                        | 5         |
| 1.3. Motivaciones y objetivos                         | 6         |
| 1.4. Alineación con los ODS                           | 7         |
| <b>2. Estado del arte</b>                             | <b>8</b>  |
| 2.1. Proceso de transmisión de calor                  | 8         |
| 2.2. Comportamiento hidráulico                        | 9         |
| 2.3. Calor por pérdidas eléctricas                    | 10        |
| <b>3. Refrigeración del motor-inversor:</b>           | <b>11</b> |
| 3.1. Metodología                                      | 13        |
| 3.2. Predicción del calor                             | 15        |
| 3.2.1. Caracterización de las fuentes de calor        | 15        |
| 3.2.2. Aproximación del calor                         | 16        |
| 3.3. Hipótesis generales de diseño                    | 18        |
| 3.4. Modelo analítico                                 | 19        |
| 3.4.1. Tramo del agua:                                | 20        |
| 3.4.2. Tramo del aire:                                | 22        |
| 3.4.3. Tramo del entre-hierro:                        | 27        |
| 3.4.4. Cálculos de intercambiador de calor:           | 28        |
| 3.4.5. Convergencia del modelo analítico              | 30        |
| 3.5. Resultados y predicción térmica del sistema      | 31        |
| 3.5.1. Estudios de sensibilidad                       | 33        |
| 3.6. Mejoras futuras, calibración por método numérico | 35        |
| 3.6.1. Simplificación de la geometría                 | 35        |
| 3.6.2. Resultados y estado actual                     | 36        |
| <b>4. Refrigeración del acumulador:</b>               | <b>38</b> |
| 4.1. Metodología                                      | 40        |
| 4.2. Calor a disipar, modelo de pérdidas              | 41        |
| 4.3. Predicción de demanda                            | 43        |
| 4.4. Modelo de convección forzada                     | 47        |
| 4.4.1. Pérdida de carga:                              | 50        |
| 4.4.2. Coeficiente de convección:                     | 52        |
| 4.4.3. Cálculos térmicos:                             | 53        |
| 4.5. Resultados y comparación de alternativas         | 56        |

## Índice de figuras

|       |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |    |
|-------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.1.  | Monoplaza y miembros del equipo que asistieron a FSSpain [2]. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 6  |
| 2.1.  | Forma de la capa límite hidrodinámica $\delta_d$ para un flujo que pasa de laminar a turbulento [6]. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                           | 9  |
| 3.1.  | Motor síncrono EMRAX 228 [8] e inversor BAMBOCAR B3 [9] del IFS-05.                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    | 11 |
| 3.2.  | Flujo de agua en el sistema de refrigeración líquida. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | 12 |
| 3.3.  | Curva de <i>de-rating</i> del inversor según la temperatura del líquido refrigerante [9]. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                                      | 13 |
| 3.4.  | Valoración de cada tipo de modelo [0, 10] y del uso conjunto de ambos. Media ponderada [0, 1] según importancia de criterios considerados. . . . .                                                                                                                                                                                                                                     | 14 |
| 3.5.  | (a) Caudalímetro comercial de sección variable o en línea ( <i>in-line</i> ). Exigido montaje en posición vertical. Dos unidades adquiridas por el ISC a través de Amazon.es [11]. (b) Encapsulado sensor digital Dallas DS18B20 (TO-92), montado y sellado con resina epoxi en la apertura lateral. Optimizado en parámetros de impresión para asegurar estanqueidad una vez montado. | 16 |
| 3.6.  | Evolución temporal de las temperaturas durante el ensayo de rotor bloqueado.                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | 16 |
| 3.7.  | Esquema de la estructura del modelo analítico. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 | 19 |
| 3.8.  | (a) Conductos de agua desde el exterior, en dirección diagonal a lo largo del radiador. (b) Sección de los conductos de agua. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                  | 21 |
| 3.9.  | Vista frontal del radiador (caudal de aire perpendicular a la imagen). CAD proporcionado por el fabricante [14]. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                               | 22 |
| 3.10. | Diferencia entre el flujo real y las interpretaciones realizadas, según se considere o no la triple altura de los conductos de agua. . . . .                                                                                                                                                                                                                                           | 23 |
| 3.11. | Parámetros principales del <i>flujo externo sobre placa plana</i> [6]. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 24 |
| 3.12. | Esquemático sobre la forma de los conductos interpretados en la <i>alternativa R</i> y <i>alternativa T</i> . . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                  | 27 |
| 3.13. | Diferencias entre la interpretación de placas planas (rojo-naranja), conductos rectangulares (azul) y conductos triangulares (verde). Radiador arbitrario                                                                                                                                                                                                                              | 29 |
| 3.14. | Convergencia de $T_{wat in}$ según el paso iterativo. Hipótesis inicial de temperatura: $T_{wat out} = [30 : 1 : 50] ^\circ C$ . . . . .                                                                                                                                                                                                                                               | 30 |
| 3.15. | Predicción térmica del radiador empleado en el diseño final sin factor de seguridad. Se muestra el calor del motor y del inversor. . . . .                                                                                                                                                                                                                                             | 32 |
| 3.16. | Montaje final del radiador seleccionado en el IFS-05. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | 33 |
| 3.17. | Temperaturas de establecimiento según temperatura ambiental y caudal de aire. Radiador del inversor. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                           | 34 |
| 3.18. | Temperatura de establecimiento frente parámetros de diseño $L_{air}$ y $q_{wat}$ . . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                                             | 34 |
| 3.19. | CAD proporcionado por el fabricante [14]. Se colorean de azul los elementos eliminados para simplificar la geometría. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                          | 35 |
| 3.20. | Modelado problemático de las aletas y corrección. . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | 36 |
| 3.21. | (a) Estela térmica del aire para la primera simulación reducida. Radiador con colectores y menos conductos. (b) Mallado del material del radiador para la segunda simulación reducida. Radiador sin colectores pero misma matriz de intercambio que el radiador completo. . . . .                                                                                                      | 37 |
| 4.1.  | Celda cilíndrica VTC6 de la marca SONY [18]. Formato cilíndrico normalizado 18650 y polo positivo plano. Dimensiones: $\varnothing 18,3 \times 60mm$ . . . . .                                                                                                                                                                                                                         | 38 |

|       |                                                                                                                                                                                                                                                                                  |    |
|-------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.2.  | Render del diseño del TSAC para el IFS-05. En el diseño final de la refrigeración, se practica el escape del flujo de aire en el panel vertical (panel con el conector naranja). La admisión y los ventiladores se montan en la cara opuesta alejada (cúpula del TSAC) . . . . . | 39 |
| 4.3.  | Calculadora del calor generado en la batería, Dpt. Baterías de ISC. . . . .                                                                                                                                                                                                      | 42 |
| 4.4.  | Potencia instantánea entregada por el motor del ISF-05 en el circuío de <i>Endurance</i> de Austria 2012 (963.81m), salida del <i>OptimumLap</i> . . . . .                                                                                                                       | 43 |
| 4.5.  | Resultados numéricos de la simulación en <i>OptimumLap</i> , resaltadas las columnas de tiempo $t$ , distancia $d$ y potencia entregada por el motor $P_{motor}$ . . . . .                                                                                                       | 44 |
| 4.6.  | Montaje mecánico de prueba antes del pegado de la estructura. <i>Holders</i> rojos y negros con celdas rojas en las posiciones perimetrales. . . . .                                                                                                                             | 47 |
| 4.7.  | Módulos mecánicamente terminados y celdas soldadas, con cableado de baja provisional. Montados sobre el "suelo" del acumulador, al que van atornillados. Se aprecian los BMS (pcbs azules) y los <i>Amphenols</i> de salida de cada módulo . . . . .                             | 48 |
| 4.8.  | Parámetros de caracterización del <i>flujo a través de un banco de tubos alineados</i> . Donde $S_L$ y $S_T$ son los pasos longitudinal y transversal y $D$ el diámetro del cilindro ( $D = D_{cell}$ ). . . . .                                                                 | 48 |
| 4.9.  | Admisión forzada (a) y salida (b) del caudal de aire según el diseño final ejecutado. En ambos casos se emplean marcos de ABS impreso en 3D, sujetos al TSAC con adhesivo estructural ignífugo UL94 v0 (según normativa de la competición). . . . .                              | 49 |
| 4.10. | Curva $P-Q$ de los ventiladores (PWM) empleados en el montaje final. Proporcionado por el fabricante [24]. . . . .                                                                                                                                                               | 50 |
| 4.11. | Predicción térmica sin limitación de potencia ( $Q_{gen} = \overline{Q_{gen}} = 3186,8 [W]$ ). La refrigeración permite una vuelta más antes de saltar las protecciones térmicas de la batería. Esta prueba dinámica de <i>Endurance</i> no se completaría. . . . .              | 56 |
| 4.12. | Temperatura adiabática y esperada, ventiladores finales con limitación de potencia ( $Q_{gen} = 1500 [W]$ ). La refrigeración permite obtener aproximadamente 12 <i>vuelatas</i> adicionales y terminar la prueba de <i>Endurance</i> . . . . .                                  | 57 |
| 4.13. | Resultados simulaciones numéricas sobre los perfiles de los conductos de agua. Para las <i>alternativas P.a</i> y <i>P.b</i> . . . . .                                                                                                                                           | 79 |
| 4.14. | Configuración detallada del IFS-05 en el simulador de tiempo por vuelta y curva de par-motor continua. . . . .                                                                                                                                                                   | 80 |

## Índice de cuadros

|      |                                                                                                                                                                                           |    |
|------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.1. | Dimensiones características del radiador empleado en el diseño final. . . . .                                                                                                             | 31 |
| 4.1. | Características principales de la batería del IFS-05 en la presente temporada.                                                                                                            | 38 |
| 4.2. | Calor generado en el interior del acumulador, según circuito y prueba. . . .                                                                                                              | 46 |
| 4.3. | Tabla de decisión, tipo de modelo para el intercambio de calor en el acumulador. . . . .                                                                                                  | 47 |
| 4.4. | Valores de Grimison $C_1$ y $m$ en función de la relación de paso transversal y longitudinal con el diámetro. Tanto para tubos alineados como encajados ( <i>stagered</i> ) [26]. . . . . | 52 |

# 1. Introducción

El presente trabajo se desarrolla desde el entorno del Departamento de Refrigeración del ISC FS Racing Team, equipo de Formula Student's de ICAI. Se centra en el desarrollo de las herramientas de dimensionado y el diseño de los sistemas de refrigeración para el actual monoplaza del equipo.

## 1.1. Competición de Formula Student's

Formula Student's consiste en una competición de ingeniería a nivel internacional. Equipos de diferentes universidades del mundo diseñan y fabrican un monoplaza de carreras estilo *fórmula* [1]. El espíritu de la competición es dar a los estudiantes la oportunidad de involucrarse en un proyecto real, en el que se han de solucionar problemas técnicos y administrativos con recursos limitados. El principal beneficio que se obtiene es el aprendizaje a través de la experiencia.

La competición se organiza para varios países y dura aproximadamente una semana en cada país. Además de comprobar que el coche cumple con la normativa vigente, los equipos obtienen puntos en función de dos tipos de pruebas.

- Pruebas estáticas: El equipo es evaluado según sus capacidades técnicas y administrativas. Consiste en las pruebas de *Business plan*, *Cost & Manufacturing* y *Engineering Design*. Los jueces de cada una de estas pruebas son ingenieros especializados en las correspondientes ramas.
- Pruebas dinámicas: Miden el rendimiento en pista del monoplaza. Consisten en los eventos de *Skid-Pad*, *Acceleration*, *Autocross* y *Endurance*.

El trabajo presentado en este documento se centra en mejorar el rendimiento del vehículo en pista (pruebas dinámicas), aunque un proceso de diseño correcto facilita las pruebas estáticas. De las cuatro pruebas dinámicas, la de mayor importancia para el trabajo realizado es la prueba de *Endurance* o resistencia. Esta prueba se desarrolla en un circuito creado por cada competición y en el que se realiza una carrera de 22km de longitud. Además de necesitar un rendimiento elevado para obtener puntos, la prueba exige un elevado grado de fiabilidad en el diseño y fabricación del coche.

## 1.2. Equipo ISC FS Racing Team

Fundado en el año 2017, desarrolla durante la presente temporada 2022-23 su quinto monoplaza eléctrico. Involucra en su mayoría estudiantes de ingeniería industrial y de telecomunicaciones de ICAI.

El ISC participa únicamente en la categoría eléctrica. El coche actual tiene un chasis tubular de acero y es de tracción trasera y un único motor. Emplea una batería de celdas cilíndricas de 400V, desarrollada por el equipo. Respecto a los sistemas de refrigeración, se emplean dos circuitos de refrigeración líquida para enfriar el motor y el inversor de forma independiente. Las baterías, en cambio, se refrigeran por aire.

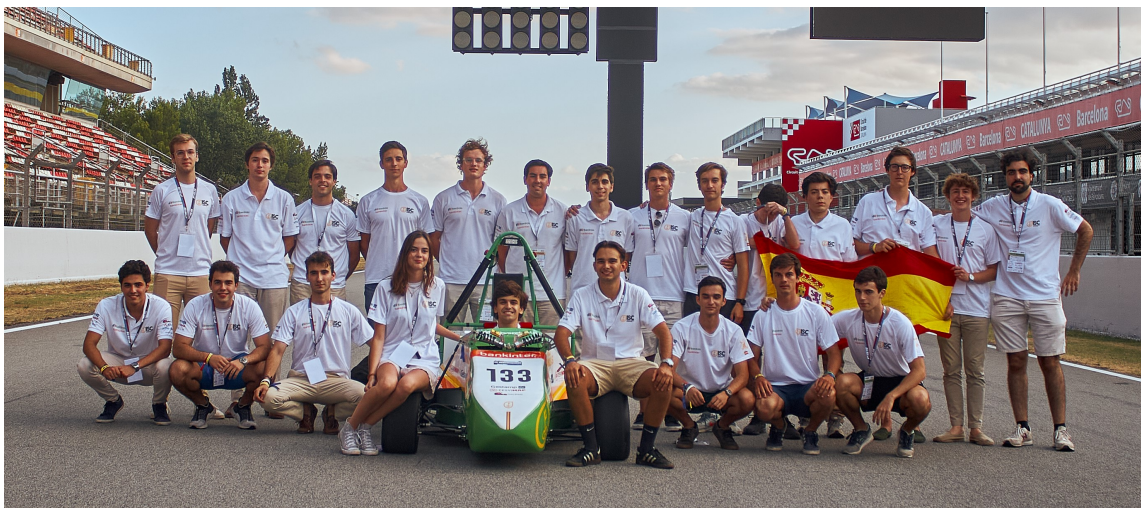


Figura 1.1: Monoplaza y miembros del equipo que asistieron a FSSpain [2].

En la competición de España *FSS*, en el circuito de Barcelona de Montmeló, el equipo ha logrado terminar por primera vez en su historia todas las pruebas dinámicas. Además del éxito que esto supone para el equipo, ofrece una prueba cualitativa irrefutable de que los diseños planteados en este Trabajo de Fin de Grado son correctos.

### 1.3. Motivaciones y objetivos

Las motivaciones para llevar a cabo este Trabajo de Fin de Grado están fundadas en las necesidades actuales del equipo. Se busca tanto aumentar el conocimiento técnico del equipo en su conjunto, llevando a cabo un trabajo de investigación, como realizar parte del trabajo técnico necesario, como es dimensionar los sistemas de refrigeración. Es por esto, que las propuestas planteadas se han de ajustar a las capacidades actuales de ejecución del equipo.

Se pretende también que el documento presentado recoja y unifique el conocimiento del equipo sobre los sistemas de refrigeración. Tanto para facilitar el relevo generacional entre sucesivos miembros del ISC como para servir de base en el desarrollo de futuras iteraciones. Se realiza un esfuerzo en explicar los procesos de cálculos en su totalidad.

A efectos del Trabajo de Fin de Grado, se buscan **tres objetivos principales**:

- Desarrollar un modelo analítico que permita predecir el comportamiento de un radiador según su geometría y condiciones de contorno.
- Desarrollar un modelo analítico para estimar el comportamiento térmico de la batería según los ventiladores empelados para mover aire por su interior.
- Dimensionar los sistemas de refrigeración del motor-inversor y de las baterías empleando las dos herramientas desarrolladas. Consiste en definir que radiadores y que ventiladores son necesarios.

El trabajo que se expone en este documento se divide en dos principales bloques: Uno asociado a la refrigeración del motor e inversor y otro dedicado a la refrigeración de las baterías. Para cada uno se comenta la metodología, el proceso y los resultados obtenidos.

## 1.4. Alineación con los ODS

El trabajo realizado se alinea con los siguientes Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) de la Agenda 2030 aprobada por la ONU [3]:

- **Industria, innovación e infraestructura (ODS 9):** Investigar sobre sistemas de refrigeración básicos y comprender su funcionamiento permite sentar las bases para diseños más complejos. Las herramientas creadas ofrecen una solución para un problema real.
- **Ciudades y comunidades sostenibles (ODS 11):** Optimizar los sistemas de refrigeración de vehículos eléctricos los hace más eficientes. Se reduce la cantidad de energía necesaria para que circulen y la contaminación asociada a la creación de esta energía.

## 2. Estado del arte

El punto de diseño de partida se caracteriza por la **ausencia de datos empíricos**. Tanto para el sistema de refrigeración de las baterías, como para el motor e inversor, se desconocen datos críticos como el calor a disipar. Aunque el coche haya empleado sistemas de refrigeración en ediciones anteriores, estos estaban dimensionados “a ojo”. Por tanto, se plantea un diseño desde cero para ambos motor-inversor y baterías.

Existen estudios que analizan el comportamiento de radiadores pero se centran en un modelo en concreto. Su extrapolación a modelos diferentes de intercambiador es poco fiable. En cuanto a herramientas de dimensionado disponibles, no se conoce ninguna que permita evaluar el rendimiento de radiadores según su geometría.

### 2.1. Proceso de transmisión de calor

Dados dos cuerpos a diferentes temperaturas, la potencia calorífica siempre fluye desde el más caliente hacia el más frío. El proceso de transmisión de calor se puede dar por al menos, uno de los siguientes métodos: conducción, convección o radiación.

La **conducción** es el principio básico de transmisión de calor. Se basa en el flujo de calor mediante el contacto físico entre dos cuerpos a diferentes temperaturas. La propiedad de los materiales que determina su facilidad para conducir calor (conducción) es la conductividad térmica, habitualmente denotada con  $k$ . El fenómeno se rige según la Ley de Fourier de conducción:

$$\vec{q} = -k\nabla T \quad [W] \quad (1)$$

Donde  $\vec{q}$  es el vector flujo de potencia calorífica,  $k$  la conductividad térmica del material y  $\nabla T$  el gradiente de temperaturas en el volumen del material. Para la aplicación considerada, se reduce la Ley de Fourier a una expresión unidimensional.

Por otro lado, la transmisión de calor por **convección** involucra un líquido en movimiento. Este movimiento puede ser inducido según el principio de Arquímedes (empuje por diferencia de densidades) en cuyo caso se denomina convección natural. Si el movimiento del fluido se debe a cualquier otra causa, se denomina convección forzada. La expresión que rige la mayoría de intercambios de calor por convección es:

$$\dot{q} = hA\Delta T \quad [W] \quad (2)$$

Donde  $\dot{q}$  es el flujo de calor unidimensional,  $h$  el coeficiente de convección,  $A$  la superficie de intercambio y  $\Delta T$  la diferencia de temperatura entre ambos volúmenes.

El coeficiente de convección  $h$  es el término más complicado de obtener. Condensa la información sobre la conducción de calor al fluido y el efecto de la agitación que experimenta. Depende en gran medida de las propiedades de las sustancias involucradas y el comportamiento hidrodinámico del fluido.

En cuanto a la radiación térmica, cabe destacar que ocurre sin necesidad de contacto físico. En la aplicación considerada, el calor que se transfiere por este método es despreciable frente a los dos anteriores por lo que no se considera.

## 2.2. Comportamiento hidráulico

La manera en la que un líquido se mueve o fluye influencia en gran medida la cantidad de calor que es capaz de evacuar.

El número de Reynolds,  $Re$ , es el número adimensional que compara las fuerzas inerciales frente a las fuerzas viscosas [4]. El tipo de régimen hidrodinámico viene marcado por el valor que tome este número de Reynolds. Si es menor al valor crítico, el flujo se denomina como laminar, y si es mayor, turbulento.

Aunque no se entra en detalle, en diferentes puntos del documento se hace referencia a las capas límites del fluido. Para el caso en el que fluido interacciona con un cuerpo, la capa límite puede ser tanto térmica ( $\delta_T$ ) como hidrodinámica ( $\delta_d$ ) [5]. Se definen como la distancia entre el cuerpo de referencia y el punto en el que la propiedad considerada (temperatura o velocidad) tiene un valor igual al 99 % del caudal libre. En otras palabras, mide la perturbación del caudal por la presencia de un cuerpo sumergido. La siguiente expresión modela la altura de la capa límite dinámica para un régimen laminar.

$$\delta_{d,lam} = \frac{2x}{\sqrt{\frac{\rho u_{\infty} x}{\mu}}} \quad [m] \quad (3)$$

Donde  $x$  es la distancia en el sentido del caudal,  $\rho$  y  $\mu$  la densidad y viscosidad del fluido y  $u_{\infty}$  la velocidad del fluido en el caudal libre.

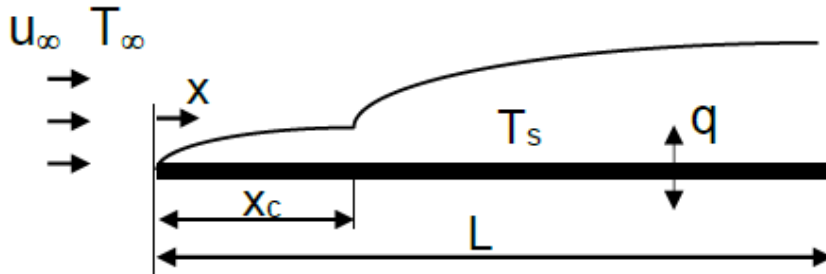


Figura 2.1: Forma de la capa límite hidrodinámica  $\delta_d$  para un flujo que pasa de laminar a turbulento [6].

En el caso de conductos cerrados, que presentan dos caras enfrentadas, las capas límite determina la longitud de establecimiento  $L_{est}$ . Representa la longitud que tarda el fluido en desarrollar un frente hidrodinámico completamente formado. Esto ocurre cuando las capas límites que crecen desde caras enfrentadas interseccionan entre si. La siguiente expresión, por ejemplo, determina la longitud de establecimiento de un caudal en régimen turbulento [5]:

$$\frac{L_{d,turb}}{D_h} \approx 3,8 Re_{D_h}^{1/6} \quad [\emptyset] \quad (4)$$

Donde la expresión determina la relación entre distancia de establecimiento  $L_{d,turb}$  y el diámetro hidráulico equivalente  $D_h$  con el valor del número de Reynolds  $Re_{D_h}$ .

### 2.3. Calor por pérdidas eléctricas

Dado que la mayor parte del calor generado en el vehículo del ISC es de origen eléctrico, cabe mencionar la Ley de Joule. Consiste en una generación de calor por parte de todo elemento conductor por el que circule corriente eléctrica. La energía disipada por este método es energía efectiva que no se emplea en los aparatos eléctricos. Su expresión es de la siguiente forma:

$$P = \iiint_V \vec{J} \cdot \vec{E} dV = U \cdot I = I^2 \cdot R \quad [W] \quad (5)$$

Donde  $\vec{J}$  es el vector de corriente y  $\vec{E}$  el vector de campo.  $U$ ,  $I$  y  $R$  son la tensión, corriente y resistencia unidimensionales.

Para las aplicaciones que conciernen este trabajo, se emplea la parte unidimensional de la derecha de la expresión.

### 3. Refrigeración del motor-inversor:

El motor e inversor se encargan de transformar la energía eléctrica almacenada en la batería del vehículo. Mientras que el inversor realiza la conversión de tensión continua a tensión trifásica, incluyendo un control electrónico, el motor convierte la energía en potencia y movimiento mecánico de rotación.

El **motor** empleado en el equipo ha sido heredado de anteriores ediciones del vehículo. Consiste en un EMRAX 228, motor síncrono trifásico de imanes permanentes [7]. El campo magnético del rotor se crea mediante imanes permanentes, en lugar de por un bobinado. Esto permite simplificar el empaquetamiento aunque tiene el inconveniente de que a elevadas temperaturas los imanes se pueden desmagnetizar e inutilizar el motor. El motor es además de flujo axial, pues el campo magnético se orienta paralelo al eje del motor, y es de tipo *out-runner*. Esto último significa que el rotor es externo, envuelve al estator y conforma una carcasa móvil para el motor. La Figura 3.1a y 3.1b muestran el motor por su cara frontal y trasera.



Figura 3.1: Motor síncrono EMRAX 228 [8] e inversor BAMBOCAR B3 [9] del IFS-05.

Aunque el motor disipa energía por las pérdidas mecánicas que presenta (rozamiento), la principal fuente de calor es el bobinado del estator. Según la Ley de Joule, este bobinado genera calor debido a su resistencia interna  $R_{winding}$  y de forma proporcional al cuadrado de la corriente que circula. En motores síncronos, la corriente demandada por el motor es proporcional al par desarrollado [10]. Se espera que se genere más calor en el entorno de bajas revoluciones donde la demanda de par es mayor.

El modelo de **inversor** empleado por el equipo es el BAMBOCAR B3, de la marca Tek-Tronic (Figura 3.1c). El principio de funcionamiento del inversor es la conmutación de los IGBTs, un tipo de transistores empleados como interruptores. Mediante la conmutación a altas frecuencias de estos IGBTs, el inversor es capaz de generar una tensión trifásica senoidal a partir de la tensión constante de la batería. La tensión generada se modula mediante un control PWM (*Pulse Width Modulation*) que permite controlar el par desarrollado por el motor.

Los IGBTs son al mismo tiempo la principal fuente de calor en el inversor [10]. Se espera una mayor potencia disipada en un régimen elevado de revoluciones, donde la frecuencia de conmutación de los transistores es mayor.

Tanto el inversor como el motor están preparados para emplearse con un **sistema de refrigeración líquida**. El motor presenta dos tomas de agua para refrigerar el estator. Se pueden ver los orificios de estas tomas en la Figura 3.1b. En cambio, el inversor emplea una placa fría o *cold-plate* de aluminio. Consiste en una placa por la que se circula líquido refrigerante y que se encuentra adherida a la cara inferior de la carcasa del inversor. Retira calor del inversor por conducción térmica.

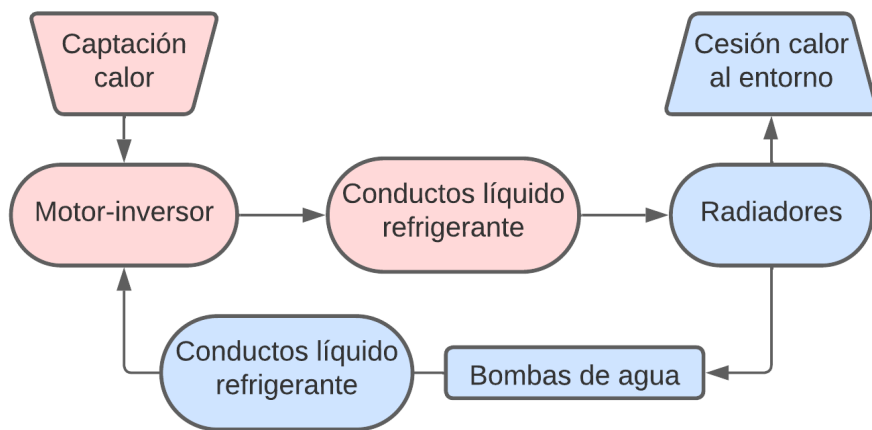


Figura 3.2: Flujo de agua en el sistema de refrigeración líquida.

En el caso del diseño final empleado en el IFS-05, se emplea un circuito de refrigeración independiente para uno de los aparatos (motor-inversor). Mediante tubos o conductos de refrigeración, cada fuente de calor se conecta a un intercambiador de calor. Estos se denominan coloquialmente como radiadores y permiten ceder el calor captado por el agua al aire del entorno. Se emplean bombas para circular el líquido refrigerante por el camino mostrado en la Figura 3.2. Según la normativa, este líquido refrigerante debe de ser exclusivamente agua destilada [1].

Es importante notar que el conocimiento del equipo sobre el motor e inversor es limitado. Se desconoce la cantidad de calor que generan y la relación entre este calor y la potencia entregada por el vehículo. El primer dato es necesario para determinar qué radiador se debe emplear en el sistema. Por otro lado, la relación entre ambas potencias permite saber si es posible reducir las temperaturas de los aparatos demandando menos potencia al coche. Se parte de la necesidad de dimensionar los radiadores para un calor desconocido y sin posibilidad de error, pues no se conocen maneras alternativas de paliar las limitaciones térmicas.

### 3.1. Metodología

El diseño de la refrigeración busca evitar que se superen las temperaturas críticas de cada uno de los aparatos. Cabe mencionar, que el inversor incorpora por software una curva de regulación térmica (*de-rating* o *thermal throttling*) [9], mostrada en la Figura 3.3. Según esta curva, el inversor reduce la entrega de potencia a medida que aumenta su temperatura. Aunque teóricamente se podría operar el inversor hasta la temperatura máxima de la gráfica ( $70^{\circ}\text{C}$ ), se toma como **temperatura crítica del inversor** la recomendada por el fabricante:  $T_{crit}^{inv} = 65^{\circ}\text{C}$  [9]. Esta temperatura está referida a la temperatura de entrada del radiador. Para el motor, aunque el bobinado se puede calentar hasta  $120^{\circ}\text{C}$  [7], el fabricante recomienda una entrada (salida del radiador) de líquido refrigerante a  $50^{\circ}\text{C}$  [7]. Se toma como la **temperatura crítica del motor**  $T_{crit}^{mot} = 50^{\circ}\text{C}$ .

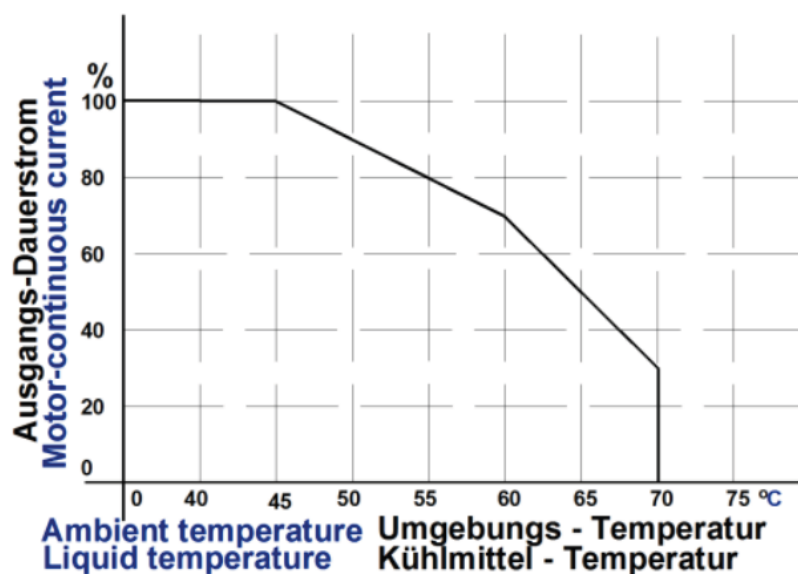


Figura 3.3: Curva de *de-rating* del inversor según la temperatura del líquido refrigerante [9].

Por la importancia de refrigerar el motor y el inversor, se realiza una gran inversión de recursos de tiempo y trabajo en predecir el comportamiento de los radiadores. Conocido el calor que se genera en las fuentes de calor y las condiciones de contorno en las que opera el radiador, este comportamiento se evalúa según las temperaturas que alcanza el líquido refrigerante. Se puede predecir mediante un modelo analítico, que emplea expresiones matemáticas para replicar el funcionamiento del intercambiador. La otra opción es emplear una simulación numérica, que permite modelar el radiador en un entorno virtual. Ambas alternativas se comparan en función de los siguientes criterios:

- Velocidad de cálculo.
- Velocidad configuración: Tiempo comprobar radiador diferente.
- Estudio sensibilidad: Ver la influencia de variables en el resultado.
- Precisión: Probabilidad resultado sea representativo.
- Robustez: Sensibilidad a estigmas de interpretación (error humano).
- Generalidad: Validez diferentes radiadores.
- Esclarecedor mecanismos internos: Información adicional proporcionada.

Cada tipo de modelo se valora del  $[0, 10]$  según estos criterios. Se recogen estas valoraciones en la siguiente Tabla 3.4, donde además se incluyen valores mínimos para algunas de estas cualidades. Estos niveles mínimos se imponen para que el diseño de la refrigeración tenga la fiabilidad deseada.

| Tipo de modelo<br>(software) | Criterios evaluación, tipo modelado radiadores |                            |                              |           |          |             |                                        | Outcome |
|------------------------------|------------------------------------------------|----------------------------|------------------------------|-----------|----------|-------------|----------------------------------------|---------|
|                              | Velocidad<br>cálculo                           | Velocidad<br>configuración | Estudio de<br>sensibilidades | Precisión | Robustez | Generalidad | Esclarecedor<br>mecanismos<br>internos |         |
|                              | Ponderación                                    | 0.05                       | 0.15                         | 0.1       | 0.25     | 0.2         | 0.2                                    | 0.05    |
|                              |                                                |                            |                              |           |          |             |                                        |         |
| Analítico<br>(MatLab)        | 9                                              | 9                          | 7.5                          | 4         | 5.5      | 6           | 4                                      | 1       |
| Númérico<br>(Ansys Fluent)   | 7                                              | 4                          | 3                            | 8.5       | 8.5      | 8           | 8.5                                    | 6.05    |
| Uso conjunto<br>(media)      | 8                                              | 6.5                        | 5.25                         | 6.25      | 7        | 7           | 6.25                                   | 7.1     |
| Requisitos mínimos           | -                                              | 5                          | 5                            | 6         | 7        | 7           | -                                      | 6.575   |

Figura 3.4: Valoración de cada tipo de modelo  $[0, 10]$  y del uso conjunto de ambos. Media ponderada  $[0, 1]$  según importancia de criterios considerados.

De forma individual, los dos modelos tienen una nota final similar, mostrada en la columna *Outcome* de la tabla. Puede comprobarse también, como se hace necesario el uso conjunto de ambos tipos de modelo para asegurar el valor mínimo en los campos críticos. Se opta por emplear como herramienta de diseño un modelo analítico que se pretende calibrar, según la disponibilidad de tiempo, con una simulación numérica. Teniendo esto en cuenta, se definen los pasos a seguir.

1. Elaborar un modelo analítico: Se plantea como una herramienta de cálculo rápida para dimensionar radiadores. Aunque se pretende que sea válida para varios tipos de intercambiador, se basa en el radiador a emplear en el diseño final.
2. Simulación numérica (según disponibilidad de tiempo): Cálculo por métodos de elementos finitos para calibrar el modelo analítico.
3. Comparación de alternativas de radiadores: Para descartar modelos y seleccionar un radiador a emplear en el sistema de refrigeración del coche.
4. Predicción de rendimiento: Se analiza en detalle que comportamiento se estima que va a ofrecer el radiador.

## 3.2. Predicción del calor

Durante la presente temporada, el principal problema para dimensionar los radiadores es que **se desconoce el dato de calor a disipar**. Por razones que no se comentan, el equipo no ha sido capaz de medir este dato aún siendo relativamente fácil de obtener mediante un ensayo empírico. De cara al diseño de la refrigeración, supone tener que **estimar** este dato de partida y trabajar con la incertidumbre de la aproximación durante todo el proceso.

Primeramente se comenta como es posible obtener este dato de calor. En segundo lugar se explica como se aproxima, con tal de dimensionar los sistemas de refrigeración.

### 3.2.1. Caracterización de las fuentes de calor

El ensayo empírico que permite caracterizar las fuentes de calor consiste en lo siguiente:

1. Se calienta el sistema poniendo el coche en pista y demandando al motor e inversor el mismo rendimiento que en la competición. Se genera por tanto el mismo calor.
2. Se realiza una lectura del caudal de agua y las temperaturas en el líquido refrigerante antes y después de los aparatos. Mientras que para el caudal es indiferente, las temperaturas han de medirse una vez alcanzado el régimen térmico permanente.

La potencia disipada por las fuentes se determina según el salto térmico que producen en líquido refrigerante (agua destilada por normativa [1]):

$$Q_{gen}^* = \rho_{wat} \cdot cp_{wat} \cdot q_{wat} \cdot \Delta T_{wat} = (\rho \cdot cp \cdot q)_{wat} \cdot (T_{wat|out} - T_{wat|in}) \quad [W] \quad (6)$$

Donde  $Q_{gen}^*$  es el calor generado,  $q_{wat}$  el caudal de agua y  $\rho_{wat}$  y  $cp_{wat}$  la densidad y el calor específico del agua. La marca \* hace referencia a que el calor obtenido por este método no es el neto generado por las fuentes, si no el calor captado por la refrigeración. Aunque  $Q_{gen}^*$  es el dato necesario para dimensionar los radiador, conviene tener en cuenta que el calor que se genera en en realidad mayor. Parte de esta potencia calorífica se emplea en calentar los mismos aparatos y otra parte se disipa por medios alternativos al entorno.

$$Q_{gen} = Q_{gen}^* + Q_{aparato} + Q_{otros} \quad [W] \quad (7)$$

Para el resto del documento, no se realiza esta distinción. Ambos calores se designan como  $Q_{gen}$  de forma indiferente.

Para el ensayo de caracterización, según el numero de sensores disponible podrá obtenerse el calor generado de forma individual por cada fuente (4 sensores) o el calor generado de forma conjunta (2 sensores). Se plantea emplear sensores digitales Dallas DS18B20, menos susceptibles al ruido electromagnético que la alternativa analógica, y un encapsulado de impresión 3D en PLA. Para medir el flujo de agua se propone un caudalímetro de sección variable o en línea, por la sencillez de operación y montaje. Ambos se muestran en la Figura 3.5 siguiente.

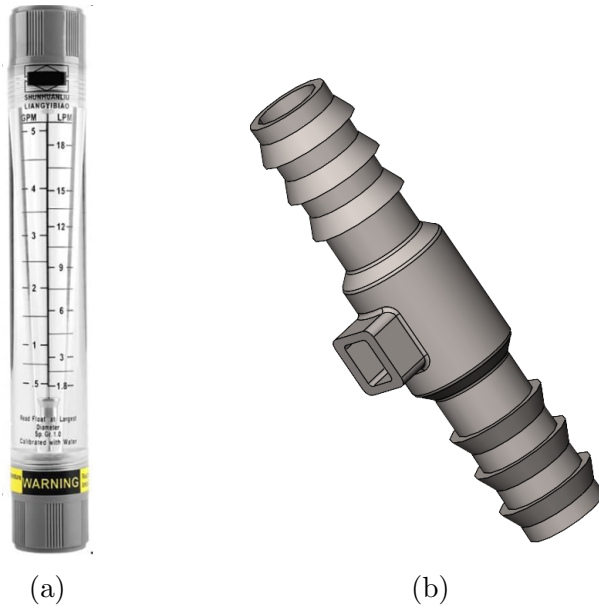


Figura 3.5: (a) Caudalímetro comercial de sección variable o en línea (*in-line*). Exigido montaje en posición vertical. Dos unidades adquiridas por el ISC a través de Amazon.es [11]. (b) Encapsulado sensor digital Dallas DS18B20 (TO-92), montado y sellado con resina epoxi en la apertura lateral. Optimizado en parámetros de impresión para asegurar estanqueidad una vez montado.

### 3.2.2. Aproximación del calor

Como se ha comentado, el calor a disipar es un dato necesario para dimensionar la refrigeración. Aunque se puede obtener de forma teórica, en función de los rendimientos del motor y del inversor, esta forma resulta poco precisa. Se realiza en su lugar un ensayo de rotor bloqueado sobre el conjunto motor-inversor para estimar el dato de forma empírica. Montados en una bancada, se bloquea mecánicamente el movimiento del eje del motor y se impone en el inversor una consigna de par. Cuando el sistema se ha calentado, se realizan las mismas medidas, de caudal y temperatura, comentadas en los párrafos anteriores. El ensayo es conceptualmente el mismo solo que el calor que se genera difiere del que se generaría en pista. La Figura 3.6 muestra las lecturas de los dos sensores de temperatura durante el desarrollo del ensayo. La demanda de corriente continua, por parte del inversor, era la máxima de la red (*Laboratorio de Máquinas Eléctricas de ICAI*) : 110A a una tensión de 220V<sub>cc</sub>.

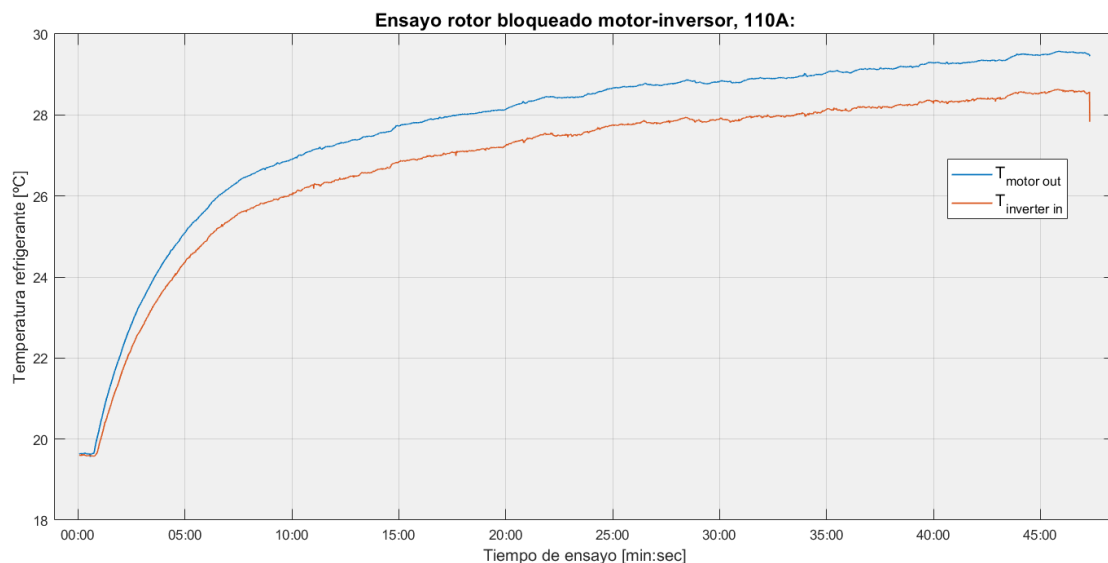


Figura 3.6: Evolución temporal de las temperaturas durante el ensayo de rotor bloqueado.

El caudal de agua que circulaba por el sistema de refrigeración, durante el ensayo de rotor bloqueado ( $RB$ ) era  $q_{wat}^{RB} = 1,81 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3/\text{s]}$ . Según las temperaturas en el régimen térmico, al final de la gráfica de la Figura 3.6, el calor generado durante el ensayo era:

$$Q_{gen}^{RB} = (\rho \cdot cp \cdot q)_{wat}^{RB} \cdot \Delta T_{wat}^{RB} = 799,92 \text{ [W]} \quad (8)$$

Donde se ha empleado la temperatura media entre la entrada y la salida para evaluar las propiedades del agua:  $T_{wat|eval} = 29^\circ\text{C}$ .

Teniendo en cuenta que el motor e inversor generan más calor a bajas y altas revoluciones, respectivamente, es razonable asumir que el calor generado en el ensayo de rotor bloqueado (0 rpm) se generaba en su mayoría en el motor. El dato obtenido es representativo del calor generado en el coche, pero solo para el motor, por lo que:

$$Q_{gen}^{RB} = Q_{gen}^{mot} = 799,92 \text{ [W]} \quad (9)$$

En un escenario de demanda real, el calor esperado por parte del inversor no se ve reflejado en el ensayo de rotor bloqueado realizado. Se emplea la potencia máxima que es capaz de disipar cada aparato ( $MaxLoss$ ), según el peor rendimiento y la máxima entrega del potencia, para realiza la siguiente “regla de tres”. Se emplean valores de operación continua, no valores picos:

$$\text{Según fabricantes[9], [7]: } Q_{MaxLoss}^{mot} = 3360 \text{ ; } Q_{MaxLoss}^{inv} = 2000 \text{ [W]} \quad (10)$$

$$Q_{gen}^{inv} = Q_{gen}^{mot} \cdot \left( \frac{Q_{MaxLoss}^{inv}}{Q_{MaxLoss}^{mot}} \right) = 476,14 \text{ [W]} \quad (11)$$

Para dimensionar la refrigeración, el dato de calor total disipado se obtiene como la suma del generado por el motor y el inversor. Se aplica un coeficiente de seguridad  $n_{seg}$  tal que:

$$Q_{gen} = n_{seg}(Q_{gen}^{mot} + Q_{gen}^{inv}) \text{ [W]} \quad (12)$$

### 3.3. Hipótesis generales de diseño

A la hora de desarrollar el modelo analítico de cálculo, se realizan ciertas aproximaciones sobre algunas condiciones de contorno. Aquellas de carácter general y que afectan al conjunto de los cálculos se citan a continuación:

- Se consideran los conductos de refrigeración como adiabáticos. Esto supone que no disipan calor al entorno y toda la potencia calorífica captada en las fuentes se entrega a los radiadores.
- Aunque los sistemas presentan inercia térmica, se supone que la duración de las pruebas dinámicas es suficiente como para alcanzar el régimen térmico permanente. Por tanto, los cálculos se plantean para el régimen permanente del sistema.
- Las bombas de agua se han seleccionado para proporcionar un caudal  $q_{wat} = 8 [L/min]$ . Aunque este dimensionamiento no se ha corroborado con un ensayo, se supone el caudal de diseño para dimensionar los radiadores.
- Se considera el caudal de aire a través de los radiadores como el que tendrían en un flujo de aire libre. Esto se determina a partir de una estimación de velocidad media del coche y un factor de corrección determinado empíricamente por el equipo:

$$\text{Factor pérdida carga} \equiv B = 0,622 \quad [\emptyset] \quad (13)$$

$$u_{mean}^{car} = 60 [km/h] = 16,667 [m/s] \quad (14)$$

$$u_{air} = B \cdot u_{mean}^{car} = 10,366 [m/s] \quad (15)$$

- Se supone la temperatura del aire ambiental  $T_{air|in} = 30 \text{ }^{\circ}C$  [12]. Coincide con la temperatura media en el Circuito de Cataluña de Montmeló en el mes de agosto (competición de FSS Spain).
- Las propiedades de los fluidos de trabajo se extraen de tablas en función de la temperatura. Aunque se sabe que la relación no es lineal, se emplea una interpolación lineal entre los valores contenidos en estas.

### 3.4. Modelo analítico

La mayor ventaja del modelo analítico es la facilidad para cambiar su configuración. Una vez desarrollado el modelo, permite comprobar y comparar diferentes radiadores con relativa facilidad y en poco tiempo. Resulta especialmente práctico en las primeras etapas del diseño.

A continuación se comentan los aspectos generales del modelo. La estructura de este se muestra en la Figura 3.7.

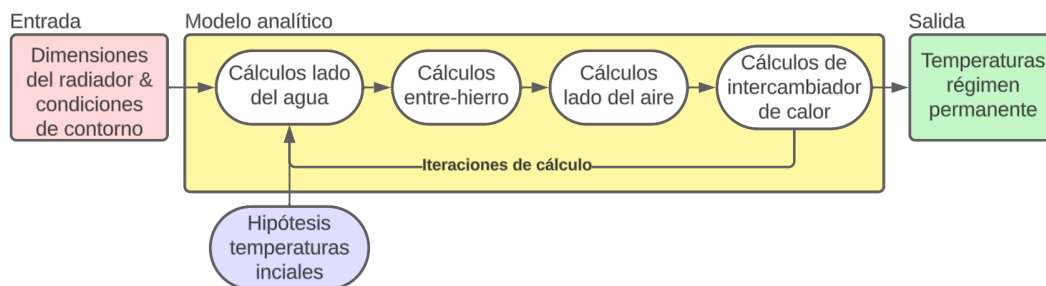


Figura 3.7: Esquema de la estructura del modelo analítico.

Los **datos de entrada** del modelo desarrollado son de dos tipos. En primer lugar, han de definirse las condiciones de contorno del sistema. Esto incluye la estimación del calor a disipar del apartado 3.2. Los valores de las siguientes variables definen el punto de trabajo del intercambiador de calor:

$$\text{C. contorno} \begin{cases} \text{Calor a disipar} \equiv Q_{gen} = 3062,5 \quad [W] \\ \text{Caudal de agua} \equiv q_{wat} = 1,333 \cdot 10^{-4} \quad [m^3/s] \\ \text{Temperatura del aire ambiental} \equiv T_{air|in} = 30 \quad [^{\circ}C] \\ \text{Caudal de aire} \equiv q_{air} = 10,366 \quad [m^3/s] \end{cases}$$

En segundo lugar, es necesario aportar los datos dimensionales del radiador evaluado. Esto son las dimensiones que definen geoméricamente, en sección y longitud, los conductos del aire y agua en el intercambiador. Son también las dimensiones de las aletas y el número de radiadores en paralelo. La lista entera de variables puede comprobarse en el Anexo I, directamente del código de del modelo.

La **salida del modelo** consiste en las temperaturas del líquido refrigerante en el régimen permanente del sistema. Mientras que el calor generado por la fuentes determina la diferencia de temperaturas en el sistema (salto térmico), las temperaturas a las que se da esta diferencia depende del rendimiento de radiador. Un radiador de altas prestaciones producirá temperaturas bajas.

Según los cálculos realizados, el modelo se divide en tres partes: un tramo del agua, un entre-hierro o material del radiador y un tramo del aire. Después se emplean expresiones de intercambiadores de calor para unificar los tres. En cada tramo específico, es posible realizar diferentes interpretaciones de la geometría. Es decir, existen diferentes expresiones transmisión de calor que son aplicables al radiador considerado.

Desde un punto de vista computacional, el modelo planteado destaca por seguir un **proceso iterativo**. Las propiedades de los fluidos, que dependen de la temperatura, hacen

que las expresiones de transmisión de calor también sean función de la temperatura. Sin embargo, esta temperatura a la que se han de evaluar las propiedades son las mismas incógnitas buscadas. El método iterativo parte de una estimación de temperaturas inicial, empleada en la primera iteración. Ejecutando el código varias veces, se repiten los cálculos tomando los datos de salida de la anterior iteración como nuevos datos de partida. El resultado final se alcanza cuando el modelo converge y el valor de salida deja de cambiar con las iteraciones. La convergencia del modelo se comenta en el apartado 3.4.5.

Por último, cabe destacar la capacidad de operar con **variables de tipo vectorial**. Los cálculos que se muestran están programados para admitir hasta dos entradas de tipo vector, en lugar de variables de valor singular. Esto facilita los estudios de sensibilidad y permite visualizar el cambio que producen diferentes valores de entrada en el resultado.

En las secciones correspondientes, se comentan los cálculos relativos a cada tramo del radiador. Algunas de las variables se evalúan para el radiador empleado en el diseño final, con tal de ofrecer un orden de magnitud comparativo.

**Software a emplear:** Las opciones de software para desarrollar el modelo, y las principales ventajas de cada uno, son:

- *LiveScript* de *MatLab*: Herramienta de computación genérica. Debido a su carácter no especializado, permite gran flexibilidad para operar, crear funciones propias y crear representaciones gráficas. No tiene biblioteca de expresiones de transmisión de calor ni propiedades de sustancias.
- *EES* o *Engineering Equation Solver*: Herramienta de computación orientada a la mecánica de fluidos y termodinámica. Incorpora funciones específicas, aunque difícilmente modificables, y tablas de propiedades de sustancias.

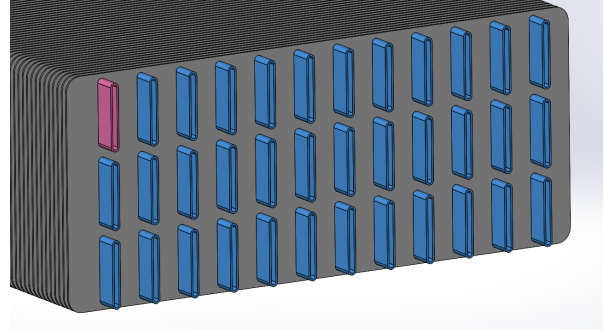
Finalmente, se opta por el entorno de *MatLab*. Además de la flexibilidad de computación que ofrece, es un factor de peso la disponibilidad de licencias para el resto de miembros del ISC. Se considera indispensable el acceso no restringido a la herramienta para que esta sea útil para el equipo.

### 3.4.1. Tramo del agua:

El agua circula a través del radiador por una serie de conductos en paralelo. Se conectan entre sí mediante colectores de distribución a la entrada y a la salida del intercambiador (Figura 3.8a). Aunque la sección real de estos conductos es ovalada, se consideran como rectangulares. El tipo de flujo que se da en el tramo del agua es por tanto un *flujo confinado por conducto rectangular*.

Para este tipo de flujo, las propiedades del fluido se han de evaluar a la temperatura media entre la entrada y la salida [13]. Sean  $T_{wat|in}$  y  $T_{wat|out}$  las temperaturas del agua a la entrada y salida del intercambiador, se determina  $T_{wat|eval}$  como:

$$T_{wat|eval} = \frac{T_{wat|in} + T_{wat|out}}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (16)$$



(a) Radiador Alphacool UT60 240mm [14]

(b) Conductos de agua, CAD del radiador.

Figura 3.8: (a) Conductos de agua desde el exterior, en dirección diagonal a lo largo del radiador. (b) Sección de los conductos de agua.

Por ser flujo confinado, el número de Reynolds se evalúa en referencia al diámetro hidráulico equivalente de la sección  $Dh_{wat}$ . Se computa para los conductos de agua del radiador suponiendo una distribución homogénea del agua entre todos los conductos:

$$u_{wat} = \frac{q_{wat}}{N_{wat}Ah_{wat}} = 0,1403 \quad [m/s] \quad (17)$$

$$Re_{wat} = \frac{\rho_{wat}u_{wat}Dh_{wat}}{\mu_{wat}} = 480,26 \quad [\emptyset] \quad (18)$$

Donde  $N_{wat}$  es el número de conductos de agua,  $Ah_{wat}$  el área hidráulica de la sección de paso y  $\rho_{wat}$  y  $\mu_{wat}$  la densidad y viscosidad del agua. Como el número de Reynolds obtenido es menor a  $Re_{crit} = 2300$ , se deduce un régimen hidrodinámico laminar.

El número de Nusselt medio en la longitud del conducto ( $Nu_{wat}$ ), se obtiene de forma tabulada según la relación entre el alto ( $H_{wat}$ ) y ancho ( $W_{wat}$ ) del conducto rectangular de agua. Se supone que la conductividad del material del radiador es suficientemente elevada como para considerar una temperatura superficial constante (en la superficie interna del conducto). La opción alternativa sería considerar una transmisión constante de calor [13]. Por tanto:

$$\left. \begin{array}{l} H_{wat}/W_{wat} = 39,6 \\ T_s \text{ uniforme} \end{array} \right\} \Rightarrow Nu_{b \text{ wat}} = 7,54 \quad [\emptyset] \quad (19)$$

Se corrige el valor de Nusselt obtenido para considerar el cambio de las propiedades del fluido en la dirección radial del flujo. Se obtiene el factor  $n$  a partir de una tabla para un régimen hidrodinámico laminar y un fluido que se enfría [13].

$$n = -0,11 \quad [\emptyset] \quad (20)$$

$$Nu_{wat} = Nu_{b \text{ wat}} \left( \frac{\mu_{wat \text{ sup}}}{\mu_{wat}} \right)^n = 7,4433 \quad [\emptyset] \quad (21)$$

Se determina el coeficiente de convección medio ( $h_{wat}$ ) según su relación con el número de Nusselt medio. Sea  $k_{wat}$  la conductividad térmica del agua:

$$h_{con} = \frac{Nu_{wat} \cdot k_{wat}}{Dh_{wat}} = 2,448 \cdot 10^4 \quad [W/m^2K] \quad (22)$$

Finalmente se determina la resistencia térmica del tramo del agua ( $Rt_{wat}$ ). Se emplea el área convectiva ( $A_{con \ wat}$ ) como toda la superficie del conducto en contacto con el fluido.

$$A_{con \ wat} = N_{wat} Ph_{wat} L_{wat} = 0,4499 \quad [m^2] \quad (23)$$

$$Rt_{wat} = \frac{1}{A_{con \ wat} h_{wat}} = 8,8825 \cdot 10^{-4} \quad [K/W] \quad (24)$$

Donde  $Ph_{wat}$  es el perímetro hidráulico de la sección de los conductos de agua y  $L_{wat}$  su longitud.

### 3.4.2. Tramo del aire:

En su paso por el radiador, el flujo de aire es guiado alrededor de los conductos de agua. Estos se disponen en forma de matriz y permiten tres interpretaciones geométricas diferentes y teóricamente válidas. Por conveniencia se ha referencia a cada una como *alternativa X*, donde *X* es una letra que pone nombre a cada interpretación.

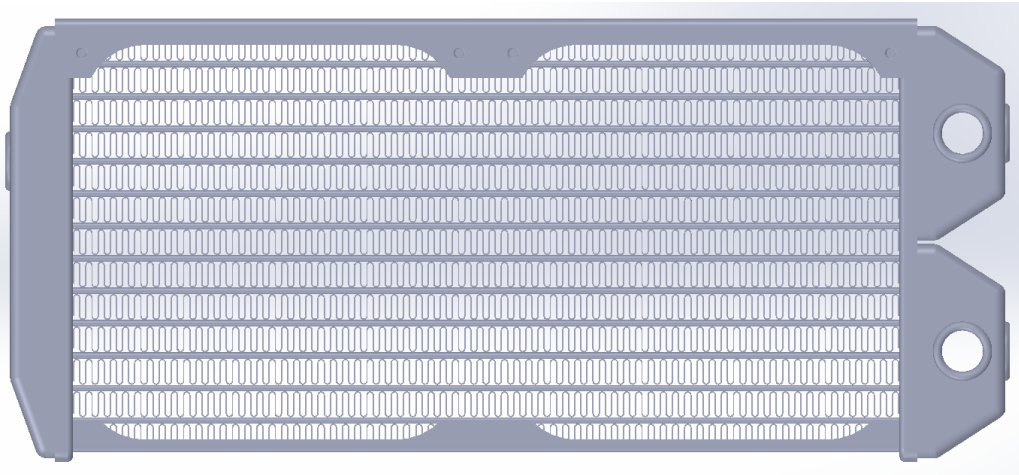


Figura 3.9: Vista frontal del radiador (caudal de aire perpendicular a la imagen). CAD proporcionado por el fabricante [14].

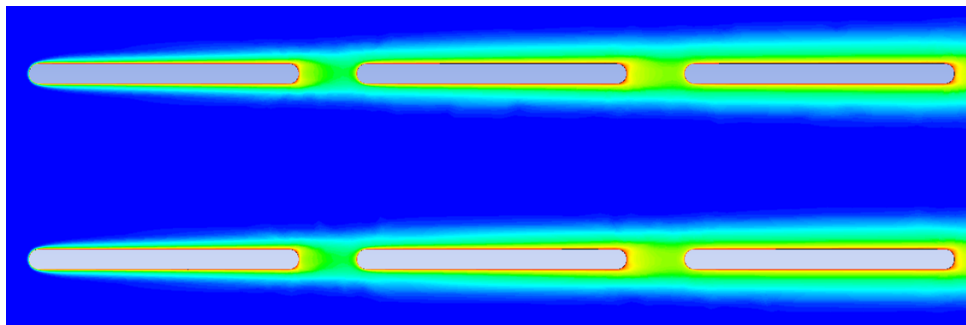
Además de los conductos contiguos que crean las aperturas frontales del radiador (Figura 3.9), existen tres conductos de agua alineados entre sí en la dirección del caudal de aire. Esta hilera o triple altura se puede ver en la Figura 3.8b. Se plantean dos variantes diferentes, para cada una de las *alternativas*, según se interprete la hilera de conductos de agua como uno solo o tres independientes y aislados. Junto con la Figura 3.10b, se explican las diferencias entre cada variante.

- Comportamiento real: El aire incide sobre el primer conducto de agua y se inicia un crecimiento tanto de la capa límite dinámica como térmica. Se dará una elevada

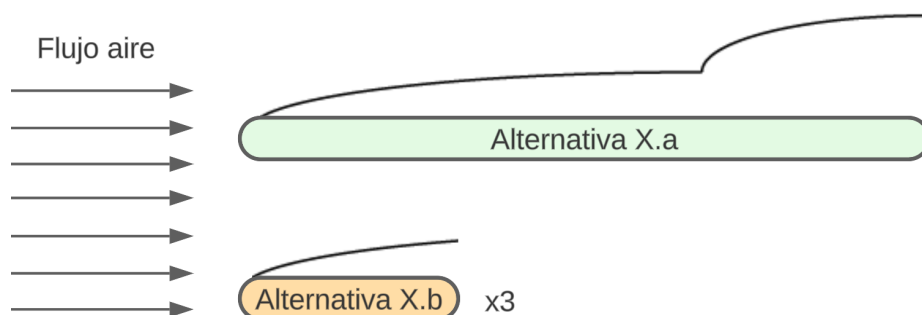
transmisión de calor en la zona de incidencia del conducto de agua. Los dos conductos aguas abajo experimentan el mismo desarrollo pero partiendo de un caudal perturbado de aire (Figura 3.10a).

- *Alternativa X.a*: Se consideran los tres conductos como uno solo. El calor intercambiado será menor debido a que se omiten las zonas de incidencia de los dos últimos conductos de agua (Figura 3.10b).
- *Alternativa X.b*: Se consideran los conductos de forma individual, como si cada uno de ellos tuviese un caudal libre de aire. Equivale multiplicar por tres el calor intercambiado por un solo conducto. Ofrecerá un intercambio de calor mayor, pues en la realidad el caudal incidente de los últimos dos conductos se ve perturbado por el primero (Figura 3.10b).

Dentro de cada *alternativa*, cada variante (*X.a* o *X.b*) plantea un resultado mayor e inferior al real. Se emplean ambas variantes de forma simultanea para obtener un rango de resultados dentro del cual se sabe que se encuentra con seguridad el comportamiento real del radiador. La razón de este planteamiento dual es que no se conoce cómo modelar el efecto perturbador del primer conducto sobre el caudal de aire del resto.



(a) Simulación numérica del flujo real al rededor de los tres conductos de agua. El caudal incidente en los últimos dos conductos se ve perturbado (comportamiento no modelable analíticamente).



(b) Esquema conceptual de las *Alternativas X.a* y *Alternativas X.ab*.

Figura 3.10: Diferencia entre el flujo real y las interpretaciones realizadas, según se considere o no la triple altura de los conductos de agua.

**A) Interpretación como placas planas (*alternativa P*):** Se considera el flujo del aire alrededor de los conductos de agua como *flujo externo sobre placa plana*. Consiste, por tanto, en suponer que el caudal de aire que incide sobre una hilera de conductos de agua no se ve afectado por las hileras colindantes. Cada hilera disipa el mismo calor que si se encontrase aislada en un caudal de aire no perturbado.

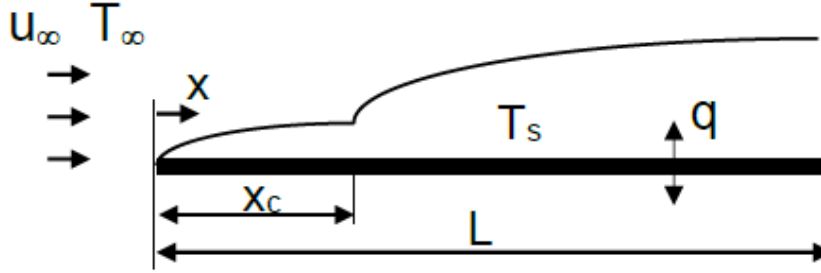


Figura 3.11: Parámetros principales del *flujo externo sobre placa plana* [6].

El área convectiva  $A_{con\ air}$  consiste en la superficie lateral de un conducto de agua. Sea  $W_{air}$  el ancho del paso del aire (ancho de la placa plana), su longitud en el sentido del caudal del aire  $L_{air}$  se define para cada variante:

$$\begin{cases} \text{Alternativa P.a} & L_{air} = 0,048 \quad [m] \\ \text{Alternativa P.b} & L_{air} = 0,048/3 = 0,016 \quad [m] \end{cases} \quad (25)$$

$$A_{con\ air} = W_{air} \cdot L_{air} = 0,0017 \quad [m^2] \quad (26)$$

En el caso de placas planas, la evaluación de las propiedades del fluido se realiza para la temperatura media entre el caudal incidente  $T_{\infty} = T_{air|in}$  y la temperatura superficial de la placa  $T_{sup}$  [6]. Esta consiste en la temperatura del material del radiador, tal que:

$$T_{air|eval} = \frac{T_{air|in} + T_{sup}}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (27)$$

El número de Reynolds ( $Re_{crit} = 5 \cdot 10^5$ ) se referencia en este caso a la longitud de la placa plana:

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air} u_{air} L_{air}}{\mu_{air}} \quad [\emptyset] \quad (28)$$

Donde la evaluación para la placa más larga posible (*alternativa P.a*) tiene un valor  $Re_{air} = 2939,8$  [ $\emptyset$ ]. Es decir, el régimen hidrodinámico es de tipo laminar.

La expresión de Churchill-Ozoe para *flujo sobre placa plana*, permite obtener el número de Nusselt medio en su longitud ( $Nu_{air}$ ). Se supone una temperatura superficial ( $T_{sup}$ ) constante a lo largo de la placa, en línea con la (ec.19).

$$Nu_{air} = \frac{0,677 Re_{air}^{1/2} Pr_{air}^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,0468}{Pr_{air}}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad [\emptyset] \quad \begin{cases} \forall Re_{wat} < 5 \cdot 10^5 \\ T_{sup}(x) = cte \quad \forall x \in [0, L_{air}] \\ \forall Re_{air} Pr > 100 \quad \forall Pr \end{cases} \quad (29)$$

A partir del número de Nusselt medio se computa el coeficiente de convección medio ( $h_{air}$ ) y una resistencia térmica equivalente ( $Rt_{air}$ ). Esta se corrige para tener en cuenta el efecto de las aletas presentes en el radiador [15].

$$h_{air} = \frac{Nu_{air} \cdot k_{air}}{L_{air}} \quad [W/m^2 K] \quad (30)$$

$$\text{Alternativa P.a:} \quad Rt_{air} = \frac{1}{2 \cdot N_{air} \cdot At_{fin} h_{air} \eta t_{fin}} \quad [K/W] \quad (31)$$

$$\text{Alternativa P.b:} \quad Rt_{air} = \frac{1}{6 \cdot N_{air} \cdot At_{fin} h_{air} \eta t_{fin}} \quad [K/W] \quad (32)$$

Donde el 2 hace referencia a que hay dos placas planas por cada conducto de agua y  $N_{air}$  el número de conductos de aire en el radiador.  $At_{fin}$  es el área convectiva teniendo en cuentas las aletas y  $\eta t_{fin}$  el rendimiento total de las aletas en la geometría. La resistencia de la *alternativa P.b* tiene multiplicado el denominador por tres para considerar la altura triple de conductos de agua.

El valor numérico de estos resultados, para cada *alternativa*, es.

$$\begin{cases} \text{Alternativa P.a:} & Rt_{air} = 0,059 \quad [K/W] \\ \text{Alternativa P.b:} & Rt_{air} = 0,038 \quad [K/W] \end{cases} \quad (33)$$

Con tal de contrastar la validez de esta interpretación, se realiza una simulación numérica. Se replica el flujo del aire al rededor dos hileras de conductos de agua, con tal de determinar si puede considerarse un *flujo externo sobre placa plana*. Las capturas de pantalla de los resultados, capa límite térmica y capa límite dinámica, se recogen en el Anexo I. Dado que en ningún momento las capas límites de cada hilera interseccionan, la interpretación *alternativa P* puede considerarse correcta.

**B) Interpretación como conductos rectangulares (*alternativa R*):** Se interpreta el hueco entre los diferentes conductos de agua (Figura 3.9) como un conducto rectangular para el flujo de aire (ver Figura 3.12). Esta configuración se clasifica como *flujo confinado*, donde la sección de paso es rectangular.

La expresión 25 aplica de igual manera y el área convectiva  $A_{con \ air}$  se determina según:

$$A_{con \ air} = Ph_{air} \cdot L_{air} \quad [m^2] \quad (34)$$

Para un *flujo confinado*, la evaluación de las propiedades del líquido de trabajo se hace según la temperatura media de paso. El número de Reynolds, se determina según el diámetro hidráulico ( $Dh_{air}$ ):

$$T_{air|eval} = \frac{T_{air|in} + T_{air|out}}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (35)$$

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air} u_{air} Dh_{air}}{\mu_{air}} \quad [\emptyset] \quad (36)$$

Donde por ser confinado el valor crítico de Reynolds es  $Re_{crit} = 2300$ . Tanto para la *alternativa R.a* como *alternativa R.b* el régimen se deduce como turbulento.

El número de Nusselt medio se determina según la expresión de Gnielinski para *flujo turbulento confinado* [13]. El factor de fricción medio  $f_{air}$ , se determina según Petukhov asumiendo un conducto aerodinámicamente liso [5]. Además, es necesario corregir este factor, para tener en cuenta la distancia de establecimiento del perfil hidrodinámico [5]:

$$f_{air}^* = \frac{1}{(0,79 \log(Re_{air}) - 1,64)^2} \quad [\emptyset] \quad \left\{ \begin{array}{l} 3000 < Re_{air} < 5 \cdot 10^6 \end{array} \right. \quad (37)$$

$$f_{air} = f_{air}^* \cdot \left( 1 + \frac{Dh_{air}}{L_{air}} \right)^{0,7} \quad [\emptyset] \quad (38)$$

$$Nu_{b \text{ air}} = \frac{f_{air}/8(Re_{air} - 1000)Pr_{air}}{1 + 12,7 \left( \frac{f_{air}}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad [\emptyset] \quad \left\{ \begin{array}{l} 0,5 < Pr_{air} < 2000 \\ 3000 < Re_{air} < 5 \cdot 10^6 \end{array} \right. \quad (39)$$

El valor de Nusselt se ha de corregir para el cambio de las propiedades del fluido en la dirección radial del conducto. El factor de corrección  $n$  se toma a partir de una tabla para un régimen hidrodinámico turbulento y un fluido en calentamiento [13]:

$$n_{\text{tabla}} = -0,25 \quad [\emptyset] \quad (40)$$

$$Nu_{air} = Nu_{b \text{ air}} \left( \frac{T_{sup}}{T_{air|eval}} \right)^n \quad [\emptyset] \quad (41)$$

Por último, se determina el coeficiente de convección forzada  $h_{air}$  a partir del número de Nusselt calculado. Se emplea para deducir la resistencia térmica equivalente del tramo del aire  $Rt_{air}$ :

$$h_{air} = \frac{Nu_{air} \cdot k_{air}}{Dh_{air}} \quad [W/m^2 K] \quad (42)$$

$$\text{Alternativa R.a:} \quad Rt_{air} = \frac{1}{N_{air} \cdot At_{fin} h_{air} \eta t_{fin}} \quad [K/W] \quad (43)$$

$$\text{Alternativa R.b:} \quad Rt_{air} = \frac{1}{3N_{air} \cdot At_{fin} h_{air} \eta t_{fin}} \quad [K/W] \quad (44)$$

Para la *alternativa R.a* y *alternativa R.b*, la resistencia térmica equivalente al tramo del aire toma los siguientes valores:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Alternativa R.a:} \quad Rt_{air} = 0,047 \quad [K/W] \\ \text{Alternativa R.b:} \quad Rt_{air} = 0,037 \quad [K/W] \end{array} \right. \quad (45)$$

**C) Interpretación como conductos triangulares (*alternativa T*):** Se considera el paso del aire a través de los huecos del aleteado como un *flujo confinado por un conducto triangular*. Supone ignorar la función de las aletas al interpretarlas como paredes de un conducto. Puede verse este conducto en la Figura 3.12, resaltado en rojo.

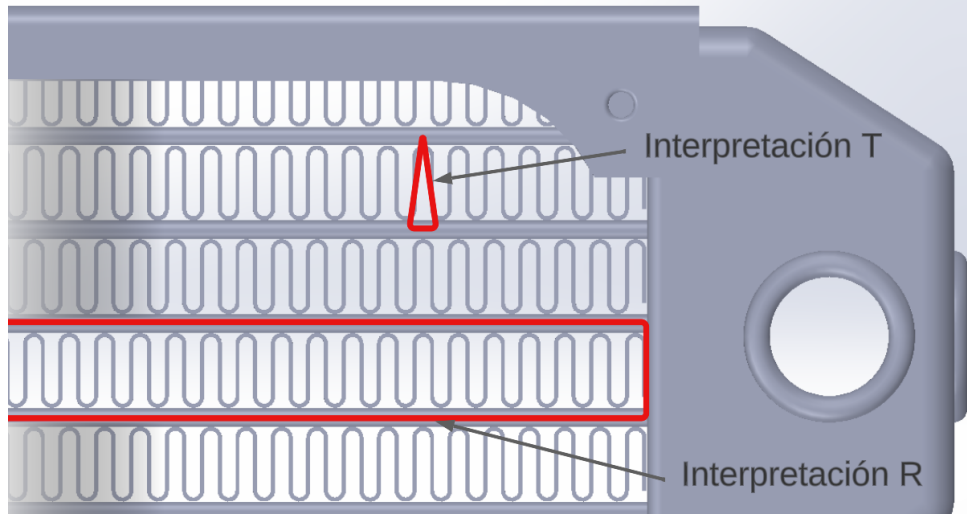


Figura 3.12: Esquemático sobre la forma de los conductos interpretados en la *alternativa R* y *alternativa T*.

Debido a las expresiones concretas que aplican en esta interpretación, los resultados obtenidos son los mismos tanto para la *alternativa T.a* como para la *alternativa T.b*. No tiene sentido diferenciarlas. Se designará únicamente la *alternativa T*.

Por tratarse de un flujo confinado, las ecuaciones presentadas para la anterior interpretación son válidas. El área de intercambio convección  $A_{con\ air}$  se determina con el perímetro hidráulico ( $Ph_{air}$ ) según la ecuación (34). La temperatura de evaluación de las propiedades del aire  $T_{air|eval}$  se determina según la ec.(35) y el número de Reynolds  $Re_{air}$  se calcula mediante la ec.(36). Se deduce un flujo de tipo laminar.

Suponiendo, de nuevo, una temperatura superficial constante a lo largo del conducto, el número de Nusselt se determina de forma tabular según la correlación de Shawn y London [16]. Se obtiene el siguiente valor, que no es necesario corregir por ser el fluido de trabajo un gas [13]:

$$Nu_{air} = 1,7728 \quad [\emptyset] \quad (46)$$

El coeficiente de convección se determina igual que en la ecuación (42). La resistencia térmica obtenida según esta interpretación toma el siguiente valor:

$$Rt_{air} = \frac{1}{N_{air} \cdot A_{con\ air} h_{air}} = 0,0058 \quad [K/W] \quad (47)$$

### 3.4.3. Tramo del entre-hierro:

Se designa entre-hierro al material del que está fabricado el radiador. Capta calor del agua y lo entrega en el tramo del aire por un proceso de conducción térmica. La resistencia térmica que se estima para este espesor de material resulta despreciable frente a la del agua o del aire por lo que se podría no incluir en los cálculos.

Independientemente de la interpretación realizada en el tramo del aire, se considera la sección de conducción  $Ak_{rad}$  como la superficie metálica expuesta al aire y sin tener en cuenta las aletas. La resistencia térmica se determina entonces como.

$$Rt_{rad} = \frac{e_{rad}}{Ak_{rad}k_{rad}} \quad \text{del orden de } 5 \cdot 10^{-6} \quad [K/W] \quad (48)$$

Donde  $e_{rad}$  es el espesor del material entre el agua y el aire y  $k_{rad}$  la conductividad térmica del material del radiador (cobre o aluminio).

#### 3.4.4. Cálculos de intercambiador de calor:

Una vez obtenidas las resistencias térmicas de cada uno de los tramos del radiador, se emplean expresiones de intercambiadores de calor para unificarlas. Aunque podría aproximarse el radiador mediante un cálculo térmico unidimensional, se pretende que el modelo considere el efecto conjunto de los múltiples conductos de aire y agua.

El coeficiente global de transferencia de calor se determina a partir de las resistencias térmicas. Es el equivalente a una admitancia térmica y el inverso de la resistencia térmica total[17]:

$$\overline{UA} = \frac{1}{Rt_{wat} + Rt_{rad} + Rt_{air}} \quad [W/K] \quad (49)$$

El procedimiento que se propone se conoce como **método de rendimiento-número de unidades de transferencia** ( $\varepsilon - NUT$ ) [17]. Se prefiere frente al método de *temperaturas logarítmicas* por tener una implementación más sencilla en el código. Aunque el método de temperaturas es conceptualmente más intuitivo, exige una entrada manual a partir de una tabla [17] que puede inducir a errores.

Primeramente, se determinan las capacidades térmicas del caudal de ambos fluidos. Interesa saber la relación entre la mayor capacidad y la menor, reflejada en la variable adimensional  $Rc$ :

$$C_i = q_i \cdot \rho_i \cdot cp_i \quad [W/K] \quad (50)$$

$$Rc = \frac{C_{min}}{C_{max}} \leq 1 \quad [\emptyset] \quad (51)$$

El número de unidades de transferencia ( $NUT$ ) se computa según la siguiente expresión:

$$NUT = \frac{\overline{UA}}{C_{min}} \quad [\emptyset] \quad (52)$$

El rendimiento  $\varepsilon$  designa la cantidad de calor que se disipa en el intercambiador respecto al máximo calor que podría disipar. Existen diferentes expresiones que permiten obtener su valor según la configuración del radiador. Para un flujo cruzado y sin mezclar<sup>1</sup>, esto es que cada flujo se divide en caudales estancos y perpendiculares entre si, la expresión a aplicar es la siguiente:

<sup>1</sup>Como puede verse en la Figura 3.8b, existe separación entre los conductos consecutivos de una hilera (triple altura). Aunque el fluido no se mezcla dentro de cada conducto de aire, podría llegar a considerarse que el flujo se mezcla en estas separaciones.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NUT^{0,22}}{Rc} \cdot e^{-RcNUT^{0,78}} - 1\right) \quad [\emptyset] \quad (53)$$

El ultimo paso, según el método  $\varepsilon - NUT$ , es emplear el rendimiento para determinar el calor máximo que podría llegar a disiparse. Dado que este depende de las temperaturas de entrada de ambos fluidos, permite deducir la temperatura de entrada del agua  $T_{wat|in}$ :

$$Q_{gen} = Q_{max} \cdot \varepsilon \quad \Leftrightarrow \quad Q_{max} = \frac{Q_{gen}}{\varepsilon} \quad [W] \quad (54)$$

$$Q_{max} = C_{min}(T_{wat|in} - T_{air|in}) \quad [W] \quad \Leftrightarrow \quad T_{wat|in} = T_{air|in} + \frac{Q_{max}}{C_{min}} \quad [^{\circ}C] \quad (55)$$

Como se comentó en el apartado 3.1, el resto de temperaturas se obtienen a partir de  $T_{wat|in}$  obtenida. **Quedan así deducidos los valores para cada una de las variables incógnita del modelo.** En el caso de ejecutar sucesivas iteraciones, serán estos resultados obtenidos lo que se tomen como hipótesis de temperaturas.

Cada una de las interpretaciones realizadas en el tramo del aire producirá un resultado diferente. Con tal de visualizar estas diferencias, la Figura 3.13 muestra la predicción de las temperaturas para un radiador arbitrario de prueba.

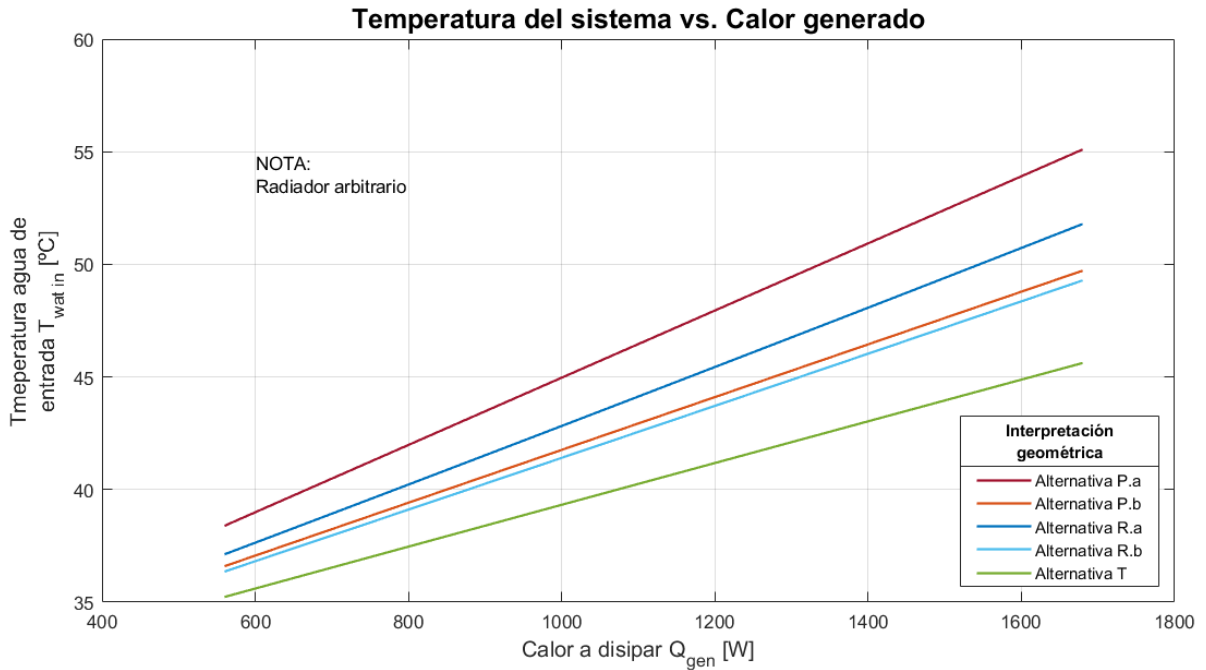


Figura 3.13: Diferencias entre la interpretación de placas planas (rojo-naranja), conductos rectangulares (azul) y conductos triangulares (verde). Radiador arbitrario

### 3.4.5. Convergencia del modelo analítico

Aunque no se realiza un estudio de métodos numéricos propiamente dicho, es necesario comprobar que el modelo se comporta adecuadamente. Se verifica que se producen resultados lógicos tanto para diferentes datos de entrada como diferentes hipótesis iniciales de temperatura (ver 3.4).

El comportamiento frente a diferentes *valores de entrada* se verifica probando a ejecutar el modelo. Se introducen valores hasta que se produce un error y se obtiene alguna temperatura con valor *NaN*. Esto ocurre cuando se intenta evaluar las propiedades de algún fluido fuera del rango tabulado en la tabla de propiedades. Aunque puede incorporarse una base de datos más amplia, se encuentra que el rango de trabajo del modelo es adecuado.

Por otro lado, y de igual forma, la manera de comprobar el comportamiento frente a la **hipótesis inicial de temperaturas** es realizando pruebas. Se emplea la opción de operar con vectores para analizar la convergencia del modelo.

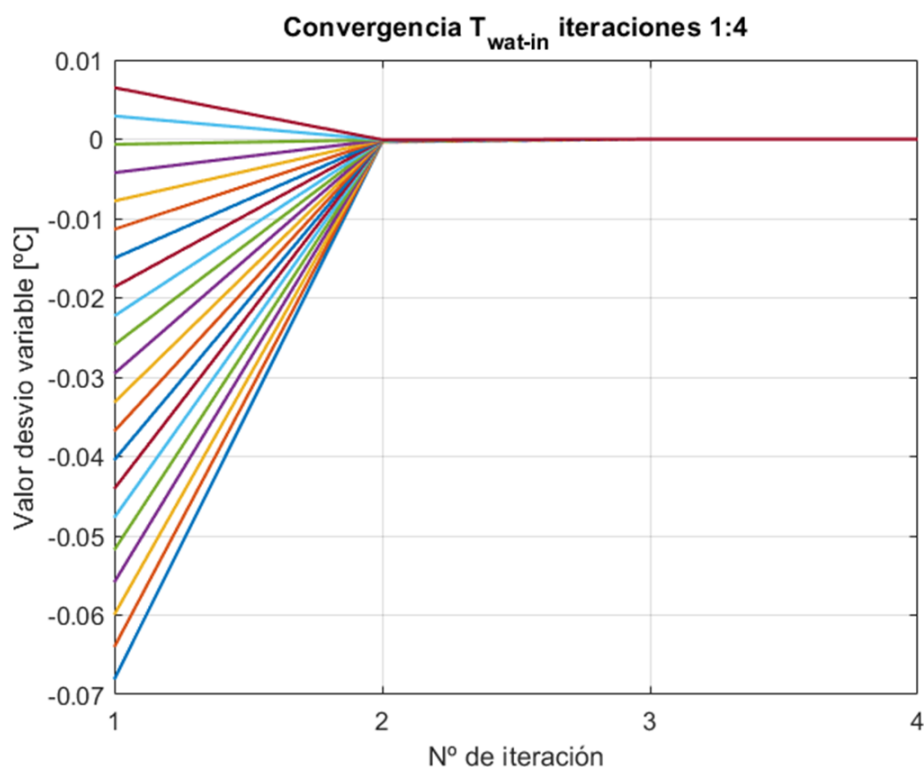


Figura 3.14: Convergencia de  $T_{wat|in}$  según el paso iterativo. Hipótesis inicial de temperatura:  $T_{wat|out} = [30 : 1 : 50] \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Como se puede comprobar en la Figura 3.14, el modelo converge adecuadamente. Además de que el resultado obtenido es independiente de la hipótesis inicial de temperatura, la convergencia es relativamente rápida. En un solo paso iterativo se reduce el rango de valores desde  $20 \text{ } ^\circ\text{C}$  de amplitud a menos de  $\Delta T = 0,07 \text{ } ^\circ\text{C}$  respecto del valor de establecimiento. Cabe notar que aunque el resultado no se vea alterado por la hipótesis inicial de temperaturas, conviene introducir un valor lo más cercano posible al resultado y así reducir el número de iteraciones necesarias. La línea verde y corta de la gráfica representa una buena estimación inicial. No hay razones para considerar que el proceso iterativo se comporta de forma anómala o indeseable.

### 3.5. Resultados y predicción térmica del sistema

Para dimensionar los radiadores de la presente temporada, se emplea el modelo analítico desarrollado. Como dato de calor a disipar se utiliza el comentado en el apartado 3.2.

El proceso de diseño consiste en analizar una batería de modelos de radiador. Primero se descartan los radiadores que producen temperaturas superiores a las críticas. De los intercambiadores válidos, se selecciona un modelo concreto según criterios de masa y/o drag aerodinámico. Para la batería de radiadores inicial, puede considerarse radiadores de alguno de los siguientes tipos:

- Radiadores de vehículos comerciales: Ofrecen un estándar elevado de fabricación, aguantando altas presiones, pero tienden a ofrecerse en tamaños grandes. Además de tener puntos de anclaje a medida del vehículo comercial, existe poca información disponible sobre sus dimensiones, haciendo complicada la implementación en el modelo analítico.
- Radiadores de ordenador: La principal ventaja es que son de dimensiones estandarizadas. Además de disponer normalmente de información sobre la matriz de intercambio [14], aceptan ventiladores de tamaño normalizado que captura toda la sección de paso. Sin embargo presentan aleteados de escala más fina por lo que, en su mayoría, ofrecen más drag.
- Radiadores a medida: Existe la opción de fabricar un intercambiador a medida, soldando por TIG las diferentes partes. Aunque permite obtener un radiador ajustado a la potencia disipada su coste económico es elevado.

Para la presente temporada, dado que el diseño de la refrigeración se plantea desde cero, se opta por considerar solo radiadores de ordenador.

El radiador que finalmente se emplea para la refrigeración es el modelo NexXxuS UT60 240mm, de la marca Alphacool. Consiste en un radiador de cobre para refrigerar ordenadores. Se emplean dos unidades para refrigerar de forma independiente el motor y el inversor. Esto permite en el futuro optimizar cada uno de los intercambiadores de acuerdo a la fuente de calor que refrigera. Se recogen las dimensiones características del radiador en la siguiente tabla.

**Radiador Alphacool NexXxuS UT60 240mm, dimensiones principales**

|                                        |      |                                  |                    |
|----------------------------------------|------|----------------------------------|--------------------|
| <b>Conductos de agua:</b> 12x3 hileras |      | <b>Aleteado:</b>                 |                    |
| Ancho                                  | 1    | Espesor                          | 0.4                |
| Alto                                   | 13.2 | Ángulo                           | 13.65°             |
| Longitud                               | 240  | Separación                       | 1.7                |
| <b>Conductos de aire:</b> 12 canales   |      | Forma                            | Zig-zag triangular |
| Ancho                                  | 236  | Todas las unidades en milímetros |                    |
| Alto                                   | 7.2  |                                  |                    |
| Longitud                               | 48   |                                  |                    |

Tabla 3.1: Dimensiones características del radiador empleado en el diseño final.

Estos datos se emplean, junto con las condiciones de contorno (ver 3.4), para estimar las

temperaturas del sistema una vez alcanzado el régimen permanente. Como calor generado se emplea el disipado por el motor y el inversor de forma independiente:  $Q_{gen}^{mot} = 799,92 [W]$  y el del inversor  $Q_{gen}^{inv} = 799,92 [W]$ .

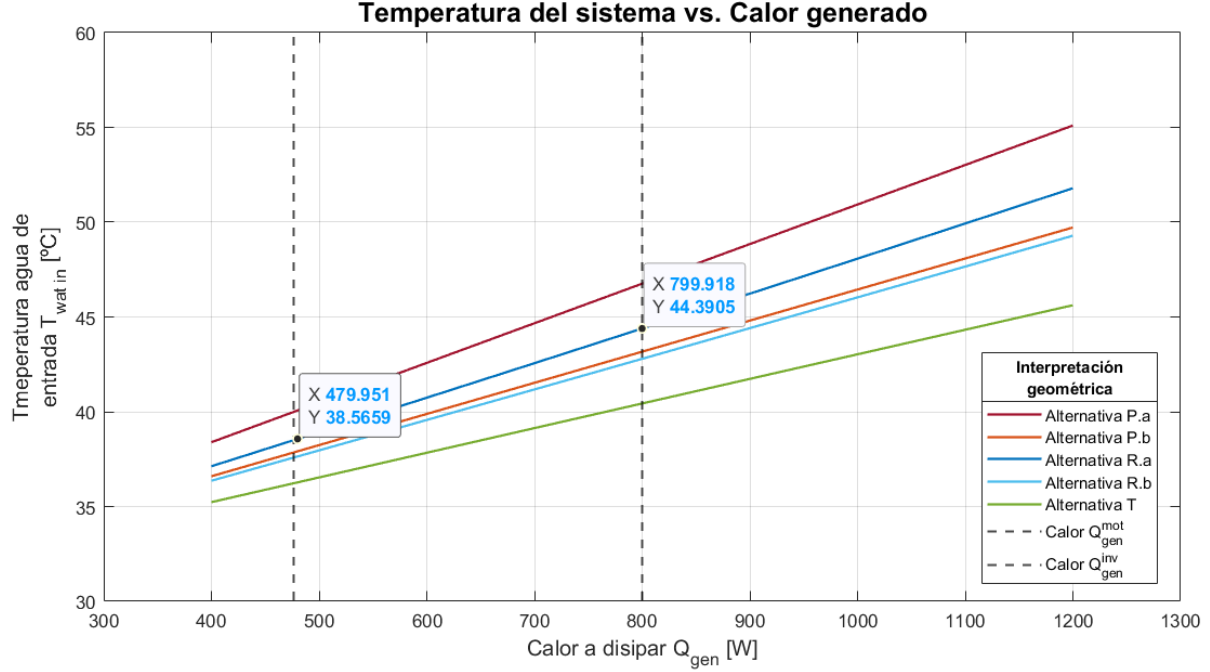


Figura 3.15: Predicción térmica del radiador empleado en el diseño final sin factor de seguridad. Se muestra el calor del motor y del inversor.

De las diferentes interpretaciones, se empleará aquella *alternativa* que proporcione las temperaturas más elevadas (dimensionado conservador). Según la Figura 3.15, esta corresponde con la *alternativa R.a*. Determinado esto, se deducen las temperaturas de establecimiento para cada una de las fuentes y los respectivos coeficientes de seguridad que permite el radiador (referido al calor disipado):

$$\text{Motor } (n_{seg} = 1,5) : \begin{cases} T_{wat|in} = 53,28 [^{\circ}C] \\ T_{wat|out} = 50,95 [^{\circ}C] \\ T_{air|out} = 35,21 [^{\circ}C] \\ T_{sup} = 42,88 [^{\circ}C] \end{cases} \quad (56)$$

$$\text{Inversor } (n_{seg} = 2) : \begin{cases} T_{wat|in} = 65,13 [^{\circ}C] \\ T_{wat|out} = 61,65 [^{\circ}C] \\ T_{air|out} = 37,79 [^{\circ}C] \\ T_{sup} = 49,73 [^{\circ}C] \end{cases} \quad (57)$$

Se recuerda la temperatura crítica del motor  $T_{crit}^{mot} = 50 [^{\circ}C]$ , referida a la temperatura máxima en el caudal de agua ( $T_{wat|in}$ ). La temperatura crítica del inversor  $T_{crit}^{inv} = 65 [^{\circ}C]$  se refiere a la temperatura del caudal de entrada ( $T_{wat|in}$ ). En cada caso, el factor de seguridad que se obtiene con este diseño es de  $n_{seg} = 1,5$  y  $n_{seg} = 2$ , para el motor e inversor respectivamente.

Estos radiadores han sido montados en el coche IFS-05 de la presente temporada. Tanto el radiador final como el pontón que canaliza el caudal de aire se pueden ver en la Figura 3.16. Por primera vez en la historia del equipo, se ha logrado competir en las cuatro pruebas dinámicas y acabarlas con éxito. Aunque no se tienen datos para comprobar si la predicción de temperaturas del modelo corresponden con la realidad, se sabe a ciencia cierta que los radiadores mantienen suficientemente refrigerados el motor y el inversor.



(a) Soporte mecánico.



(b) Pontón o *side-pod*. Asegura el caudal de diseño.

Figura 3.16: Montaje final del radiador seleccionado en el IFS-05.

### 3.5.1. Estudios de sensibilidad

Además de la predicción térmica, la capacidad de emplear variables tipo vector permite deducir gráficas de sensibilidad. Resulta útil conocer en qué manera se ven afectadas las temperaturas del sistema en caso de cambiar alguna de las variables de entrada.

Este tipo de representaciones tiene especial utilidad durante la competición para tomar decisiones enfocadas al rendimiento del coche. La Figura 3.17 muestra el cambio de temperaturas del sistema frente la temperatura ambiental y el caudal de aire. En el supuesto en el que el tiempo meteorológico fuese más frío al esperado, una gráfica como esta permite decidir cuanta sección del radiador se podría tapar (reducción de drag) sin comprometer térmicamente el sistema. Se podría así optimizar de forma rápida el sistema y aprovecharse de las circunstancias para mejorar el rendimiento del coche en pista.

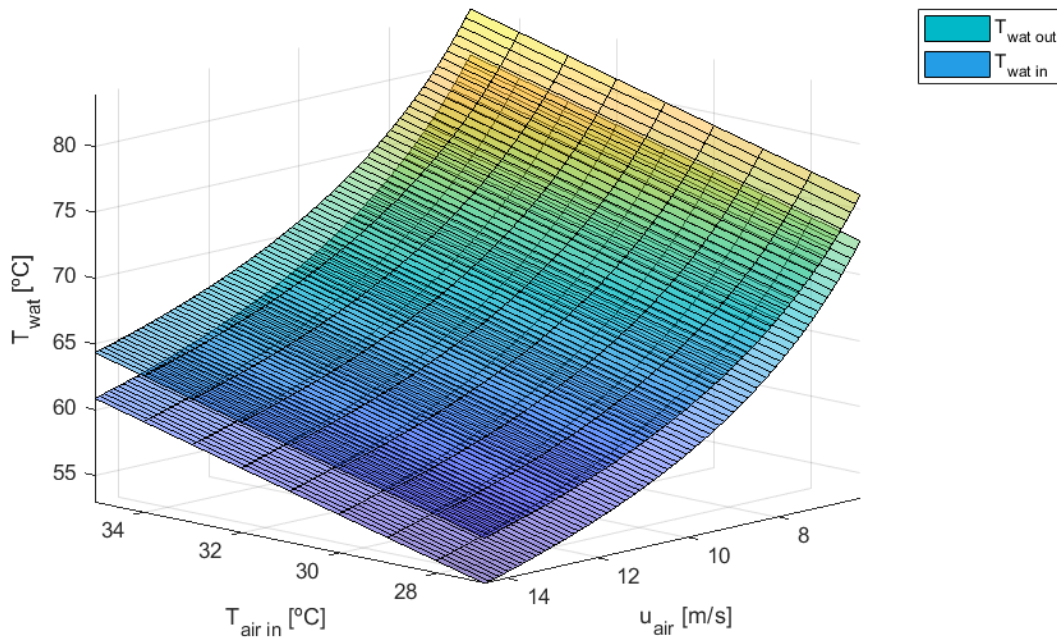


Figura 3.17: Temperaturas de establecimiento según temperatura ambiental y caudal de aire. Radiador del inversor.

Este tipo de representaciones también son útiles a la hora de mejorar el diseño de la refrigeración. La gráfica de la Figura 3.18 compara las temperaturas del sistema según la longitud del conducto de agua (altura del radiador) y el caudal de agua que circula. Permite, por ejemplo, cuantificar en qué medida se ha de aumentar el caudal si fuese necesario reducir el empaquetamiento del sistema.

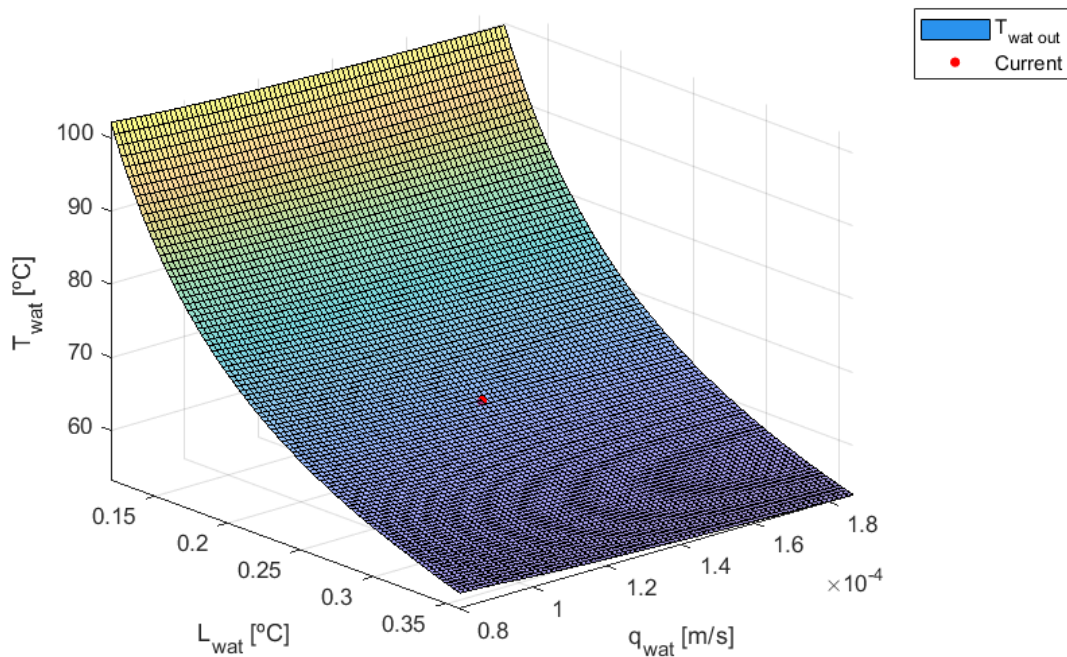


Figura 3.18: Temperatura de establecimiento frente parámetros de diseño  $L_{\text{air}}$  y  $q_{\text{wat}}$ .

### 3.6. Mejoras futuras, calibración por método numérico

El modelo desarrollado está pendiente de calibrar. A pesar de que el sistema permita acabar una prueba de *Endurance* esto puede ser por que el sistema esté sobredimensionado. El comportamiento real del radiador podrá ser introducido en el modelo mediante factores de corrección y factores de ponderación entre las diferentes interpretaciones realizadas.

Aunque la forma más directa y fiable de calibrar el modelo analítico es mediante datos empíricos, es posible emplear una simulación numérica con el mismo objetivo. Debido a una falta de tiempo, el trabajo que se comenta en esta sección no está terminado. Será continuado por el Departamento de Refrigeración del ISC.

Frente a un modelo analítico, la simulación de elementos finitos o FEM (*Finite Element Methods*) tiene la ventaja de considerar la geometría en su conjunto. Suponiendo que se configura correctamente, ofrece resultados representativos del radiador real. Sus inconvenientes son el mayor tiempo de preparación y de ejecución que la alternativa analítica. En este caso, el software empleado es *Fluent*, de *ANSYS Workbench*, por ser el programa a disposición del equipo.

#### 3.6.1. Simplificación de la geometría

El modelo numérico recibe la geometría a ensayar mediante un modelo CAD. En el caso del radiador empleado en el diseño final, el fabricante proporciona un modelo propio (Figura 3.19). Las modificaciones a realizar sobre esta geometría puede deberse a dos de las siguientes razones:

- Simplificar la geometría con el objetivo de reducir el tiempo de computación.
- Eliminar detalles que producirían singularidades o no permitirían la compilación (mensaje de error).

De la Figura 3.19, todos los elementos mostrados en azul son eliminados. Aunque el radiador real presenta estos elementos, se considera que el efecto que tienen en su rendimiento es limitado. Por tanto, se suprimen en vistas a reducir el tiempo de computación necesario. El radiador queda representado por la geometría de la matriz de intercambio (conductos de aire y agua), según la Figura 3.20b.

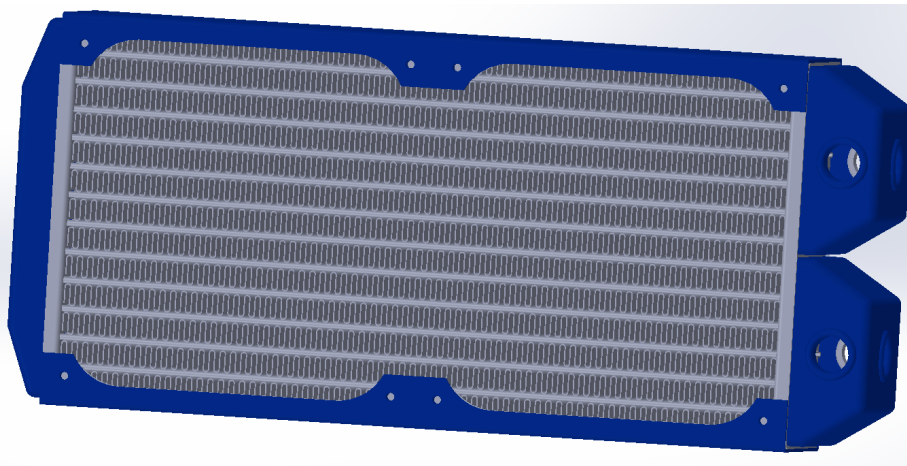
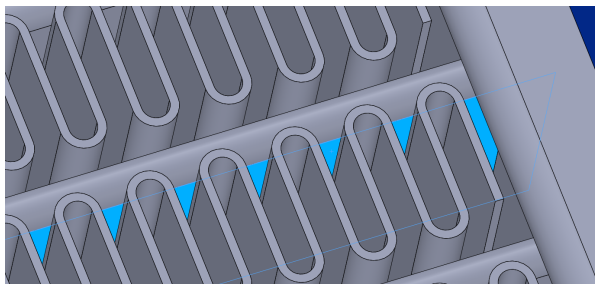
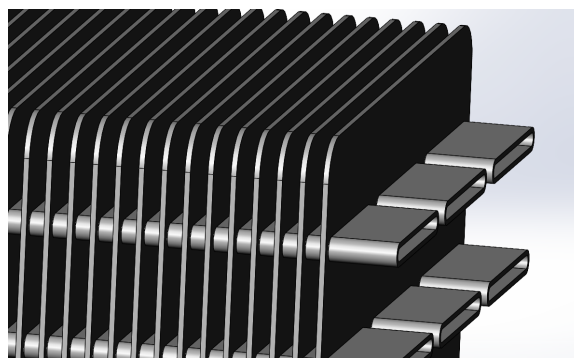


Figura 3.19: CAD proporcionado por el fabricante [14]. Se colorean de azul los elementos eliminados para simplificar la geometría.

Por otro lado, la geometría de las aletas se ha de modificar para no dar problemas de compilación. Como se puede apreciar en la Figura 3.20a, el fabricante las modela como una extrusión ondulada. El problema con esto es que el contacto con los conductos de agua (en azul) se reduce a una sola arista (tangente a la curvatura). Además de que esto no es representativo de la realidad, las geometrías de espesor nulo, como esta, no son aceptadas por el software de simulación. Se substituyen estas aletas por placas planas del mismo espesor y dimensiones que los tramos rectos de las aletas del CAD del fabricante. Se puede ver en la Figura 3.20b el resultado final.



(a) Detalle de la aleta, según el CAD del fabricante. Tampoco es representativa de la aleta real.



(b) Aletas como placas rectas.

Figura 3.20: Modelado problemático de las aletas y corrección.

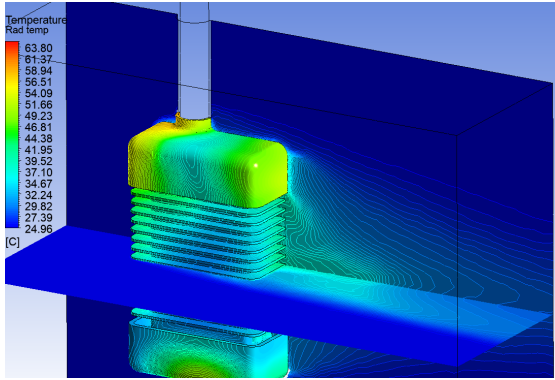
Tras varios errores de simulación<sup>2</sup> se decide reducir el tamaño de la geometría, tanto en número de conductos de agua y de aire como en su longitud. Aunque no es óptimo, resulta viable calibrar el modelo analítico con un radiador diferente al considerado para el diseño. Mientras que la matriz del intercambiador sea suficientemente similar, la calibración en la geometría reducida debería corregir los resultados también para la geometría completa. Pueden verse esta geometría reducida en la Figura 3.21.

Aunque se configura durante la fase de mallado, sobre la que no se profundiza, cabe mencionar que se emplea en todas las simulaciones la condición de simetría. Permite reducir el coste de computación para aquellos modelos simétricos. En este caso, se emplea un plano de simetría paralelo a ambos flujos de aire y agua (Figura 3.21). Por otro lado, el modelo de turbulencia empleado es el  $k - \epsilon$  *realizable*. En todos los casos se emplea un método de derivadas de segundo orden (*Second Order Derivative Upwind*).

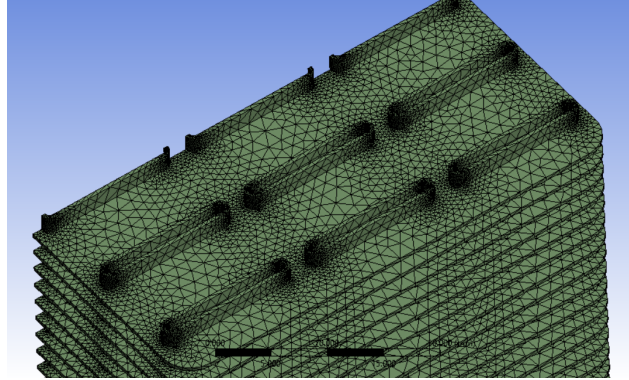
### 3.6.2. Resultados y estado actual

De las dos simulaciones completas realizadas (Figura 3.21), ambas producen resultados incorrectos. Aunque las temperaturas que predicen tienen valores verosímiles, al computar el calor captado por el aire y el cedido por el agua, estos no coinciden. Las simulaciones no se pueden considerar como válidos.

<sup>2</sup>Las simulaciones se ejecutan en un ordenador portátil Dell Precision 5530, i7-8850H con 64GB de memoria y GPU NVIDIA Quadro P1000 (referencia de capacidad de computación)



(a) Simulación geometría reducida 1.



(b) Simulación geometría reducida 2.

Figura 3.21: (a) Estela térmica del aire para la primera simulación reducida. Radiador con colectores y menos conductos. (b) Mallado del material del radiador para la segunda simulación reducida. Radiador sin colectores pero misma matriz de intercambio que el radiador completo.

Con estas dos simulaciones diferentes, se busca descartar posibles fuentes del problema. En la primera simulación se emplean colectores de entrada y salida para tener una sola entrada y salida para cada fluido. Se modifica la matriz también para tener menos conductos de agua y más grandes, para descartar que el problema surja de una geometría demasiado dispar en tamaño (volumen aire vs agua). Ninguna de estas modificaciones elimina el error. La segunda geometría reducida, en cambio, es igual a la matriz del radiador original pero el tamaño se reduce considerablemente. El bloque simulado tiene unas dimensiones de  $45 \times 50 \times 48 \text{ mm}$  frente  $240 \times 120 \times 40 \text{ mm}$  del radiador real. Se determina que el tamaño de la geometría, más allá del tiempo de cálculo, tampoco es un problema.

Con tal de ilustrar esta discrepancia entre ambos calores intercambiados, se toman los resultados de la segunda simulación reducida. Se compara el salto térmico entre la entrada y la salida de cada fluido. Salvo una diferencia despreciable debida al método de calculo, del orden de  $< 10^{-5}$ , el calor intercambiado por cada fluido debería ser el mismo.

$$\begin{cases} T_{wat|in} = 75 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \\ T_{wat|out} = 53,49 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \\ q_{wat} = 2,73 \cdot 10^{-5} \text{ } [m^3/s] \end{cases} \quad \begin{cases} T_{air|in} = 30 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \\ T_{air|out} = 37,56 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \\ q_{air} = 0,02696 \text{ } [m^3/s] \end{cases}$$

$$Q_{gen}^{wat} = (\rho \cdot cp \cdot q)_{wat} \cdot (75 - 53,49) = -2447,99 \text{ } [W]$$

$$Q_{gen}^{air} = (\rho \cdot cp \cdot q)_{air} \cdot (75 - 53,49) = 259,89 \text{ } [W]$$

Como se puede comprobar, la discrepancia es de un orden de 10 veces el calor intercambiado. Tras un trabajo de investigación se ha determinado que el problema se debe a un número insuficiente de iteraciones. En ambos casos se emplearon 100 iteraciones para obtener los resultados. Mientras que para simulaciones mecánicas, como las que suele realizar el ISC, esto es suficiente no se considera lo mismo para cálculos térmicos de esta complejidad. A falta de tiempo, esta línea de trabajo será continuada por el Departamento de Refrigeración.

## 4. Refrigeración del acumulador:

El acumulador es la batería de alta tensión del coche. Se encarga de almacenar la energía necesaria para alimentar el motor del vehículo durante las pruebas dinámicas de la competición. Según la normativa, se denomina acumulador a la batería y TSAC (*Tractive System Accumulator Enclosure*) a la caja que la encierra [1].

La configuración eléctrica actual está diseñada desde cero por el Departamento de Baterías del ISC. Emplea celdas cilíndricas comerciales VTC6 de SONY de ion-Litio, de formato normalizado 18650. La batería se divide en cinco módulos iguales conectados en serie, cada uno con 6 celdas en paralelo y 19 en serie (19s6p). La siguiente tabla recoge los principales parámetros de la batería del IFS-05.

**Propiedades principales del acumulador, IFS-05:**

| Celdas:                 |              |              | Acumulador              |         |          |
|-------------------------|--------------|--------------|-------------------------|---------|----------|
| VTC6 SONY               | polos planos | 18650 NiMnCo | 5x 19s6p                |         |          |
| Tensión (ficha técnica) | Máxima       | 4.2V         | Tensión (operación)     | Máxima  | 399V     |
|                         | Nominal      | 3.6V         |                         | Nominal | 342V     |
|                         | Mínima       | 2V           |                         | Mínima  | 190V     |
|                         |              |              | Descarga máxima (cont.) |         |          |
| Max Temp. recomendada   |              | 60°C         | Capacidad               |         | 6.36 kWh |
| Max Temp. segura        |              | 80°C         | Max Temp.               |         | 60°C     |

Tabla 4.1: Características principales de la batería del IFS-05 en la presente temporada.

En el caso de la química ion-Litio que se emplea, la normativa de la competición exige monitorizar la temperatura de, como mínimo, el 33 % de las celdas empleadas [1]. El BMS (*Battery Management System*) ha de comprobar la lectura de los sensores y desactivar la entrega de potencia en caso de que cualquiera de las celdas supere los 60°C. Por otro lado, la especificación técnica de las celdas establece el rango de operación entre -20°C y 60°C [18], por lo que se toma  $T_{crit} = 60^\circ C$  como la **temperatura máxima admisible**. Aunque existe un valor inferior de temperatura que es óptimo para alargar la vida útil de la celda [19][20], se prioriza maximizar la entrega de potencia y no se tiene en cuenta.



Figura 4.1: Celda cilíndrica VTC6 de la marca SONY [18]. Formato cilíndrico normalizado 18650 y polo positivo plano. Dimensiones:  $\varnothing 18,3 \times 60 \text{ mm}$

La temperatura superficial de las celdas se mide mediante sensores digitales Dallas DS18B20. Frente a la alternativa analógica, como termopares o termo-resistencias, tienen la ventaja de poder conectarse en serie, reduciendo el cableado. Además, son menos susceptibles al ruido electromagnético. Van montados a ambos lados de cada módulo, encapsulados en un vertido de resina epoxi térmicamente conductora. Así se asegura el aislamiento eléctrico mientras que se conectan térmicamente los sensores a los *busbars* de níquel que unen las celdas.

La refrigeración de la batería se realiza mediante un **flujo forzado de aire**, que se capta del exterior del TSAC y se fuerza a pasar entre las celdas mediante ventiladores. El trabajo de diseño consiste en dimensionar los ventiladores a usar y elementos necesarios en el camino del caudal de aire, principalmente los colectores de admisión y escape. Dado que el sistema de la temporada anterior estaba dimensionado “a ojo” y que no se tienen datos empíricos de su rendimiento, se plantea un **rediseño completo** para el ISF-05.

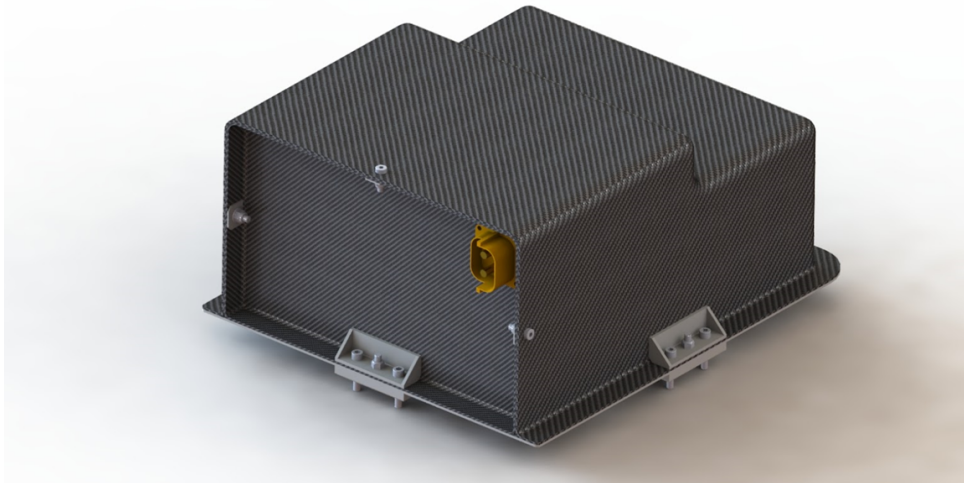


Figura 4.2: Render del diseño del TSAC para el IFS-05. En el diseño final de la refrigeración, se practica el escape del flujo de aire en el panel vertical (panel con el conector naranja). La admisión y los ventiladores se montan en la cara opuesta alejada (cúpula del TSAC)

Se emplea como **escenario para evaluar la refrigeración** del acumulador la prueba dinámica de *Endurance* o resistencia. A pesar de ser un sistema con bastante inercia térmica, la duración de esta prueba es suficiente como para poder alcanzar el régimen térmico permanente.

## 4.1. Metodología

El objetivo con el que se diseña es mantener bajo el umbral de temperatura crítica ( $T_{crit} = 60^{\circ}C$ ) la temperatura de las celdas del acumulador. Dado que se plantea un diseño desde cero, siguiendo una buena gestión de los recursos disponibles, no resulta factible buscar predecir y controlar el comportamiento del sistema con gran exactitud. Se pretende, en su lugar, plantear los cálculos necesarios para asegurar que la batería no se sobrecaliente.

El proceso de diseño completo se puede dividir en tres tareas aisladas:

- Determinar el calor generado en la batería según la descarga demandada.
- Aproximar la demanda eléctrica de la batería.
- Elaborar un modelo para el intercambio de calor con el flujo forzado de aire.

Después han de evaluarse diferentes ventiladores comerciales y las configuraciones en las que se pueden montar. Se deberá predecir el rendimiento térmico de cada una de ellas y seleccionar la que proporcione el rendimiento en pista adecuado.

## 4.2. Calor a disipar, modelo de pérdidas

El calor generado en el acumulador corresponde con las **pérdidas eléctricas internas**. Estas son, en su mayoría, debidas al efecto Joule. Pueden proceder de la corriente de descarga (circuito de potencia), de la electrónica de potencia o de la electrónica de control. Estos últimos dos son despreciables frente a primer término, tal que:

$$Q_{gen} = Q_{discharge} + Q_{pow.elect.} + Q_{con.elect.} \quad [W] \quad (58)$$

$$Q_{gen} \approx Q_{discharge} = I^2 R_{int} \quad [W] \quad (59)$$

Donde  $Q_{gen}$  es el calor generado,  $I$  la corriente de descarga y  $R_{int}$  la resistencia interna total de la batería.

Los contactores son la principal fuente de calor de la electrónica de potencia. Con tal de corroborar la simplificación realizada en ec.(59), se compara la potencia disipada por las bobinas de excitación de los contactores (*coil*) con el calor generado por la corriente de descarga. Tomando los datos proporcionados por el fabricante [21]:

$$U_{n|coil} = 24 \quad [Vdc] \quad R_{coil} = 40 \quad [ohms] \quad Q_{n|coil} = 14,4 \quad [W]$$

$$Q_{discharge} \underset{I=120A}{=} 3179,76 \gg Q_{n|coil} = 14,4 \quad [W] \quad qed.$$

Adicionalmente, solo se considera para los cálculos actuales la resistencia interna media de las celdas ( $R_{cell}$ ), según la ficha técnica del fabricante [18]. Esto supone despreciar la resistencia de algunos de los elementos del camino de corriente, como los *busbars* de cobre o la resistencia de los conectores entre cada módulo. La razón por la que no se incluyen términos más específicos es porque las celdas son el principal elemento resistivo. Al no tener datos empíricos sobre valor exacto, se hacen poco justificables cálculos más elaborados. El valor de esta resistencia considerada se obtiene como:

$$R_{cell}^{fabricante} = [0,008 ; 0,018] \Rightarrow R_{cell} = Me(R_{cell}^{fabricante}) = 0,013 \quad [ohms] \quad (60)$$

Se recogen los cálculos comentados en una herramienta tipo calculadora, desarrollada por el Departamento de Baterías del ISC. Mostrado en la Figura 4.3, se obtiene como salida el calor generado internamente (celda roja) según la corriente de descarga de la batería (dato verde).

| Potencia disipada acumulador HV |                   |  |
|---------------------------------|-------------------|--|
| Efecto Joule                    | $P = I^2 \cdot R$ |  |

| Resistencias                                                                         |             |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------|-------------|-----|
| R interna celdas VTC6                                                                | 0.013       | ohm |
| R tiras de níquel                                                                    | 7.37E-05    |     |
| R entre tiras de níquel                                                              | 1.42E-04    |     |
| R pletinas de cobre                                                                  | 0.000697716 |     |
| R entre tiras de níquel y pletina de cobre (como entre tiras níquel aunque esté mal) | 1.42E-04    |     |
| R entre pletina de cobre y amphenol (")                                              | 1.42E-04    |     |
| R entre amphenol y cable HV (")                                                      | 1.42E-04    |     |
| R LV (cables, componentes)                                                           | 1.42E-04    |     |

| Hipótesis valor corriente acu | 120 | A    |
|-------------------------------|-----|------|
| Corriente por celda           | 20  | A    |
| Corriente por punto           | 2.5 | A    |
| celdas                        | 570 |      |
| níquel                        | 300 |      |
| puntos níquel                 | 8   | 4560 |
| cobre                         | 10  |      |
| amphenol                      | 10  |      |

|                          |          |        |
|--------------------------|----------|--------|
| Resistividad Níquel      | 6.40E-05 | ohm*mm |
| Resistencia Níquel       | 7.37E-05 | ohm    |
| S                        | 16.5     | mm2    |
| L                        | 19       | mm     |
| Resistencia punto Níquel | 1.42E-04 | ohm    |
| S                        | 0.0225   | mm2    |
| L                        | 0.05     | mm     |

| Potencia disipada |        | W |
|-------------------|--------|---|
| 5.2               | 2964   |   |
| 2.95E-02          | 8.84   |   |
| 8.89E-04          | 4.05   |   |
| 10.0471104        | 100.47 |   |
| 2.05E+00          | 20.48  |   |
| 2.05E+00          | 20.48  |   |
| 2.05E+00          | 20.48  |   |
| 2.05E+00          | 40.96  |   |

| TOTAL       |  |
|-------------|--|
| 3179.768074 |  |
| W           |  |

Figura 4.3: Calculadora del calor generado en la batería, Dpt. Baterías de ISC.

Para versiones futuras, la predicción se puede mejorar considerando analíticamente la resistencia de todos los elementos del camino de corriente. Otra opción, es determinar directamente la resistencia interna total de la batería ( $R_{int}$ ) mediante un ensayo de descarga. Además, *D.H. Jeon* y *S.M. Baek* expresan el calor generado por una celda ion-Litio como la combinación de pérdidas eléctricas y químicas [22], tal que

$$Q_{gen} = I^2 R_{int} - T \Delta S \frac{I}{nF} \quad [W] \quad (61)$$

$$Con \quad \Delta S = -nF \frac{\partial V^0}{\partial T} \quad [JK^{-1}] \quad (62)$$

Donde  $\Delta S$  es el cambio de entropía,  $n$  es el número de electrones involucrados en la reacción química y  $F$  el Número de Faraday.

En última instancia, se podrán incluir los términos asociados al calor generado por la electrónica de potencia  $Q_{pow.elect.}$  y por la electrónica de control  $Q_{con.elect.}$ .

### 4.3. Predicción de demanda

Según lo comentado en el apartado anterior, para calcular el calor generado internamente  $Q_{gen}$  es necesario conocer la corriente de descarga de la batería  $I$ . A falta de datos empíricos, se opta por estimar este dato a partir de la potencia entregada por el motor, según un **simulador de tiempo por vuelta**. Se supone que:

$$I \propto P \propto P_{motor} \quad (63)$$

Donde  $P$  es la potencia entregada por la batería y  $P_{motor}$  la entregada por el motor, ambas instantáneas.

Se emplea el software *OptimumLap*, que permite configurar el coche del equipo a partir de parámetros sencillos y predecir su rendimiento en las pruebas dinámicas. Sobre la configuración de estas simulaciones, únicamente conviene resalta que se ha empleado la curva de par continuo del motor. Aunque el motor es capaz de desarrollar un par y potencia superiores (curva de par pico), generando más calor en la batería, solo puede hacerlo durante unos pocos segundos [7]. Por su corta duración y la elevada inercia térmica de la batería, se considera despreciable el calor adicional generado en estas situaciones. Ver Anexo I para la configuración completa del simulador.



Figura 4.4: Potencia instantánea entregada por el motor del ISF-05 en el circuito de *Endurance* de Austria 2012 (963.81m), salida del *OptimumLap*.

La potencia entregada por el motor  $P_{motor}$  se obtiene directamente como una de las salidas del programa. Además de las representaciones gráficas (Figura 4.4), útiles para estudios cualitativos, es posible exportar los resultados de las simulaciones para su tratamiento.

| [Simulation Results] |             |                 |           |            |          |           |            |         |             |         |          |
|----------------------|-------------|-----------------|-----------|------------|----------|-----------|------------|---------|-------------|---------|----------|
| speed                | elapsedTime | elapsedDistance | lateralAc | longitudir | gear     | gearRatio | engineSpe  | torque  | power       | downFor | dragForc |
| Speed (linear)       | Time        | Length          | Accelera  | Accelerat  | Unitless | Unitless  | Speed (an) | Torque  | Power       | Force   | Force    |
| m/s                  | s           | m               | m/s^2     | m/s^2      | -        | -         | rpm        | N.m     | kW          | N       | N        |
| 18.64126365          | 0.003214153 | 0.1             | -17.895   | 0.00041    | 1        | 3.45      | 2995.79    | 108     | 56.54866776 | 39.7814 | 123.127  |
| 18.6412658           | 0.008578597 | 0.2             | 5.1931    | 0.0004     | 1        | 3.45      | 2995.79    | 124.304 | 38.9964274  | 39.7814 | 44.2016  |
| 18.67732165          | 0.013943039 | 0.3             | 5.2328    | 6.72127    | 1        | 3.45      | 3001.59    | 124.279 | 39.06404834 | 39.9355 | 44.3727  |
| 18.71329745          | 0.019297126 | 0.4             | 5.2728    | 6.71932    | 1        | 3.45      | 3007.37    | 124.254 | 39.13148913 | 40.0895 | 44.5439  |
| 18.7491937           | 0.02464092  | 0.5             | 5.3131    | 6.71737    | 1        | 3.45      | 3013.14    | 124.229 | 39.19875087 | 40.2434 | 44.7149  |
| 18.78501085          | 0.029974482 | 0.6             | 5.3537    | 6.71543    | 1        | 3.45      | 3018.9     | 124.205 | 39.26583464 | 40.3973 | 44.8859  |
| 18.82074939          | 0.035297876 | 0.7             | 5.3946    | 6.71349    | 1        | 3.45      | 3024.64    | 124.18  | 39.33274153 | 40.5512 | 45.0569  |
| 18.85640978          | 0.04061116  | 0.8             | 5.4358    | 6.71155    | 1        | 3.45      | 3030.37    | 124.156 | 39.39947259 | 40.705  | 45.2278  |
| 18.89199248          | 0.045914397 | 0.9             | 5.4774    | 6.70962    | 1        | 3.45      | 3036.09    | 124.131 | 39.46602888 | 40.8588 | 45.3986  |
| 18.92749794          | 0.051207645 | 1               | 5.5192    | 6.70769    | 1        | 3.45      | 3041.79    | 124.107 | 39.53241145 | 41.0125 | 45.5694  |
| 18.96292661          | 0.056490963 | 1.1             | 5.5614    | 6.70576    | 1        | 3.45      | 3047.49    | 124.082 | 39.59862133 | 41.1662 | 45.7402  |
| 18.99827895          | 0.061764411 | 1.2             | 5.6039    | 6.70384    | 1        | 3.45      | 3053.17    | 124.058 | 39.66465954 | 41.3198 | 45.9109  |
| 19.03355539          | 0.067028045 | 1.3             | 5.6467    | 6.70192    | 1        | 3.45      | 3058.84    | 124.034 | 39.73052711 | 41.4734 | 46.0815  |
| 19.06875637          | 0.072281925 | 1.4             | 5.6898    | 6.7        | 1        | 3.45      | 3064.5     | 124.009 | 39.79622502 | 41.6269 | 46.2521  |
| 19.10388233          | 0.077526105 | 1.5             | 5.7333    | 6.69808    | 1        | 3.45      | 3070.14    | 123.985 | 39.86175428 | 41.7804 | 46.4227  |
| 19.1389337           | 0.082760643 | 1.6             | 5.7771    | 6.69617    | 1        | 3.45      | 3075.77    | 123.961 | 39.92711587 | 41.9339 | 46.5932  |

Figura 4.5: Resultados numéricos de la simulación en *OptimumLap*, resaltadas las columnas de tiempo  $t$ , distancia  $d$  y potencia entregada por el motor  $P_{motor}$ .

A partir de los resultados numéricos de las simulaciones se deduce que la variable de paso de iteración no es la temporal, si no la distancia recorrida por el vehículo. Como se puede comprobar en la Figura 4.5, la variable de posición *elapsedDistance* toma valores exactos y constantemente crecientes con los pasos iterativos, a diferencia de la variable temporal *elapsedTime*. Más adelante será necesario realizar un cambio de variable, pues los cálculos térmicos transitorios exigen base temporal. La escala espacial se designará mediante la variable independiente de distancia  $s$ , tal que la potencia motor obtenida en las simulaciones es:

$$P_{motor}(s) \quad [W] \quad (64)$$

Entre la entrega mecánica del motor ( $P_{motor}$ ) y la salida eléctrica de la batería ( $P$ ) se encuentran los rendimientos del inversor y del motor. Se sabe que estos no son perfectos y causan que la energía que llega al motor sea menor que la que sale de la batería. Si embargo, se aproxima la potencia de descarga de la batería considerando pérdidas nulas en ambos aparatos ( $\eta = 100\%$ ), tal que:

$$P(s) \underset{\eta=1}{=} P_{motor}(s) \quad [W] \quad (65)$$

Queda fuera del alcance de este trabajo determinar cómo de significativa es esta aproximación.

La corriente de descarga del acumulador ( $I(s)$ ) se calcula mediante la expresión de potencia para un circuito eléctrico de corriente continua. Donde todos los términos empleados han de ser instantáneos y en escala espacial.

$$P(s) = U(s) \cdot I(s) \quad [W] \quad \Leftrightarrow \quad I(s) = \frac{P(s)}{U(s)} \quad [A] \quad (66)$$

En esta expresión,  $U(s)$  es la tensión en bornes de la batería.

Sin entrar en mucho detalle, esta tensión se ve reducida, durante el ciclo de descarga de una prueba dinámica, por dos procesos principales:

- La descarga del acumulador al ceder energía, que se traduce en una caída de tensión.
- El efecto del divisor de tensión debido a la resistencia interna de la batería  $R_{int}$  y a la corriente entregada. Reduce la tensión útil vista por el inversor y se acentúa con corrientes elevadas y bajos niveles de carga.

Aunque estos comportamientos se pueden predecir mediante un modelo analítico y una estimación de demanda (a través de *OptimumLap*) su desarrollo se escapa del alcance de este trabajo. Por recomendación del Departamento de Baterías de ISC, se opta por aproximar el valor instantáneo de la tensión  $U(s)$  como la tensión nominal de la batería  $U_n$ . Se supone que, al ser la tensión para la que se dimensiona la capacidad de la batería, es suficientemente representativa de todo el ciclo de descarga. Se obtiene así la corriente de descarga de la batería:

$$U(s) \approx U_n = cte(s) = cte(t) \quad [V] \quad (67)$$

$$I(s) = \frac{P(s)}{U(s)} \approx \frac{P(s)}{U_n} \quad [A] \quad (68)$$

El calor generado internamente en el acumulador  $Q_{gen}(s)$  se calcula a partir de la corriente de descarga  $I(s)$ , según lo comentado en el apartado 4.2:

$$Q_{gen}(s) \underset{Apt.4,2}{=} f(I(s)) \quad [W] \quad (69)$$

Debido a que la batería es un sistema con notable inercia térmica, se opta por emplear el calor medio generado  $\overline{Q_{gen}}$  para dimensionar su refrigeración. Con este planteamiento, se desprecian posibles picos de generación y se simplifican los cálculos térmicos para un dato de entrada único. Se computa este calor medio como calor medio temporal, y no espacial. Sea  $i$  el paso iterativo, la expresión a emplear es:

$$\overline{Q_{gen}} = \frac{1}{T} \int_T Q_{gen}(t) dt = \frac{1}{T} \sum_{i=0}^{i=n-1} Q_{gen}(s_i) \cdot (t_{i+1} - t_i) \quad (70)$$

$$Tiempo \text{ Simulacion} \equiv T = (t_n - t_0) \quad (71)$$

Donde se descarta el valor de calor generado en el último paso iterativo  $i = n$ . Esto es necesario para mantener coherencia con el intervalo  $T$  definido.

Es importante notar que este cálculo (ec. 70) no se puede plantear desde un dato de corriente media  $\bar{I}$ . Debido a la relación cuadrática entre calor y corriente, según la Ecuación (59), el calor medio no es el que corresponde con la corriente media. Matemáticamente, esto se demuestra teniendo en cuenta que la corriente  $I(t)$  no es constante ni nula:

$$R_{int} \cdot \bar{I}^2 = R_{int} \left( \frac{1}{T} \int_T I(t) dt \right)^2 \neq R_{int} \left( \frac{1}{T} \int_T I(t)^2 dt \right) = \overline{Q_{gen}}$$

$$\Rightarrow \overline{Q_{gen}} \neq R_{int} \cdot \text{Mean}(I(t))^2 \quad qed. \quad (72)$$

Todo lo planteado en este apartado, desde las simulaciones de *OptimumLap* hasta el cálculo de calor medio generado  $\overline{Q_{gen}}$  se realiza para varios circuitos reales de la competición. Los valores obtenidos se recogen en la siguiente Tabla 4.2.

| Circuito     | LapTime [s] | Longitud [m] | Calor medio<br>espacial [kW] | Calor medio<br>temporal [kW] | Energía prueba dinámica<br>endurance 22km [kJ] |
|--------------|-------------|--------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------------------------|
| Endur.Ger10  | 45.97       | 797.3        | 2.2788                       | 2.0740                       | 263.0778                                       |
| Endur.Ger12  | 79.56       | 1423.5       | 2.5572                       | 2.2271                       | 273.8418                                       |
| Endur.Aus12  | 49.19       | 963.8        | 3.4875                       | 3.1868                       | 357.8223                                       |
| Cross.Ger12  | 71.74       | 1267.71      | 2.9612                       | 2.6730                       | -                                              |
| Skidpad      | 20.36       | -            | 1.3044                       | 1.2501                       | -                                              |
| Acceleration | 4.71        | -            | 3.6216                       | 2.4882                       | -                                              |

Tabla 4.2: Calor generado en el interior del acumulador, según circuito y prueba.

Como se ha comentado, el dimensionamiento de la refrigeración del acumulador se hará para la prueba de *Endurance* por ser la de mayor duración. De los circuitos ensayados, se debe seleccionar tanto el que tenga mayor disipación de potencia como el que disipe la mayor energía durante la prueba. Este último dato se calcula en la última columna de la Tabla 4.2. En ambos casos, resulta ser el circuito de *Endurance* de Austria de 2012. Queda determinado el **dato de calor medio para dimensionar**, con valor:

$$\overline{Q_{gen}} = \overline{Q_{gen}|_{Aus12}} = 3186,8 \quad [W] \quad (73)$$

El procedimiento planteado para el dato de calor (ec.73) se considerará acertado para un primer diseño de la refrigeración. Aunque la estimación se puede mejorar de forma analítica, la forma más directa de aumentar su fiabilidad es con la lectura del sensor de corriente del coche durante una práctica de *Endurance*.

#### 4.4. Modelo de convección forzada

Para dimensionar la refrigeración, es necesario predecir el intercambio de calor en el interior de acumulador según la configuración de ventiladores. **Se modela analíticamente el fenómeno de convección forzada** con tal de relacionar el caudal de aire con la temperatura superficial de las celdas. El modelo analítico se plantea como un *LiveScript* de *MatLab*.

| Criterios de evaluación, modelo convección forzada |                            |           |                        |                          |                              | Outcome |
|----------------------------------------------------|----------------------------|-----------|------------------------|--------------------------|------------------------------|---------|
|                                                    |                            | Precisión | Rapidez<br>computación | Rapidez<br>configuración | Estudio de<br>sensibilidades |         |
| Tipo modelo<br>(software)                          | Ponderación                | 0.225     | 0.05                   | 0.45                     | 0.275                        | 1       |
|                                                    | Analítico<br>(MatLab)      | 4         | 9                      | 9                        | 7.5                          | 7.46    |
|                                                    | Númérico<br>(Ansys Fluent) | 8.5       | 7                      | 4                        | 3                            | 4.89    |

Valoraciones mayores = cualidades favorables

Rango valoraciones: 0-10

Rango ponderaciones: 0-1

Tabla 4.3: Tabla de decisión, tipo de modelo para el intercambio de calor en el acumulador.

La alternativa a un modelo analítico es un modelo numérico. El intercambio de calor puede replicarse en un entorno virtual, en cuestión de geometría y condiciones de contorno, y simularse mediante métodos de elementos finitos o FEM (*Finite Element Methods*). Para esta aplicación, se optaría por el software de *Fluent*, de *ANSYS Workbench*. Se emplea la tabla de decisión 4.3 para determinar que un modelo analítico es el más adecuado para la aplicación.

La sujeción mecánica de las celdas se hace mediante *holders* comerciales. Estas piezas cuadradas trabajan enfrentadas por parejas, una a cada extremo de la celda, para restringir axial y radialmente su movimiento. Además, encajan entre sí para formar una matriz homogénea de paso, vertical y horizontal,  $S_{cell} = 20,2 [mm]$  entre celdas contiguas. Puede verse una cara completa de *holders* en la Figura 4.6. Existe una cara complementaria, no visible, al otro lado del módulo.

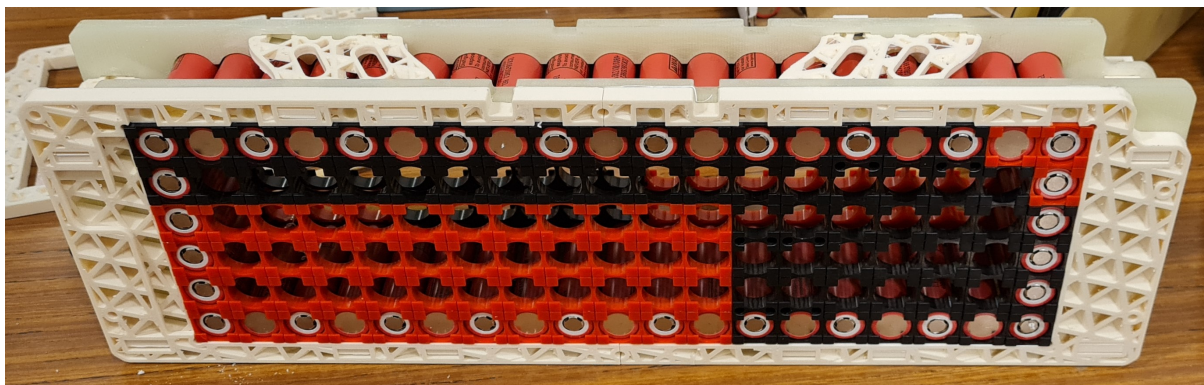


Figura 4.6: Montaje mecánico de prueba antes del pegado de la estructura. *Holders* rojos y negros con celdas rojas en las posiciones perimetrales.

El bloque matriz de celdas queda sujeto al panel inferior del TSAC mediante una estructura rígida, elaborada en fibra de vidrio e impresión 3D de ABS. Una vez ensamblado el módulo, esta estructura ofrece cobertura para todos los elementos conductores y evita el movimiento del bloque de celdas en todas las direcciones. Como se puede ver en las Figura 4.6 y la Figura 4.7, consiste en dos piezas longitudinales que se mantienen separadas mediante elementos transversales.

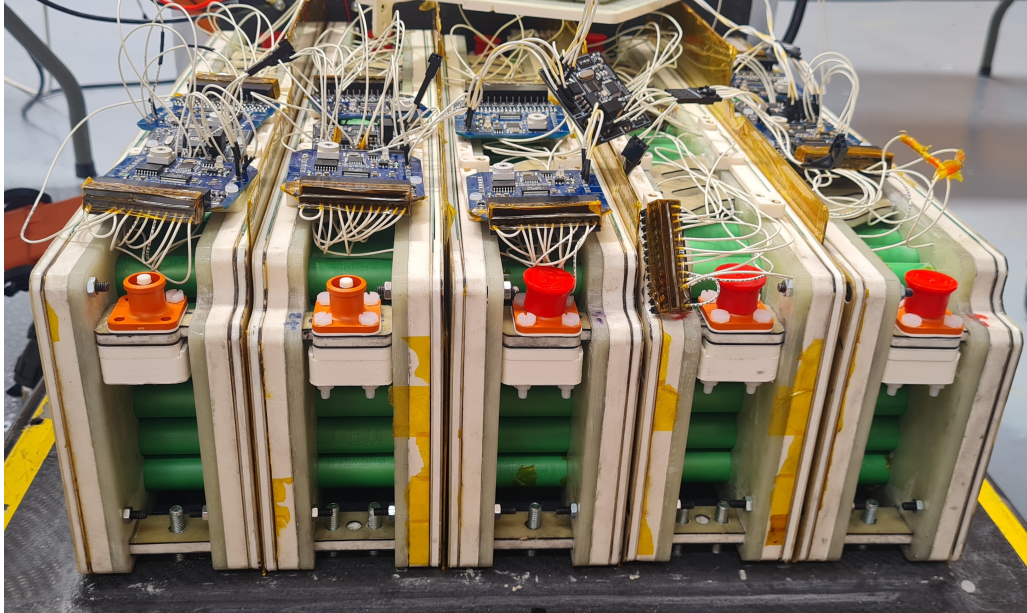


Figura 4.7: Módulos mecánicamente terminados y celdas soldadas, con cableado de baja provisional. Montados sobre el "suelo" del acumulador, al que van atornillados. Se aprecian los BMS (pcbs azules) y los *Amphenols* de salida de cada módulo

El flujo de aire que se induce en el acumulador circula a través del módulo en su dirección longitudinal. Según la Figura 4.6, esto es de izquierda a derecha. Este flujo, en el que el aire pasa por los huecos intersticiales de las celdas cilíndricas, se denomina en abundante bibliografía como *flujo a través de un banco de tubos alineados* [5]. Se modelará el intercambio de calor en el acumulador según las expresiones de este tipo de convección forzada.

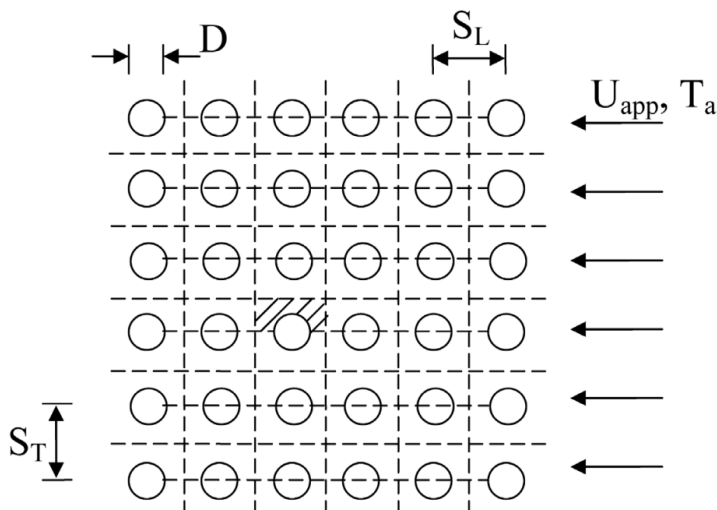


Figura 4.8: Parámetros de caracterización del *flujo a través de un banco de tubos alineados*. Donde  $S_L$  y  $S_T$  son los pasos longitudinal y transversal y  $D$  el diámetro del cilindro ( $D = D_{cell}$ ).

Se realizan tres **simplificaciones de la geometría**, necesarias debido a la discrepancia entre el *flujo a través de un banco de tubos* y el real. Aunque no son deseables son asumibles en una primera iteración del modelo analítico.

- Se supone un caudal a la entrada homogéneo y con el frente hidrodinámico establecido. No es real pues los ventiladores empleados no generan el mismo caudal entre diferentes módulos ni generan un caudal homogéneo en la sección de entrada de cada módulo. Esto se debe a la colocación de los ventiladores (Figura 4.9a) y a los obstáculos al paso del aire (conector naranja, Figura 4.7). Además, la escasa distancia a las primeras celdas ( $< 50mm$ ) asegura que el caudal no presenta un frente hidrodinámico establecido.
- Se desprecia el espacio adicional creado entre las celdas superiores e inferiores y las paredes internas del TSAC. Este viene dado por la estructura rígida que sujeta el bloque de celdas (Figura 4.6). Se considera igual que la mitad el hueco entre dos celdas contiguas.

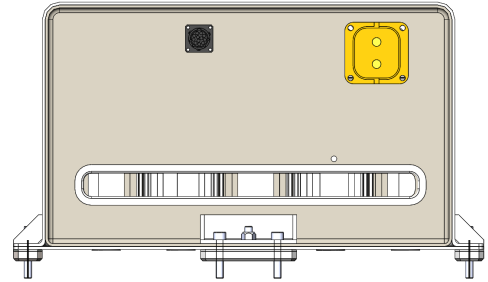
$$\frac{S_{cell} - D_{cell}}{2} = \frac{20,2 - 18,3}{2} = 0,95 \quad [mm]$$

Donde  $D_{cell}$  es el diámetro de la celda.

- Se considera un caudal a la salida homogéneo. Difiere de la realidad debido a que la perforación de salida realizada en la pared del TSAC (Figura 4.9b) no abarca toda la altura de los módulos.



(a) Montaje empotrado de los tres ventiladores empleados, visto desde el interior del acumulador.



(b) CAD de la apertura de salida (en blanco) realizada sobre la pared vertical del TSAC.

Figura 4.9: Admisión forzada (a) y salida (b) del caudal de aire según el diseño final ejecutado. En ambos casos se emplean marcos de ABS impreso en 3D, sujetos al TSAC con adhesivo estructural ignífugo UL94 v0 (según normativa de la competición).

Aunque todos los cálculos presentados a continuación se realizan en el mismo documento de *MatLab*, se separa en secciones para facilitar su explicación. Para determinar las propiedades del aire se emplea una **temperatura de evaluación**  $T_{air|eval} = mean(25, 60) = 42,5^{\circ}C$ . Sea aire a presión atmosférica[23].

$$Aire(T_{air|eval}) \equiv \begin{cases} \rho_{air} = 1,127 & [kg/m^3] \\ \mu_{air} = 1,918e - 5 & [kg/ms] \\ k_{air} = 0,02662 & [W/mK] \\ c_{p,air} = 1007 & [J/kgK] \\ Pr_{air} = 0,706 & [\emptyset] \end{cases} \quad (74)$$

Adicionalmente, se emplea  $T_{air|in} = 30 [^{\circ}C]$  como valor de la **temperatura del aire captado** del exterior del TSAC. Se emplea la temperatura habitual en el Circuito de Cataluña de Montmeló, donde tiene lugar la competición de Formula Student Spain.

#### 4.4.1. Pérdida de carga:

Las celdas ofrecen resistencia al paso del aire, produciendo una pérdida de carga (presión hidrostática) proporcional al cuadrado de la velocidad. Conocida la curva  $P-Q$ , de presión frente a caudal, de los ventiladores empleados, se deduce el caudal que se establece como el punto en el que ambas presiones son iguales.

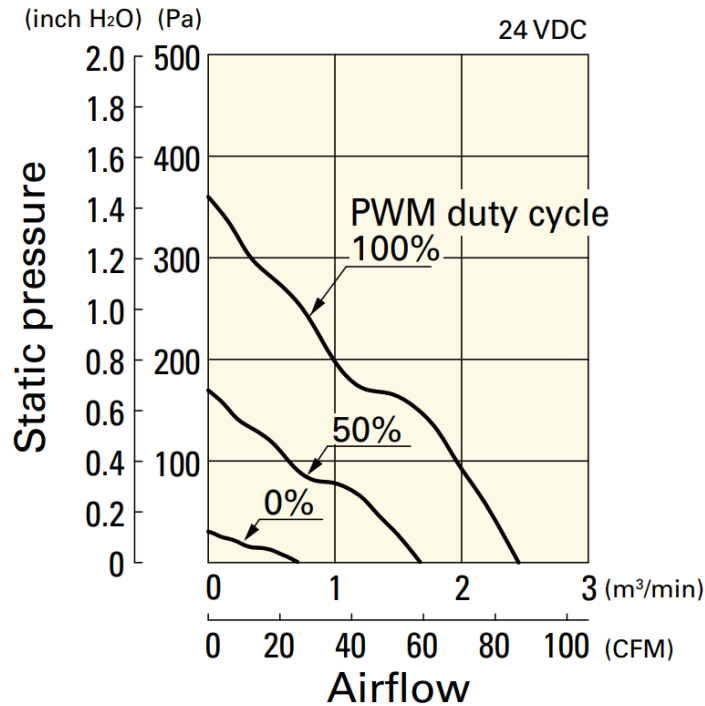


Figura 4.10: Curva  $P-Q$  de los ventiladores (PWM) empleados en el montaje final. Proporcionado por el fabricante [24].

Se sigue un proceso, iterativo y manual, en el que para un caudal de la curva del ventilador se calcula la pérdida de carga correspondiente. Según sea mayor o menor a la presión ofrecida por el ventilador, se reduce o aumenta el caudal hasta encontrar el punto de equilibrio. Sea  $q_{fan}$  el caudal de aire total ofrecido por la configuración de ventiladores, teniendo en cuenta si están en serie o en paralelo, el caudal por cada módulo es una quinta parte.

$$q_{modulo} = \frac{q_{fan}}{5} \quad [m^3/s] \quad (75)$$

Donde  $q_{modulo}$  es el caudal de aire por cada módulo individual.

La referencia que se suele emplear para este tipo de flujo es la velocidad media intersticial [25]. Se emplea el sufijo  $max$  para las variables en la posición intersticial, donde la velocidad del flujo es máxima. La sección de paso intersticial ( $A_{max}$ ) y diámetro hidráulico

equivalente ( $Dh_{max}$ ) en esta posición se calculan como:

$$A_{max} = (S_{cell} - D_{cell}) \cdot H_{cell}^* \cdot N_{ints} \quad [m^2] \quad (76)$$

$$Dh_{max} = \frac{4 \cdot A_{max}}{Ph_{max}} \quad [m] \quad (77)$$

Donde  $H_{cell}^*$  es la altura de celda expuesta al flujo de aire y  $N_{ints} = 6$  el número de huecos intersticiales para una altura de 6 celdas (un paralelo).  $Ph_{max}$  es el perímetro hidráulico de la sección intersticial.

La velocidad de paso  $u_{max}$  y número de Reynolds vienen dados como:

$$u_{max} = \frac{q_{modulo}}{A_{max}} \quad [m/s] \quad (78)$$

$$Re_{max} = \frac{\rho_{air} \cdot Dh_{max} \cdot u_{max}}{\mu_{air}} \quad [\emptyset] \quad (79)$$

La pérdida de presión a lo largo del banco de tubos se calcula finalmente con la siguiente expresión[26]:

$$\Delta p = \chi N_L \left( \frac{\rho_{air} u_{max}}{2} \right) f \quad [Pa] \quad (80)$$

Con  $f = 0,43$  factor de fricción y  $\chi = 1$  factor de corrección tomados de forma tabular a partir del número de Reynolds y la relación de pasos longitudinal y transversal [26].  $N_L = 19$  es el número de tubos o cilindros en la dirección longitudinal del banco de tubos.

Un procedimiento alternativo calcula la pérdida de carga por medio del número de Euler ( $Eu$ ) de la siguiente manera [25]:

$$Eu = \sum_{i=0}^{i=4} \frac{c_i}{Re_{max}^i} \quad [\emptyset] \quad (81)$$

$$Eu = \frac{\Delta \overline{p_{row}}}{\frac{1}{2} \rho_{air} u_{max}^2} \quad [\emptyset] \quad \Leftrightarrow \quad \Delta \overline{p_{row}} = \frac{Eu \rho_{air} u_{air}^2}{2} \quad [Pa] \quad (82)$$

$$\Delta p = N_L \cdot \Delta \overline{p_{row}} \quad [Pa] \quad (83)$$

Donde los coeficientes  $c_i$  se obtienen en forma tabular a partir del *The Heat Exchanger Design Handbook (1983)*[25].

Como ambos procedimientos son válidos, se emplea la caída de presión medida entre las deducidas por cada método.

En el montaje final se emplean tres ventiladores en paralelo, cada uno con curva  $P$ - $Q$  igual a la mostrada en la Figura 4.10. La curva resultante tiene por tanto el triple de caudal  $q_{fan}$  que uno individual. Tras el proceso iterativo comentado al principio de la sección, se

deduce que el **flujo con la configuración final** es:

$$q_{fan} = 0,0219 \quad [m^3/s] \quad (84)$$

$$\Delta p = 296,81 \quad [Pa] \quad (85)$$

$$Re_{max} = 2044,9 \quad [\emptyset] \quad (86)$$

#### 4.4.2. Coeficiente de convección:

El coeficiente de convección medio, en este caso forzada, se determina a partir del número adimensional de Nusselt. Aunque existen autores posteriores, se emplea la **correlación de Grimison** para un *flujo de aire a través de un banco de tubos alineados*[26]:

$$\overline{Nu} = C_1 Re_{max}^m \quad \begin{cases} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{max} < 40000 \\ Pr_{air} = 0,7 \end{cases} \quad (87)$$

El número de Nusselt medio  $\overline{Nu}$ , a lo largo del banco de tubos, se obtiene exclusivamente para el aire como fluido de trabajo.  $C_1$  y  $m$  son parámetros constantes tabulados en la siguiente tabla 4.4, en función de la relación de paso transversal  $S_T$  y longitudinal  $S_L$  con el diámetro de los cilindros. En el caso de los módulos  $S_T = S_L = S_{cell}$ , por lo que:

$$\frac{S_T}{D} = \frac{S_L}{D} = \frac{S_{cell}}{D_{cell}} = \frac{20,2}{18,3} = 1,122 \approx 1,25 \quad [\emptyset] \quad (88)$$

$$\Rightarrow C_1 = 0,348 \quad [\emptyset] \quad ; \quad m = 0,592 \quad [\emptyset] \quad (89)$$

|           | $S_T/D$ |       |       |       |       |       |        |       |
|-----------|---------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|
|           | 1.25    |       | 1.5   |       | 2.0   |       | 3.0    |       |
| $S_L/D$   | $C_1$   | $m$   | $C_1$ | $m$   | $C_1$ | $m$   | $C_1$  | $m$   |
| Aligned   |         |       |       |       |       |       |        |       |
| 1.25      | 0.348   | 0.592 | 0.275 | 0.608 | 0.100 | 0.704 | 0.0633 | 0.752 |
| 1.50      | 0.367   | 0.586 | 0.250 | 0.620 | 0.101 | 0.702 | 0.0678 | 0.744 |
| 2.00      | 0.418   | 0.570 | 0.299 | 0.602 | 0.229 | 0.632 | 0.198  | 0.648 |
| 3.00      | 0.290   | 0.601 | 0.357 | 0.584 | 0.374 | 0.581 | 0.286  | 0.608 |
| Staggered |         |       |       |       |       |       |        |       |
| 0.600     | —       | —     | —     | —     | —     | —     | 0.213  | 0.636 |
| 0.900     | —       | —     | —     | —     | 0.446 | 0.571 | 0.401  | 0.581 |
| 1.000     | —       | —     | 0.497 | 0.558 | —     | —     | —      | —     |
| 1.125     | —       | —     | —     | —     | 0.478 | 0.565 | 0.518  | 0.560 |
| 1.250     | 0.518   | 0.556 | 0.505 | 0.554 | 0.519 | 0.556 | 0.522  | 0.562 |
| 1.500     | 0.451   | 0.568 | 0.460 | 0.562 | 0.452 | 0.568 | 0.488  | 0.568 |
| 2.000     | 0.404   | 0.572 | 0.416 | 0.568 | 0.482 | 0.556 | 0.449  | 0.570 |
| 3.000     | 0.310   | 0.592 | 0.356 | 0.580 | 0.440 | 0.562 | 0.428  | 0.574 |

Tabla 4.4: Valores de Grimison  $C_1$  y  $m$  en función de la relación de paso transversal y longitudinal con el diámetro. Tanto para tubos alineados como encajados (*staggered*) [26].

Se deja para futuras versiones del modelo comprobar como de significativa es la aproximación realizada en la ec.(88). Se puede comprobar como el rango de la expresión de Grimson se verifica en número de cilindros ( $N_L = 19$ ) y en número de Reynolds (eq. 86). El valor del número de Prandtl del aire empleado  $Pr_{air} = 0,706 \approx 0,7$ .

Finalmente el coeficiente de convección medio, a lo largo del banco de tubos, se calcula según su relación con el Nusselt medio:

$$\overline{h_{con}} = \frac{k_{air} \cdot \overline{Nu}}{Dh_{max}} \quad [W/Km^2] \quad (90)$$

Para la configuración final de ventiladores, los resultados de estos cálculos brindan los siguientes valores:

$$\overline{Nu} = 31,73 \quad [\emptyset] \quad (91)$$

$$\overline{h_{con}} = 201,65 \quad [W/Km^2] \quad (92)$$

#### 4.4.3. Cálculos térmicos:

Al empezar la prueba de *Endurance* el sistema experimenta un proceso transitorio de calentamiento. Aun cediendo calor al aire, la temperatura de la batería aumenta a una velocidad inversamente proporcional a su inercia térmica. En ultima instancia, el sistema se equilibra al alcanzar el régimen permanente, tomando la temperatura un valor constante.

Se emplearán tanto el caudal de aire total  $q_{fan}$  como de calor generado total  $Q_{gen} = \overline{Q_{gen}}$  (ec.73). Por otro lado, la superficie convectiva  $A_{con}$  se calcula de la siguiente manera:

$$A_{con} = N_{cell}(\pi D_{cell} H_{cell}^*) = 1,2893 \quad [m^2] \quad (93)$$

Donde  $N_{cell}$  es el número de celdas totales,  $D_{cell}$  su diámetro y  $H_{cell}^*$  la altura de las celdas expuesta al paso del aire.

La temperatura que se alcanza en el **régimen permanente** se calcula asumiendo el equilibrio térmico. Es decir, el calor generado internamente es captado en su totalidad por el caudal de aire:

$$Q_{gen} = \rho_{air} c_{p_{air}} \cdot q_{fan} \cdot \Delta T_{air} \quad [W] \quad \Leftrightarrow \quad T_{air|out} = T_{air|in} + \frac{Q_{gen}}{\rho_{air} c_{p_{air}} q_{fan}} \quad [^{\circ}C] \quad (94)$$

Para la expresión del calor cedido por convección, se emplea la temperatura media aritmética  $T_{air|mean}$ , entre la admisión y salida. Futuras versiones pueden incorporar la temperatura media logarítmica, siempre que los datos empíricos se corroboren el cambio. Esta temperatura media deberá ser suficientemente similar a la temperatura de evaluación de propiedades  $T_{air|eval}$ . Se tiene por tanto:

$$T_{air|mean} = \frac{T_{air|in} + T_{air|out}}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (95)$$

$$Q_{gen} = A_{con} h_{con} \Delta T = A_{con} h_{con} (T_{cell|per} - T_{air|mean}) \quad [W] \quad (96)$$

$$\Rightarrow \quad T_{cell|per} = T_{air|mean} + \frac{Q_{gen}}{A_{con} h_{con}} \quad [^{\circ}C] \quad (97)$$

El resultado numérico de este cálculo proporciona el siguiente valor para la temperatura en régimen permanente:

$$T_{cell|per} = 106,25 \quad [^{\circ}C] \quad (98)$$

Como se puede comprobar es notablemente superior a la temperatura crítica  $T_{crit} = 60 \quad [^{\circ}C]$ . Aunque puede parecer que el sistema está mal dimensionado, ha de comprobarse cuanto tiempo se tarda en alcanzar dicho valor.

Se plantea un cálculo sencillo considerando la batería como un **sistema adiabático** y sin refrigeración. Se emplea el sufijo *adb* para designarlo.

La inercia térmica del sistema determina cómo de rápido se calienta la batería. Para este primer modelo, se considera únicamente el calor específico del material de las celdas. El valor empleado ha sido obtenido mediante un experimento, ajeno al ISC, en calorímetro adiabático [27]:

$$cp_{cell} = 963,3 \quad [J/kgK] \quad (99)$$

En un TSAC adiabático, la totalidad del calor generado es captado por el material de las celdas, empleado para aumentar su temperatura:

$$Q_{gen} = N_{cell}m_{cell}cp_{cell}\frac{\partial T_{cell|adb}}{\partial t} \quad [W] \quad (100)$$

$$\Rightarrow \frac{\partial T_{cell|adb}}{\partial t} = \frac{dT_{cell|adb}}{dt} = \frac{Q_{gen}}{N_{cell}m_{cell}cp_{cell}} \quad [^{\circ}C/s] \quad (101)$$

La expresión analítica de la temperatura  $T_{cell|adb}(t)$  en función del tiempo se obtiene integrando la expresión:

$$T_{cell|adb}(t) = \int_{t=0}^t dT_{cell|adb} = \int_{t=0}^t \frac{Q_{gen}}{N_{cell}m_{cell}cp_{cell}} dt \quad (102)$$

Teniendo en cuenta que la masa de una celda es  $m_{cell} = 47 \cdot 10^{-3} \quad [kg]$  y hay  $N_{cell} = 570$  celdas en el acumulador, el calentamiento adiabático de la batería queda expresado de la siguiente manera:

$$T_{cell|adb}(t) = T_{air|in} + 0,01305t = 30 + 0,01305t \quad [^{\circ}C] \quad (103)$$

Este calentamiento representa el peor caso posible en el que, el acumulador, no disipa calor al entorno. Resulta útil como referencia de la mejora implantada con los ventiladores y para obtener un orden de magnitud temporal de cuanto tarda la batería en calentarse.

En ultima instancia se determina la **evolución térmica** considerando la inercia del sistema y la refrigeración. El proceso se rige mediante la siguiente ecuación diferencial en la que parte del calor es captado por el aire y parte se emplea en calentar las celdas:

$$Q_{gen} - A_{con}h_{con}\Delta T(t) = N_{cell}m_{cell}cp_{cell}\frac{\partial T_{cell}}{\partial t} \quad [W] \quad (104)$$

Donde  $\Delta T(t)$ , diferencia temperaturas entre las celdas y el aire, pasa a depender del tiempo.

Desarrollando la expresión:

$$\Delta T(t) = T_{cell}(t) - T_{air|mean}(t) \quad [^{\circ}C] \quad (105)$$

$$T_{air|mean}(t) = \frac{T_{air|in} + T_{air|out}(t)}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (106)$$

$$T_{air|out}(t) = T_{air|in} + \frac{Q_{gen} - (cp \cdot m \cdot N)_{cell} \cdot dT_{cell}/dt}{(cp \cdot \rho \cdot q)_{air}} \quad [^{\circ}C] \quad (107)$$

Resolviendo la ecuación diferencial para la variable  $T_{cell}(t)$ , dentro del entorno de *MatLab*, se obtiene la siguiente expresión analítica para la evolución de la temperatura. Esto es, considerando la configuración de ventiladores montada en el TSAC:

$$T_{cell}(t) = 106,25 - 76,25 \cdot e^{-0,001619t} \quad [^{\circ}C] \quad (108)$$

Puede comprobarse como para  $t \rightarrow \infty$ , la temperatura de la celda se establece en el valor de régimen permanente calculado antes (ec.98).

Se obtienen así las expresiones que predicen la **temperatura esperada en las baterías**, según el tiempo transcurrido de la prueba de *Endurance*.

## 4.5. Resultados y comparación de alternativas

El modelo analítico desarrollado permite predecir la temperatura de las baterías. Aunque será necesario corroborar el modelo con datos empíricos, se emplea para dimensionar la refrigeración de la presente temporada. Se barajan diferentes modelos y configuraciones de ventilador.

En el diseño final, se emplean tres ventiladores en paralelo *9GA0824P2S0011* de la marca Sanyo Denki. Consisten en ventiladores de  $24Vdc$ , con formato  $80 \times 80 \times 32mm$ , pensados para ofrecer presiones elevadas. La predicción térmica de la batería, con esta configuración se muestra a continuación en la Figura 4.11. La escala de tiempo ha sido substituida por el número de vueltas al circuito de *Endurance*, dividiendo por el tiempo en realizar una vuelta. En el caso de Austria 2012, esto es  $LapTime = 49,19 [s]$ .

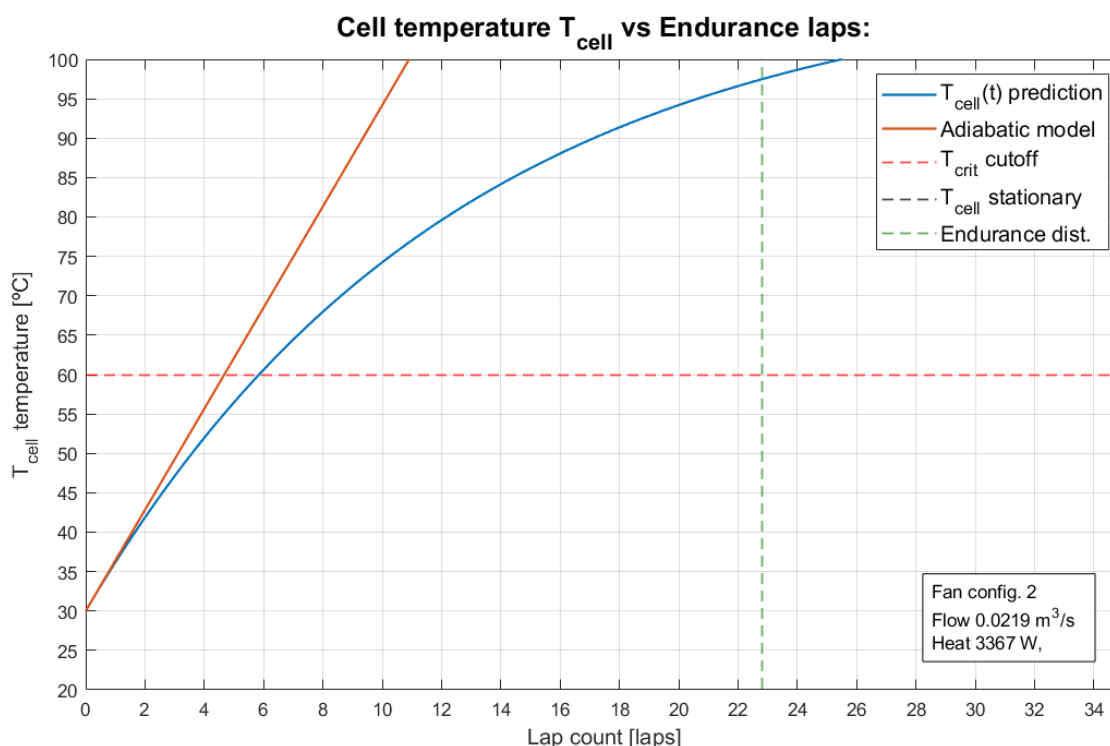


Figura 4.11: Predicción térmica sin limitación de potencia ( $\overline{Q_{gen}} = 3186,8 [W]$ ). La refrigeración permite una vuelta más antes de saltar las protecciones térmicas de la batería. Esta prueba dinámica de *Endurance* no se completaría.

Como se puede comprobar en la gráfica, aunque se tenga en cuenta la inercia térmica de la batería (curva azul) la batería se sobrecalienta. Las protecciones térmicas se dispararían transcurridas las 6 *vuelatas*. Aunque la refrigeración permite correr en pista una vuelta adicional, es deseable un efecto más significativo. En órdenes de magnitud, es necesario obtener un sistema cuatro veces mejor para poder terminar la prueba de *Endurance*.

Según los cálculos de pérdida de carga se sabe que los ventiladores que se pretenden emplear trabajarán muy cerca de su límite de presión (caudal escaso). Esto es debido a la elevada obstrucción que ofrecen las celdas al paso del aire. La primera alternativa sería cambiar la configuración de los ventiladores, pero estos ya han sido seleccionados por

comparación con otros modelos. Además, según el modelo analítico, aumentar un 20 % el caudal de aire solo permitiría realizar una vuelta adicional. Resulta, por tanto, poco viable emplear una configuración de ventiladores más potentes.

De las demás variables de entrada del modelo, puesto que la temperatura ambiental no se puede controlar, solo queda la opción de limitar el calor generado. Se emplea el modelo de predicción de forma inversa, en lugar de para determinar las temperaturas según el calor, para determinar el calor máximo admisible. Por la herramienta desarrollada por el Departamento de Batería, se sabe que este calor se puede reducir con una demanda menor de potencia al coche (corriente de descarga).

Se realiza un proceso manual en el que se modifica el calor generado  $Q_{gen}$  hasta que la curva de calentamiento coincide con la temperatura crítica  $T_{crit}$  en el momento final de la prueba (22km). Puede verse en la Figura 4.12 la curva de calentamiento final.

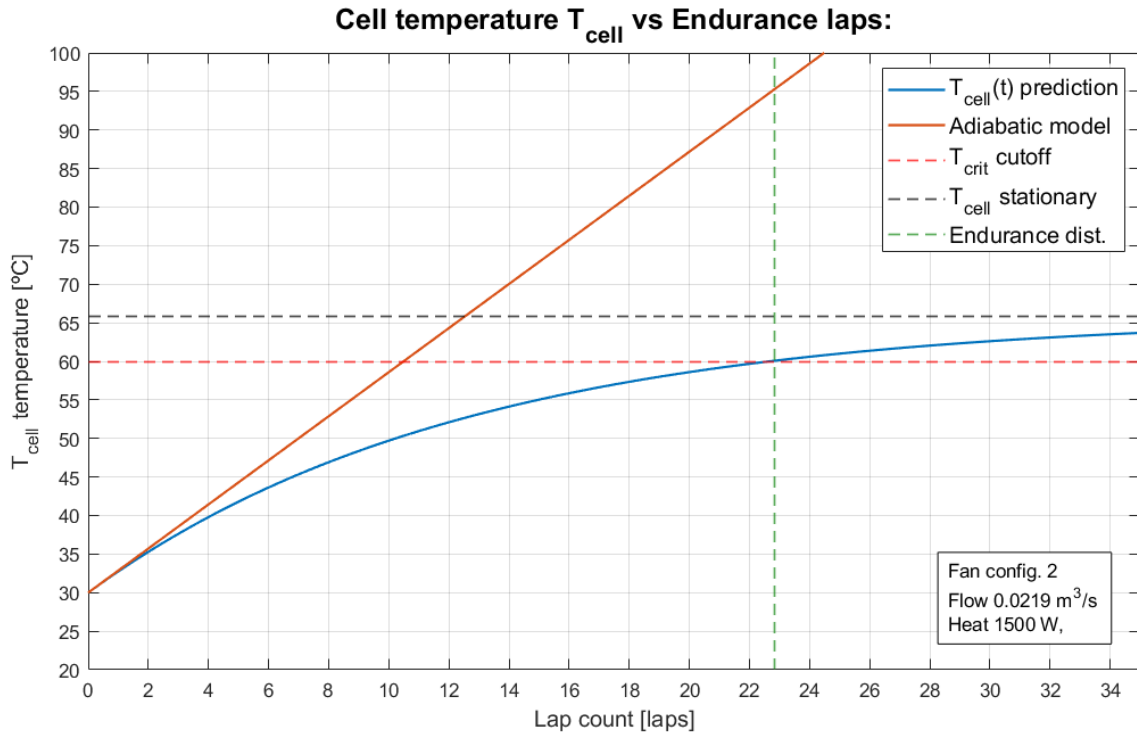


Figura 4.12: Temperatura adiabática y esperada, ventiladores finales con limitación de potencia ( $Q_{gen} = 1500 [W]$ ). La refrigeración permite obtener aproximadamente 12 vueltas adicionales y terminar la prueba de *Endurance*.

Se obtiene de esta manera una predicción térmica en la que, aún limitando la potencia entregada, se termina la prueba de *Endurance*. En este caso, se prioriza completar el evento y obtener puntos en lugar de arriesgar que el coche se pueda quedar parado en mitad del circuito. Se podrá asegurar que las baterías aguantan térmicamente toda la longitud de la prueba dinámica, siempre calor medio generado no supere los 1500 W. Es decir:

$$\overline{Q_{gen}} \leq \overline{Q_{max|Endur.}} = 1500 [W] \quad (109)$$

Este dato de calor, se convierte en un dato de corriente media de descarga de la batería. A diferencia del calor disipado por pérdidas, la corriente es fácil de monitorizar mediante sistemas de telemetría. Ignorando lo comentado en la ec.(72), se aproxima la corriente media como aquella que genera el calor medio máximo.

$$\bar{I} \leq \overline{I_{max|Endur.}} \approx 82,6 \quad [A] \quad (110)$$

Queda definido el sistema de refrigeración de la batería como un **configuración de ventiladores y una condición de operación** de corriente media máxima. Aunque el sistema y el modelo son mejorables, cabe destacar que el IFS-05 ha terminado la prueba de *Endurance* en la competición de España en Barcelona (FSS). Además de un éxito para el equipo, es una prueba de que el proceso de diseño y dimensionamiento es correcto.

## Bibliografía:

- [1] «Formula Student Rules 2023 (v1.1),» Formula Student Germany (FSG), inf. téc., 2023.
- [2] iousu virum, *FSS Formula Student Spain oficial web*,
- [3] «17 objetivos para transformar nuestro mundo,» *ONU Organization* (<https://www.un.org/es/>),
- [4] «Número de Reynolds,» *es.wikipedia.org*,
- [5] G. Nellis y S. Klein, *Heat Transfer*. Cambridge University Press.
- [6] I. Departamento de Mecánica, «Introducción convección forzada flujo externo placa plana,» *Apuntes de la asignatura de Tranmisión de Calor*, 2021.
- [7] «User's Manual for Advanced Axial Flux Synchronous Motors and Generators,» EMRAX Innovative Solutions, inf. téc., ver. 4.5, 2017.
- [8] «Emrax 228,» EMRAX INNOVATIVE E-MOTORS (<https://emrax.com/>), inf. téc.
- [9] «Digital three-phase Servo Amplifier, BAMOCAR D3,» UniTEK Industrie Elektronik G m b H, inf. téc., 2016.
- [10] P. E. Ibañez, «Powertrain en vehículos eléctricos de competición, Módulo 3.1: Motores,» *Diseño Eléctrico de Vehículos Eléctricos de Competición*, 2022.
- [11] «Medidor de flujo Tubería Medidor de flujo Tipo de tubo para gas agua Medición de campo industrial 0.5-5 GPM / 1.8-18 LPM,» *www.Amazon.es*.
- [12] «El clima y el tiempo promedio en todo el año en Montmeló,» *Weather Spark* (*es.weatherspark.com*),
- [13] I. Departamento de Mecánica, «Convección Forzada: Flujo Interno,» *Apuntes de la asignatura de Tranmisión de Calor*, 2021.
- [14] «Alphacool NexXoS UT60 Full Copper 240mm radiator,» Aqua Tunning shop, inf. téc.
- [15] I. Departamento de Mecánica, «Aletas,» *Apuntes de la asignatura de Tranmisión de Calor*, 2021.
- [16] M. Capobianchi, Irvine, Jr. y F. Thomas, «Triangular Ducts, Flow and Heat Transfer,» *www.thermopedia.com*, 2011.
- [17] I. Departamento de Mecánica, «Intercambiadores de Calor,» *Apuntes de la asignatura de Tranmisión de Calor*, 2021.
- [18] «Sony US18650VTC6 3000mAh (Green),» inf. téc.
- [19] J. H. R. Juliani, «Diseño de un sistema de frenado regenerativo por supercondensadores para un vehículo Formula SAE,» Tesis doct., ICAI, Universidad Pontificia Comillas, 2022.
- [20] A. Pesaran, «Battery Pack Thermal Design,» National Renewable Energy Laboratory Golden (NREL), Colorado, inf. téc., 2016.
- [21] «KILOVAC LEV200 Series Contactor With 1 Form X Contacts Rated 500+ Amps, 12-900Vdc,» TE Connectivity, inf. téc.
- [22] D. H. Jeon y S. M. Baek, «Thermal modeling of cylindrical lithium ion battery during discharge cycle,» *Energy Conversion and Management*, vol. 52, n.º 8, págs. 2973-2981, 2011.

- [23] «Prandtl number for air vs. temperature and pressure,» *www.EngineeringToolBox.com*,
- [24] «San Ace 80 9GA, Mouser.es 9GA0824P2S0011 datasheet,» Sanyo Denki, inf. téc.
- [25] B. Steven, «Tube Banks, Crossflow over,» *www.thermopedia.com*, 2011.
- [26] A. Floyd, «Flow Across a Tube Bundle Heat Exchanger (Tube Bank),» en *slideplayer.com*, cap. 4.2.
- [27] «Determining the Specific Heat Capacity of a Battery Pack, Illustrative Example and Descriptive Method,» *Thermal Hazard Technology*,

## Anexo I

### Código de MatLab del modelo analítico, datos de entrada:

```

1 %RE_CS_221021_F_RadiatorCalculator.mlx
2 %Documento propiedad del ISC FS Racing team, dpt. de
  Refrigeracion, para el proyecto de coche electrico.
  Presente temporada 2023, coche en desarrollo: IFS-05.
  Herramienta de prediccion analitica estatica de radiadores
  .
3 %Objetivo: Deducir las temperaturas del liquido refrigerante
  (agua) con un radiador determinado. Para determinar su
  viabilidad, pues se limita por estas. Debera hacerse
  correlacion con las temperaturas de los aparatos
  refrigerados.
4 %Aparatos refrigerados: Motor EMRAX 228 e inversor BAMOCAR B3
  .
5 %Procedimiento: Se parte de las dimensiones geometricas del
  radiador, temperatura del entorno, velocidad del aire,
  caudal de agua y calor a disipar. Se suponen unas
  temperaturas iniciales en el liquido refrigerante para
  empezar la interaccion. Cuanto mas cerca de las estaticas
  finales mas rapido convergera (puede no converger).
6 %Observacion: Se deducir temperaturas termicas en regimen
  permanente. Quedan lejos de las temperturas que se daran
  realmente. Realizar estimaciones oportunas.
7 %Criterios de validez de operacion:
8 %Temperatura maxima fluido inversor: 65C
9 %Temperatura maxima fluido entrada motor: 50C
10 %Indice de contenidos:
11 %Condiciones de contorno
12 %Datos del radiador evaluado
13 %Carga hipotesis termica inicial
14 %Proceso iterativo de calculo
15 clc; clear;
16
17 %Condiciones de contorno
18 %Retorno inidice: INDICE
19 %Introducir los datos sobre el punto de operacion en el que
  se evalua el radiador. Realizar estimaciones necesarias
  para determinarlo.
20 %Velocidad aerodinamica:
21 %Velocidad media del coche ponderada a velocidad por el
  radiador. Segun
22 %ensayos de flujo libre en radiadores. En [m/s].
23 u_coche_mean=60/3.6;
24 load("RE_CS_220901_AFactorVelocidadCoche.mat","B");
25 u_air=B*u_coche_mean;
26 clear B u_coche_mean;

```

```

27 %u_air=u_air*[0.6:0.01:1.4]'; %VECTORIZABLE
28
29 %Caudal de agua:
30 %Recomendad por datasheet del motor. Corresponde realizar un
    estudio
31 %hidraulico. En [m3/s].
32 Q_wat=8/1000/60
33 %Q_wat=Q_wat*[0.6:0.01:1.4]'; %VECTORIZABLE
34
35 %Temperatura ambiental del aire:
36 %Se emplea temperatura media en Barcelona en el mes de agosto
    . Debera
37 %hacerse un estudio del destino de competicion. En [C]
38 T_air_in=30;
39 %T_air_in=[27:1:35]; %VECTORIZABLE
40
41 %Numero de radidores en paralelo:
42 %Para considerar dos radiadores iguales en paralelo en el
    sistema evaluado.
43 %Se considerara el N veces el area de radiador y 1/N veces el
    caudal agua.
44 N=1;
45
46 %Calor generado a disipar:
47 %El dato acutal sale del ensayo de rotor bloqueado de 110A.
    Se supone que
48 %el calor generado en el ensayo solo ocurren en el inversor.
    Se aproxima un
49 %calor total (motor+inversor) por las perdidas maximas de
    cada aparato.
50 %Debe hacerse un ensayo en el coche real para tener buenos
    resultados.
51
52 %Perdidas maximas en cada aparato, del datasheet [W].
53 q_MaxLossInverter=2e3;
54 q_MaxLossMotor=42e3*8e-2;
55
56 %Calor generado en el ensayo de rotor bloqueado 110A [W] y
    factor de
57 %seguridad empleado.
58 load("RE_CS_220202_AGeneratedQ.mat");
59 n_sec=2.4;
60
61 %Calor total por la ponderacion comentada [W].
62 %q_gen=(n_sec*(q_gen+q_MaxLossInverter*q_gen/q_MaxLossMotor))
63 q_gen=(n_sec*(q_MaxLossInverter*q_gen/q_MaxLossMotor))
64 %q_gen=q_gen*[0.5:0.05:1.5]'; %VECTORIZABLE
65 %q_gen

```

```

66 q_gen=q_gen*n_sec;
67
68 %Por interes, proporcion calor del motor frente total.
69 relation=q_MaxLossMotor/(q_MaxLossMotor+q_MaxLossInverter)
70 clear n_sec q_MaxLossMotor q_MaxLossInverter relation;
71
72 Datos del radiador evaluado
73 Retorno inidice: INDICE
74 Realizar las interpretaciones de geometria que se consieren
    oportunas.Los datos actuales son considerando los
    conductos como rectangulares. Puede afinarse empleando
    secciones reales y areas superficiales.
75 %Todas las dimensiones en unidades de metros [m].
76 %Variable para hacer el radiador el doble de largo y la mitad
    de ancho,
77 %para tener en cuenta el sentido delo flujo
78 nnn=2;
79
80 %Datos del lado caliente de agua:
81 %Dimensiones de ancho, alto, y largo de los conductos de agua
    caliente.
82 W_wat=1e-3;
83 H_wat=13.2e-3;
84 L_wat=240e-3*nnn;
85 %L_wat=L_wat*[0.5:0.01:1.5]; %VECTORIZABLE
86
87 %Numero de conductos de agua.
88 N_wat=12/nnn;
89 %N_wat=N_wat*[0.6:0.1:1.6]; %VECTORIZABLE
90
91 %Calculos hidraulicos del lado caliente de agua:
92 %Area, perimetro y diametros hidraulico.
93 Ah_wat=W_wat*H_wat;
94 Ph_wat=2*W_wat+2*H_wat;
95 Dh_wat=4*Ah_wat/Ph_wat;
96
97 %Area convectiva de intercambio para el lado de agua caliente
    . Se ha de
98 %considerar el numero N de radiadores y cada conducto de agua
    en el rad.
99 Acon_wat=N*(N_wat*Ph_wat*L_wat);
100
101 %Velocidad de agua por los conductos.
102 u_wat=Q_wat./(N*Ah_wat*N_wat);
103
104 %Datos del lado frio de aire
105 %Dimensiones de ancho, alto y profundo de los conducto de
    aire frio.

```

```

106 W_air=236e-3*nnn;
107 %W_air=W_air*[0.5:0.01:1.5]; %VECTORIZABLE
108 H_air=7.2e-3;
109 L_air=48e-3;
110 %Numero de conductos de aire.
111 N_air=12/nnn; %VECTORIZABLE
112
113 %Datos dimensionales aletas de los tubos, donde el ancho
    W_fin es el espesor del
114 %material de la aleta. Se considera la longitud total por su
    angulacion.
115 W_fin=0.4e-3;
116 ang_fin=13.65; %[deg]
117 H_fin=H_air/(2*cosd(ang_fin));
118 L_fin=L_air;
119 %Distancia de separacion entre la base de las aletas.
120 S_fin=1.7e-3;
121 %Numero de aletas en un solo conducto del lado frio de aire.
    Sera el numero de
122 %aletas reales por dos, para hacer la consideracion de
    extremo adiabatico.
123 N_fin=2*(W_air)/S_fin;
124 clear ang_fin;
125
126 %Conductividad termica del material metalico del radiador. El
    dato amtual
127 %empleado en la conductividad de un cobre arbitrario. En [W/
    mK]
128 k_rad=389;
129
130 %Carga hipotesis termica inicial
131 %Retorno inidice: INDICE
132 %Se emplean para iniciar el proceso iterativo. Aunque la
    convergencia es rapida, conviene que sean lo mas proximas
    al resultado esperdo. Valores inverosimiles pueden dar
    lugar a errores.
133 %Temperatuas del lado de agua y superficial del radiador.
    T_wat_in=40;
134 T_wat_in=30;
135 %T_wat_in=[30:1:50];
136 T_wat_out=35;
137 T_sup=37;
138
139 Ah_air=W_air*H_air;
140 T_air_eval=T_air_in+5;
141 [ro_air,cp_air,~,~,~]=fair_prop(T_air_eval);
142 C_air=(N*N_air.*Ah_air*u_air).*ro_air.*cp_air;
143 T_air_out=T_air_in+transpose(q_gen)./C_air

```

```

144 clear T_air_eval ro_air cp_air C_air
145
146 %Proceso iterativo de calculo
147 %Retorno inidice: INDICE
148 %Calcula valores de coeficiente de conveccion para ambos
    fluidos en el radiador. Emplea el calor que se ha de
    disipar y la resistencia termica que ofrece para deducir
    la temperatura de entrada del agua por el metodo de
    epsilon-NUT. Se actualizar los valores de temperatura
    segun el calor y la nueva temperatura obtenida y se repite
    el proceso.
149 %Observacion: Este proceso iterativo permite eliminar el
    error por el efecto de la temperatura en el coeficiente de
    conveccion. No significa que no pueda existir error en la
    interpretacion de la geometria realizada.
150 %Ejectura hasta la convergencia de datos, valores estaticos.
    Mirar valor de
151 %cualquier variable. Si se quiere reiniciar el proceso
    iterativo, ejecutar
152 %CARGA HIPOTESIS TERMICA INICIAL
153
154 %LADO DEL AGUA CALIENTE:
155 %Flujo confinado en un tubo de seccion ovalada alargada. La
    interpretacion actual lo simplifica a un tubo rectangular.
    Existen razones para considerar ambos temperatura
    superficila constante y transmision de calor constante. De
    momento se considera temperatura superficial constante,
    que da un enfriamiento exponencial del agua.
156 %Propiedades del agua, evaluado en temperatura media entrada
    y salida.
157 T_wat_eval=(T_wat_in+T_wat_out)/2;
158 [ro_wat,cp_wat,mu_wat,k_wat,Pr_wat]=fwat_prop(T_wat_eval);
159
160 %Evaluacion del numero de Reynolds en el lado del agua.
161 Re_wat=ro_wat.*u_wat*Dh_wat./mu_wat
162 %Se supone que el Reynolds obtenido corresponde con flujo
    LAMINAR. Debera
163 %modificarse el codigo en caso contrario. Recordar el valor
    critico 2300.
164 if Re_wat<=2300
165
166     %Evaluacion del numero de Nusselt. Segun proporcion
        geometrica del
167     %conducto. Valor de la tabla formulario de Tranmision de
        Calor.
168     H_wat/W_wat
169     Nub_wat=7.54;
170 else

```

```

171     ff_wat=1./((0.790*log(Re_wat)-1.64).^2);
172     ff_wat=ff_wat.*(1+(Dh_wat./L_wat).^0.7);
173     %Evaluacion del numero de Nusselt para flujo turbulento
        confinado,
174     %segun Gnielinski. Verificar que 0.5<Pr<2000
175     Pr_wat
176     Nub_wat=(ff_wat/8).*Pr_wat.*(Re_wat-1000)./(1+12.7*sqrt(
        ff_wat/8).*(Pr_wat.^(2/3)-1))
177 end
178
179 %Correcion de Nusselt. Factor de correcion segun promptuario.
        Se emplea la
180 %viscosidad del agua a temperatura supercial del radiador.
181 n_wat=-0.11;
182 [~,~,mu_wat_sup,~,~]=fwat_prop(T_sup);
183 Nu_wat=Nub_wat.*((mu_wat_sup./mu_wat).^n_wat)
184
185
186 %Coeficiente de conveccion medio en el agua.
187 h_wat=Nu_wat.*k_wat/Dh_wat
188 %Resistencia termica del lado de agua caliente.
189 Rt_wat=1./(h_wat.*Acon_wat)
190
191
192 %LADO DEL AIRE FRIO:
193 %Introducir la interpretacion sobre la geometria, y subvariante
        si aplica, de
194 %la geometria. Leer descripciones teoricas.
195 choice= 21;
196 %Nota sobre aletas: Por el momento se han considerado en
        todos los casos las aletas como aletas rectas con extremo
        adiabatico.
197 switch choice
198     case 11
199 %Alternativa A1.1: Se consideran los conductos de aire como
        placas planas, a temperatura constante y con aletas rectas
        . Las diferentes alturas de conductos de agua se
        interpreta como una sola placa plana continua. Validez si
        no se produce la interseccion de las capas limites de
        ambas placas planas.
200 %Notar que mientras el area convectiva considerada sera la
        verdadera el valor de nusselt medio empleado sera para una
        placa plana mas larga. Mientras que no se entre en
        regimen turbulento, esta hipotesis brindara una disipacion
        menor.
201     %Calculos hidraulicos de seccion, perimetro y
        diametro del aire
202     Ah_air=W_air*H_air;

```

```

203 Ph_air=2*W_air+2*H_air;
204 Dh_air=4*Ah_air/Ph_air;
205
206 %Area convectiva de intercambio del aire frio.
207 %Se calcula solo para una de las placas planas.
208 Acon_air=W_air*L_air;
209
210 %Temperatura de evaluacion de propiedades del aire
    para placa plana.
211 T_air_eval=(T_air_in+T_sup)/2;
212 [ro_air,cp_air,mu_air,k_air,Pr_air]=fair_prop(
    T_air_eval);
213
214 %Evaluacion del numero de Reynolds en el lado del
    aire.
215 Re_air=ro_air.*u_air.*L_air./mu_air
216 %Se supone que el valor de Reynolds obtenido es de
    FLUJO LAMINAR, donde el
217 %Reynolds critico es 5e5. Por ser flujo externo y por
    preferir el valor
218 %menor de Reynolds critico, se espera tendencia
    turbulenta.
219
220 %Evaluacion del numero de Nusselt para placa plana a
    temperatura constante.
221 %Nu_air=0.6774*(Re_air^0.5)*(Pr_air^(1/3))
    /((1+((0.0468/Pr_wat)^2/3))^0.25)
222
223 %Evaluacion por Churchill-Ozoe del numero de Nusselt
    medio para
224 %placa plana en regimen laminar.
225 Nu_air=0.677*(Re_air.^0.5).*(Pr_air.^(1/3))
    ./((1+(0.0468./Pr_air).^2/3)).^(1/4))
226
227 %Coeficiente medio de conveccion para el lado del
    aire
228 h_air=Nu_air.*k_air/L_air
229 %Resistencia termica del lado del aire, sin aletas
230 Rt_air=1./(h_air.*Acon_air)
231
232 %Calculo rendimientos de las aletas.
233
234 %Calculadas como aletas de seccion recta. La altura de la
    aleta es la mitad que la del conducto de aire, para
    considerar el doble de aletas con el extremo convectivo.
    El centro de la aleta no presenta conduccion termica. Se
    rectifica la longitud de la aleta para compensar el angulo
    de inclinacion.

```

```

235 %Comprobar validez del modelizado de la aleta.
236 %Area convectiva de la aleta. Se incluye el area del
    extremo.
237 A_fin=2*H_fin*L_fin+L_fin*W_fin;
238 %Area conductiva de aleta
239 Ak_fin=W_fin*L_fin;
240 %Area de base total libre convectiva
241 A_base=Acon_air-(N_fin/2)*Ak_fin;
242 %Area total convectiva
243 At_fin=(N_fin/2)*A_fin+A_base;
244
245 %Calculo del rendimiento de la aleta y rendimiento
    total
246 m_fin=sqrt(h_air.*(ro_air./(k_rad.*Ak_fin)));
247 nu_fin=tanh(m_fin*H_fin)./(m_fin*H_fin);
248 nut_fin=1-(N_fin/2)*A_fin*(1-nu_fin)/At_fin;
249
250 %Resistencia termica para el lado del aire, con
    aletas
251 Rt_air=1./(h_air.*(At_fin*2*N_air*N).*nut_fin)
252
253 case 12
254 %Alternativa 1.2: Se consideran los conductos de aire como
    placas planas paralelas, con aletas rectas y a temperatura
    constante. Las diferentes alturas de los conductos de agua
    se interpretan como placas planas individuales. Validez
    depende de que las capas limites termica y dinamica no
    intersecten entre si. Ademas se ha de verificar que el
    flujo laminar no se perturba excesivamente para las placas
    posteriores, cer Fluent.
255 %Este caso, el valor de Nusselt considerado sera mayor, por
    una capa limite laminar mas pequena y una resistencia
    termica menor. Se espera mayor disipacion que con la
    alternativa 1.1.
256 %La temperatura para evaluar las propiedades en la superficie
    se consideran de momento por la media superficial como
    temperatura de todas las placas. Podria aplicarse una
    division en tres tramos.
257 %Calculos hidraulicos de seccion, perimetro y
    diametro del aire
258 Ah_air=W_air*H_air;
259 Ph_air=2*W_air+2*H_air;
260 Dh_air=4*Ah_air/Ph_air;
261
262 %Divisor de numero de alturas del conductos de agua
263 d_air=3;
264
265 %Area convectiva de intercambio del aire frio

```

```

266 %Por cada conducto de aire hay dos placas planas. Se
      calcula
267 %unicamente para una de las placas planas, pues se
      usa en el
268 %cálculo de rendimiento de las aletas.
269 Acon_air=W_air*(L_air/d_air);
270
271 %Temperatura de evaluación de propiedades del aire
      para placa plana.
272 T_air_eval=(T_air_in+T_sup)/2;
273 [ro_air,cp_air,mu_air,k_air,Pr_air]=fair_prop(
      T_air_eval);
274
275 %Evaluación del número de Reynolds en el lado del
      aire. La longitud
276 %característica es un tercio, para una placa plana
      1/3 la longitud.
277 Re_air=ro_air.*u_air.*(L_air/d_air)./mu_air
278 %Se supone que el valor de Reynolds obtenido es de
      FLUJO LAMINAR, donde el
279 %Reynolds crítico es 5e5. Por ser flujo externo y por
      preferir el valor
280 %menor de Reynolds crítico, se espera tendencia
      turbulenta.
281
282 %Evaluación del número de Nusselt para placa plana a
      temperatura constante.
283 %Nu_air=0.6774*(Re_air^0.5)*(Pr_air^(1/3))
      /((1+((0.0468/Pr_wat)^2/3))^0.25)
284
285 %Evaluación por Churchill-Ozoe del número de Nusselt
      medio para
286 %placa plana en régimen laminar.
287 Nu_air=0.677*(Re_air.^0.5).*(Pr_air.^(1/3))
      ./((1+(0.0468./Pr_air).^2/3)).^(1/4))
288
289 %Coeficiente medio de convección para el lado del
      aire. Se
290 %determina para una sola placa plana (de un tercio de
      longitud).
291 h_air=Nu_air.*k_air/(L_air/d_air)
292 %Resistencia térmica del lado del aire, sin aletas
293 Rt_air=1./(h_air.*Acon_air.*d_air)
294
295 %Cálculo rendimientos de las aletas.
296 %Calculadas como aletas de sección recta. La altura de la
      aleta es la mitad que la del conducto de aire, para
      considerar el doble de aletas con el extremo convectivo.

```

*El centro de la aleta no presenta conduccion termica. Se  
rectifica la longitud de la aleta para compensar el angulo  
de inclinacion.*

```

297      %Area convectiva de la aleta. Se incluye el area del
          extremo.
298      A_fin=2*H_fin*(L_fin/d_air)+(L_fin/d_air)*W_fin;
299      %Area conductiva de aleta
300      Ak_fin=W_fin*(L_fin/d_air);
301      %Area de base total libre convectiva
302      A_base=Acon_air-(N_fin/2)*Ak_fin;
303      %Area total convectiva
304      At_fin=(N_fin/2)*A_fin+A_base;
305
306      %Calculo del rendimiento de la aleta y rendimiento
          total
307      m_fin=sqrt(h_air.*ro_air./(k_rad.*Ak_fin));
308      nu_fin=tanh(m_fin*H_fin)./(m_fin*H_fin);
309      nut_fin=1-(N_fin/2)*A_fin*(1-nu_fin)/At_fin;
310
311      %Resistencia termica para el lado del aire, con
          aletas
312      Rt_air=1./(h_air.*(2*N*N_air*d_air*At_fin).*nut_fin)
313
314
315      case 21
316      %Alternativa A2: Se considera que el aire pasa a traves de
          conductos rectangulares que abarcan todo el ancho del
          radiador. A diferencia del caso anterior es un flujo
          confinado. Podria plantearse un sub modelo con
          consideracion sobre la formacion de la capa limite termica
          en el interior del conducto. Se plantea como un unico
          conducto, sin diferencias las alturas de conductos de agua
          .
317      %Calculos hidraulicos del lado frio de aire:
318      %Area, perimetro y diametro hidraulico.
319      Ah_air=W_air*H_air;
320      Ph_air=2*W_air+2*H_air;
321      Dh_air=4*Ah_air/Ph_air;
322
323      %Area convectiva del lado del aire, como el area de
          un solo
324      %conducto, pues se emplea en el calculo de
          rendimiento de aletas.
325      Acon_air=Ph_air*L_air;
326
327      %Evaluacion de propiedades del aire
328      T_air_eval=(T_air_in+T_air_out)./2;

```

```

329     [ro_air,cp_air,mu_air,k_air,Pr_air]=fair_prop(
330         T_air_eval);
331
332     %Evaluacion del numero de Reynolds en el lado del
333     aire.
334     Re_air=ro_air.*u_air*Dh_air./mu_air
335
336     %Se supone que el valr de Reynolds obtenido es de
337     FLUJO TURBULENTO,
338     %donde 2300 es el valor critico para flujo confinado.
339     %Se determina el factor de friccion de los conductos del aire
340     segun Petukhov, para un conducto liso o sin rugosidad.
341     Comprobar que se verifica que el numero de Reynolds tiene
342     valores entre 3000 y 5e6. Se puede aplicar por
343     considerarse un conducto aerodinamicamente liso.
344     %Se supone que se verifican las condiciones de
345     aplicacion
346     ff_air=1./((0.790*log(Re_air)-1.64).^2)
347     %Resulta adecuado la correccion del factor de friccion para
348     considerar el efecto de la entrada, o la distancia de
349     establecimiento de flujo. Como se ha determinado, la
350     distancia de establecimiento es mayor a la del conducto
351     L_air, por lo que se espera que tenga notable efecto.
352     ff_air=ff_air.*(1+(Dh_air./L_air).^0.7)
353
354     %Evaluacion del numero de Nusselt para flujo
355     turbulento confinado,
356     %segun Gnielinski. Verificar que 0.5<Pr<2000
357     Pr_air
358     Nub_air=(ff_air/8).*Pr_air.*(Re_air-1000)./(1+12.7*
359     sqrt(ff_air/8).*(Pr_air.^(2/3)-1))
360
361     %Correccion de Nusselt para un flujo de aire
362     turbulento que se
363     %calienta. Segun promptuario, se hace por
364     temperaturas.
365     n_air=-0.25
366     Nu_air=Nub_air.*((T_sup./T_air_eval).^n_air)
367
368     %Coeficiente de conveccion en el lado del aire frio
369     h_air=Nu_air.*k_air/Dh_air
370
371     %Resistencia termica del lado del aire frio sin tener
372     en cuentas
373     %las aletas
374     Rt_air=1./(h_air.*Acon_air)
375
376     %Caculo del rendimeinto de las aletas

```

```

360 %Se consideran como aletas de seccion recta. Se parte por la
    mitad en altura para emplear la condicion de extremo
    adiabatico.
361 %Area convectiva de la aleta. Se incluye el area del
    extremo.
362 A_fin=2*H_fin*L_fin+L_fin*W_fin;
363 %Area conductiva de aleta
364 Ak_fin=W_fin*L_fin;
365 %Area de base total libre convectiva
366 A_base=Acon_air-N_fin*Ak_fin;
367 %Area total convectiva
368 At_fin=N_fin*A_fin+A_base;
369
370 %Calculo del rendimiento de la aleta y rendimiento
    total
371 m_fin=sqrt(h_air.*ro_air./(k_rad*Ak_fin));
372 nu_fin=tanh(m_fin*H_fin)./(m_fin*H_fin);
373 nut_fin=1-N_fin*A_fin.*(1-nu_fin)/At_fin;
374
375 %Resistencia termica para el lado del aire, con
    aletas
376 Rt_air=1./(h_air.*N*N_air.*At_fin.*nut_fin)
377
378 case 22
379 %Calculos hidraulicos del lado frio de aire:
380 %Area, perimetro y diametro hidraulico.
381 Ah_air=W_air*H_air;
382 Ph_air=2*W_air+2*H_air;
383 Dh_air=4*Ah_air/Ph_air;
384
385 %Divisor de numero de alturas del conductos de agua
386 d_air=3;
387
388 %Area convectiva del lado del aire, como el area de
    un solo
389 %conducto, pues se emplea en el calculo de
    rendimiento de aletas.
390 Acon_air=Ph_air*(L_air/d_air);
391
392 %Evaluacion de propiedades del aire
393 T_air_eval=(T_air_in+T_air_out)./2;
394 [ro_air,cp_air,mu_air,k_air,Pr_air]=fair_prop(
    T_air_eval);
395
396 %Evaluacion del numero de Reynolds en el lado del
    aire.
397 Re_air=ro_air.*u_air*Dh_air./mu_air
398

```

```

399      %Se supone que el valr de Reynolds obtenido es de
        FLUJO TURBULENTO,
400      %donde 2300 es el valor critico para flujo confinado.
401 %Se determina el factor de friccion de los conductos del aire
        segun Petukhov, para un conducto liso o sin rugosidad.
        Comprobar que se verifica que el numero de Reynolds tiene
        valores entre 3000 y 5e6. Se puede aplicar por
        considerarse un conducto aerodinamicamente liso.
402      %Se supone que se verifican las condiciones de
        aplicacion
403      ff_air=1./((0.790*log(Re_air)-1.64).^2)
404 %Resulta adecuado la correccion del factor de friccion para
        considerar el efecto de la entrada, o la distancia de
        establecimiento de flujo. Como se ha determinado, la
        distancia de establecimiento es mayor a la del conducto
        L_air, por lo que se espera que tenga notable efecto.
405      ff_air=ff_air.*(1+(Dh_air./(L_air/d_air)).^0.7)
406
407      %Evaluacion del numero de Nusselt para flujo
        turbulento confinado,
408      %segun Gnielinski. Verificar que 0.5<Pr<2000
409      Pr_air
410      Nub_air=(ff_air/8).*Pr_air.*(Re_air-1000)./(1+12.7*
        sqrt(ff_air/8).*(Pr_air.^(2/3)-1))
411
412      %Correccion de Nusselt para un flujo de aire
        turbulento que se
413      %calienta. Segun promptuario, se hace por
        temperaturas.
414      n_air=-0.25
415      Nu_air=Nub_air.*((T_sup./T_air_eval).^n_air)
416
417      %Coeficiente de conveccion en el lado del aire frio
418      h_air=Nu_air.*k_air/Dh_air
419
420      %Resistencia termica del lado del aire frio sin tener
        en cuentas
421      %las aletas
422      Rt_air=1./(h_air*d_air*Acon_air)
423
424      %Caculo del rendimeinto de las aletas
425 %Se consideran como aletas de seccion recta. Se parte por la
        mitad en altura para emplear la condicion de extremo
        adiabatico.
426      %Area convectiva de la aleta. Se incluye el area del
        extremo.
427      A_fin=2*H_fin*(L_fin/d_air)+(L_fin/d_air)*W_fin;
428      %Area conductiva de aleta

```

```

429 Ak_fin=W_fin*(L_fin/d_air);
430 %Area de base total libre convectiva
431 A_base=Acon_air-N_fin*Ak_fin;
432 %Area total convectiva
433 At_fin=N_fin*A_fin+A_base;
434
435 %Calculo del rendimiento de la aleta y rendimiento
    total
436 m_fin=sqrt(h_air.*ro_air./(k_rad*Ak_fin));
437 nu_fin=tanh(m_fin*H_fin)./(m_fin*H_fin);
438 nut_fin=1-N_fin*A_fin.*(1-nu_fin)/At_fin;
439
440 %Resistencia termica para el lado del aire, con
    aletas
441 Rt_air=1./(h_air.*N*N_air*d_air*At_fin.*nut_fin)
442 %Consideracion del conducto del lado del aire como conductos
    triangulares, en el hueco entre los triangulos de las
    aletas. No hay por tanto que tener en cuenta aletas.
443 case 31
444     %Coincide que el numero de conductos triangulares es
        el numero de
445     %aletas en el radiador
446     N_air=13*W_air*2/S_fin;
447
448     %Calculos hidraulicos del lado frio de aire:
449     %Area, perimetro y diametro hidraulico.
450     Ah_air=(S_fin*H_air)/2;
451     Ph_air=S_fin+2*sqrt(H_air^2+(0.5*S_fin)^2);
452     Dh_air=4*Ah_air/Ph_air;
453
454     %Divisor de numero de alturas del conductos de agua
455     d_air=1;
456
457     %Area convectiva del lado del aire, como el area de
        un solo
458     %conducto, pues se emplea en el calculo de
        rendimiento de aletas.
459     Acon_air=Ph_air*(L_air/d_air);
460
461     %Evaluacion de propiedades del aire
462     T_air_eval=(T_air_in+T_air_out)./2;
463     [ro_air,cp_air,mu_air,k_air,Pr_air]=fair_prop(
        T_air_eval);
464
465     %Evaluacion del numero de Reynolds en el lado del
        aire.
466     Re_air=ro_air.*u_air*Dh_air./mu_air
467

```

```

468 %Se supone que el valr de Reynolds obtenido es de
469 FLUJO LAMINAR,
470 %donde 2300 es el valor critico para flujo confinado.
471 El valor de
472 %Nusselt se obtiene segun la tabla para una
473 temperatura superficial
474 %constante y conducto triangular.
475 Nub_air=1.7728;
476
477 %Correcion de Nusselt para un flujo de aire laminar
478 que se
479 %calienta. Segun promptuario, se hace por
480 temperaturas.
481 n_air=0
482 %Nu_air=Nub_air.*((T_sup./T_air_eval).^n_air)
483 Nu_air=Nub_air;
484
485 %Coeficiente de conveccion en el lado del aire frio
486 h_air=Nu_air.*k_air/Dh_air
487
488 %Resistencia termica del lado del aire frio sin tener
489 en cuentas
490 %las aletas
491 Rt_air=1./(h_air*N*N_air*d_air*Acon_air)
492 end
493
494 %LADO DEL ENTREHIERRO:
495 %Por la forma ovalada alarga, se considera que se parecen mas
496 a un conducto rectangular que uno circular. Se emplea la
497 seccion rectangular media entre ambos areas externa e
498 interna. Pendiente de un estudio mas profundo.
499 %Area conductiva del material del radiador. Se considera el
500 mismo area
501 %convectiva sin aletas del lado del aire (cantidad conductos
502 de agua).
503 Ak_cop=((N*N_wat*2*W_air*L_air)+(N*N_wat*Ph_wat*L_wat))/2
504 %Resistencia termica del entrehierro.
505 Rt_cop=(1e-3)./(k_rad*Ak_cop)
506
507 %CALCULOS DE INTERCAMBIADOR
508 %Aunque no sean extremadamente precisas, se prefiere tener en
509 cuenta el
510 %efecto del flujo cruzado en el radiador a obtener las
511 temperaturas por el
512 %intercambio separado de cada flujo. Metodo de rendimiento.

```

```

503 %Coeficiente global de transmitancia termica.
504 UA=1./(Rt_air+Rt_wat.*ones(size(Rt_air))+Rt_cop.*ones(size(
    Rt_air)));
505
506 %Capacidades termicas de flujos y capacidad termica max. y
    min.
507 C_air=(N*N_air.*Ah_air*u_air).*ro_air.*cp_air;
508 C_wat=Q_wat.*ro_wat.*cp_wat/N;
509 C_min=min(C_air,C_wat);
510 C_max=max(C_air,C_wat);
511
512 %Numero de unidades de transferencia termica y resistencia
    critica.
513 NUT=UA./C_min;
514 Rc=C_min./C_max;
515
516 %Calculo del rendimiento para un radiador de flujo cruzado,
    conocida las
517 %unidades de transferencia que presenta el radiador evaluado.
518 E=1-exp((NUT.^0.22).*(exp(-Rc.*(NUT.^0.78))-1)./Rc);
519
520 %Calor maximo que se debe poder disipar en un intercambiador
    infinito,
521 %segun el rendimiento obtenido para el radiador evaluado.
522 q_max=q_gen./E';
523
524 %Temperatura en entrada del agua para que dicho calor maximo
    posible a
525 %disipar sea posible, dada la temperatura de entrada del aire
    fija.
526 %T_wat_in_1=T_air_in+q_max/C_min
527 T_wat_in=T_air_in+q_max'./C_min
528
529
530 %save("T_watin11","T_wat_in")
531 %
    -----
532 %
    -----

533 %DATOS DE SALIDA :
534 T_wat_in
535 T_wat_out=T_wat_in-q_gen'./C_wat
536 T_air_out=T_air_in+q_gen'./C_air
537 %Calculo de la temperatura superficial por resistencia
    termica del lado del

```

```

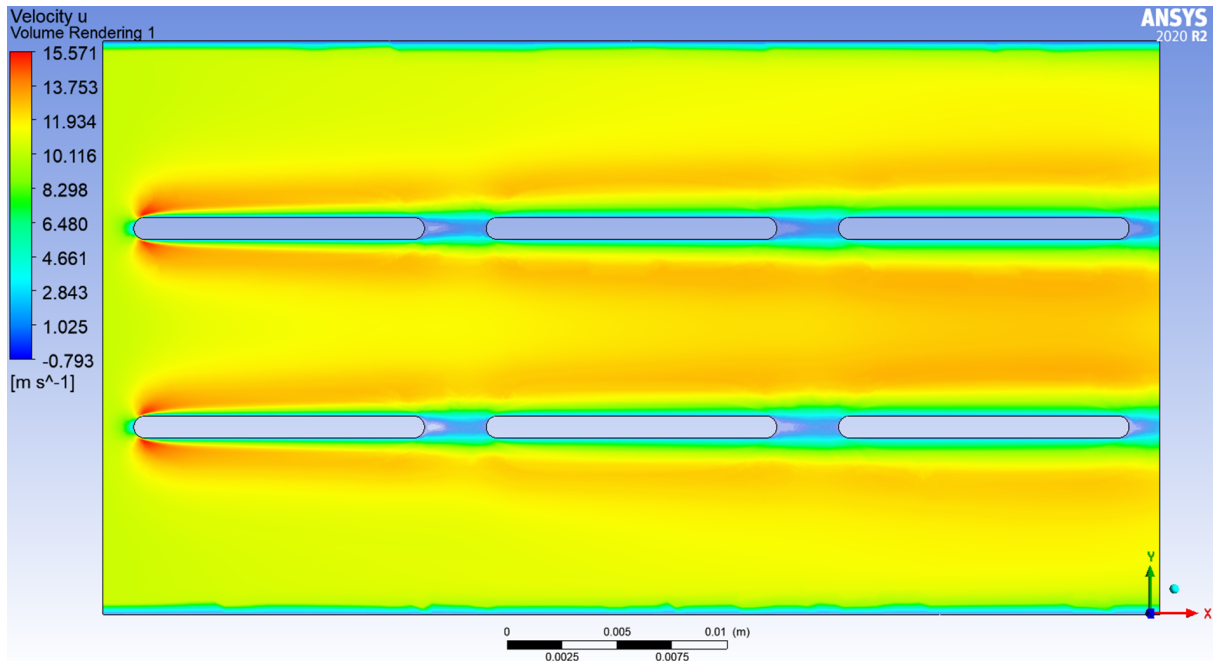
538 %aire. Notar que la expresion a emplear varia segun la
      interpretacion de la
539 %geomtria llevada a cabo.
540 switch choice
541     case 11
542         T_sup1=T_air_in+q_gen' .*Rt_air;
543     case 12
544         T_sup1=T_air_in+q_gen' .*Rt_air;
545     case 21
546         T_sup1=T_air_in+q_gen' .*Rt_air;
547     case 22
548         T_sup1=T_air_in+q_gen' .*Rt_air;
549     case 31
550         T_sup1=T_air_in+q_gen' .*Rt_air;
551     case 32
552         T_sup1=T_air_in+q_gen' .*Rt_air;
553
554 end
555
556 %Calculo de la temperatura supercial desde el lado caliente
      del agua. Como
557 %la interpretacion es unica solo hace falta una expresion. El
      bucle for se
558 %emplea para computar casos de multiples valores.
559 % syms T
560 % for i= 1:1:size(T_wat_in,2)
561 %     T_sup2(i)=double(solve((T_wat_in(i)-T)./(T_wat_out(i)-T
      )==exp((T_wat_in(i)-T_wat_out(i))./(Rt_wat(i)*q_gen)),T));
562 % end
563 % clear T;
564
565 %Se emplea la media de ambos como un acelerador de
      convergencia.
566 % T_sup=(T_sup1+T_sup2)/2
567 T_sup=T_sup1;
568 Retorno inidice: INDICE
569
570 %Representacion grafica de la salida
571 %close all;
572 %plot(N_wat,T_wat_in);
573 % hold on; grid on;
574 % plot(T_wat_in,T_wat_out);
575 % plot(T_wat_in,T_sup);
576 % legend('Twi ','Two ','Ts ');
577 %hold off;
578
579 hv_figure_all = findall(0, 'Type', 'Figure');

```

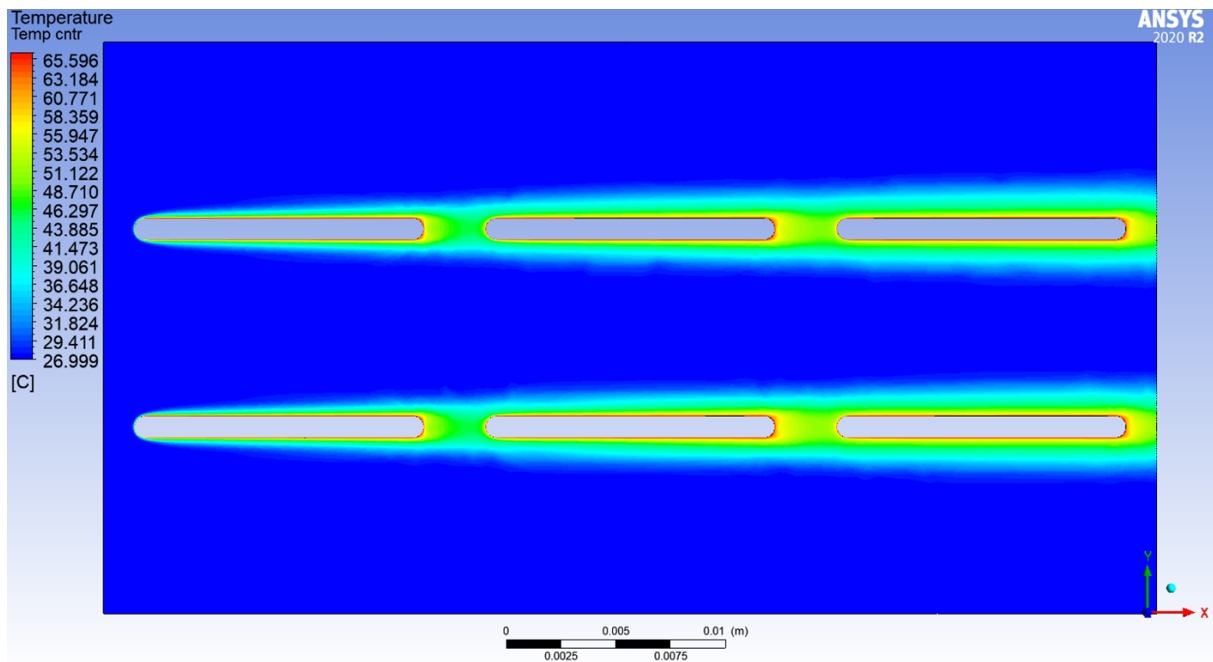
```
580 delete( hv_figure_all( arrayfun(@(h) contains(h.Tag, 'Msgbox '
    ), hv_figure_all) ) )
581 message=[strcat("q_gen = ",num2str(q_gen),"    N = ",num2str(N
    ),"    model = ",num2str(choice));
582         strcat("T_wat_in = ",num2str(T_wat_in));
583         strcat("T_wat_out = ",num2str(T_wat_out));
584         strcat("T_air_in = ",num2str(T_air_in));
585         strcat("T_air_out = ",num2str(T_air_out));
586         strcat("T_sup = ",num2str(T_sup))];
587
588 msgbox(message,"Temperaturas obtenidas");
```

## Simulaciones numéricas, interpretacin placas planas:

Se adjuntan a continuación las capturas de pantalla resultado de las simulaciones numéricas. Se simula el perfil de los conductos de agua en el lado del aire de los radiador. Se muestra tanto el desarrollo de la capa límite dinámica como térmica.



(a) Desarrollo de la capa límite dinámica del aire al incidir sobre los conductos de agua del radiador. Se puede apreciar como no interseccionan. La perturbación de la velocidad del fluido (coloración oscura) aguas abajo se atribuye a la menor sección de paso.



(b) Desarrollo de la capa límite térmica del aire al incidir sobre los conductos del agua del radiador. Espesor final de la capa límite térmica  $\delta_t = 1,875 \text{ mm}$ .

Figura 4.13: Resultados simulaciones numéricas sobre los perfiles de los conductos de agua. Para las *alternativas P.a* y *P.b*.

## Configuración del *OptimumLap*:

Se adjunta una captura de pantalla sobre la configuración del coche del ISC en el simulador de tiempo por vuelta.

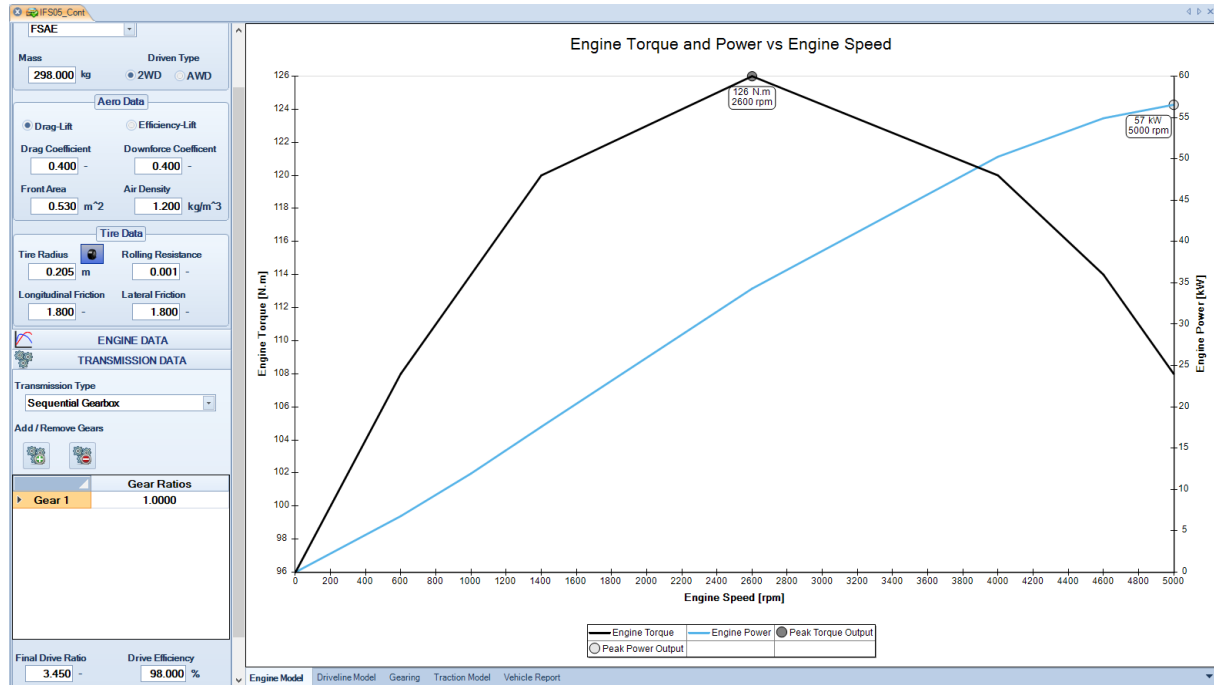


Figura 4.14: Configuración detallada del IFS-05 en el simulador de tiempo por vuelta y curva de par-motor continua.