



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

*TRABAJO FINAL DEL*

*REALIZADO POR*

*TUTORIZADO POR*

CURSO ACADÉMICO: 2019/2020

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

ANÁLISIS CFD 3D DE LA  
TRANSFERENCIA DE CALOR Y LA  
CONDENSACIÓN EN UN ENFRIADOR DE  
RECIRCULACIÓN DE GASES DE ESCAPE  
DE BAJA PRESIÓN

*Proyecto Fin de Grado en Ingeniería Aeroespacial*

Tutor: Roberto Navarro García

Autora: Ambara Bernabeu Vázquez

3 de septiembre de 2020, Valencia

# Resumen

Cada vez es mayor el interés por parte de la población en ser más respetuosos con el medio ambiente tratando de disminuir el impacto ambiental negativo generado, ya que el número de gente concienciada ha aumentado. Esto en la industria automovilística ha supuesto una normativa de emisiones más estricta con el paso de los años.

Es por esto que para poder cumplir la legislación, la industria de la automoción ha tenido que desarrollar nuevas tecnologías para poder hacerlo posible, entre las cuales está la recirculación de gases de escape, más comúnmente conocido como EGR (sus siglas en inglés).

La recirculación de gases de escape de baja presión o LP-EGR permite disminuir las emisiones nocivas a la atmósfera penalizando poco las prestaciones del motor. Una de las cosas que hay que tener en cuenta al incorporar este sistema es que los gases de escape han de ser enfriados antes de entrar de nuevo al motor. En consecuencia, el principal problema del LP-EGR se presenta en el arranque, cuando la temperatura del motor es baja, ya que se puede llegar a la temperatura de rocío en el enfriador y el agua condensada sería conducida a la entrada del motor, dañando elementos de este como puede ser el compresor.

En este trabajo se va a tratar de entender mejor este proceso. Para ello, se va a emplear el software STAR-CCM+ de dinámica de fluidos computacional (CFD) para modelar y analizar un enfriador real en 3D, con simplificaciones para aumentar la simplicidad y así el coste computacional. Además, cabe añadir que el estudio se va a centrar en el impacto de la geometría en el proceso de intercambio de calor y la condensación. También se realizarán cálculos de conservación de energía para comprobar la rigurosidad de los valores y mapas obtenidos.

Una vez se haya modelado la geometría, se calculará un punto de funcionamiento lo más similar posible a uno ensayado en banco para posteriormente poder comparar los resultados obtenidos. De esta forma, a través de la comparación entre los diferentes trabajos y un análisis detallado de la geometría 3D, se tratará de justificar el uso del

---

análisis CFD 3D para poder estudiar las irregularidades del flujo, así como la desigual distribución de este en los canales; ambos fenómenos responsables de la diferencia entre los ensayos y un modelo teórico. Es por esto que, al analizar el enfriador en 3D, teniendo en cuenta los fenómenos que suceden en su interior y ponderando cuánto afectan al proceso de condensación, se conseguirá conocer mejor la formación de gotas.

**Palabras clave:** Enfriador, condensación, transmisión de calor, LP-EGR, CFD.

# Abstract

The environmental consciousness is growing every year, and consequently, people is trying to reduce their negative impact on Earth. This has affected the automotive industry, evoking a change in the regulations which has become stricter with the time.

As a result, to be capable of respect the law, this industry had to develop new technologies which could reduce the emissions, and among them, one of the most distinctive is the Recirculation of Exhaust Gases (EGR), plus it is going to be the main theme in this project.

The Low-Pressure Recirculation of Exhaust Gases, or LP-EGR, allows the reduction of harmful fumes with a low impact in the engine properties. One important thing that must be taken into account when this system is used is that the gases are cooled before they enter again in the combustion chamber. Consequently, the main problem of the LP-EGR is in the starter motor, when the engine temperature is low, since the air may reach the dew temperature and its vapor can condensate. This implies droplets colliding with the compressor, causing a bid damage to it.

In this project the process of condensation is going to be studied trying to understand it better inside the cooler. To do this, the software STAR-CCM+ of CFD (Computational Fluid Dynamics) is going to be used to model and analyze a real 3D cooler, with simplifications to make it easier and reduce the computational cost. Furthermore, this study is focused on the impact of the geometry in the heat transfer, the condensation and the droplets distribution. In addition, some energy conservation calculus is going to be made to prove the accuracy of the results.

Once the geometry is modeled, one operating point is calculated. This point has been imposed to be like one tested in a bench, as lately all the results would be compared. By this comparison and a profound breakdown of the 3D geometry, this project tries to find a justification for the CFD 3D study of the condensation, as well as the irregular distribution of the flow in each channel, looking for the reason of the differences between the result

---

from tests and the CFD model. Therefore, by the study of the 3D cooler, considering the interior phenomena and weighting how much these affect the process of condensation, a deeply knowledge about the water formation will be achieved.

**Key words:** Cooler, condensation, heat transmission, LP-EGR, CFD.

# Resum

Cada vegada és més gran l'interès per part de la població en ser més respectuosos amb el medio ambient tractant de disminuir l'impacte ambiental negatiu generat, ja que el nombre de gent conscienciada ha augmentat. Això en la indústria automobilística ha suposat una normativa d'emissions més estricta amb el pas dels anys.

És per això que per poder complir la legislació, la indústria de l'automoció ha tingut que desenvolupar noves tecnologies per a poder fer-ho possible, entre les quals està la recirculació de gasos d'escapament, més comunament conegut com EGR (les sigles en anglés).

La recirculació de gasos d'escapament de baixa pressió o LP-EGR permet disminuir les emissions nocives a l'atmosfera penalitzant poc les prestacions del motor. Una de les coses que cal tenir en compte a l'incorporar aquest sistema és que els gasos d'escapament han de ser refredats abans d'entrar de nou a l'motor. En conseqüència, el principal problema del LP-EGR es presenta en l'arrencada, quan la temperatura del motor és baixa, ja que es pot arribar a la temperatura de rosada en el refredador i l'aigua condensada seria conduïda a l'entrada del motor, danyant elements d'aquest com pot ser el compresor.

En aquest treball es va a tractar d'entendre millor aquest procés. Per a això, es va a emprar el programari STAR-CCM + de dinàmica de fluids computacional (CFD) per modelar y analitzar un refredador real en 3D, amb simplificacions per augmentar la simplicitat i així el cost computacional. A més, cal afegir que l'estudi se centrarà en l'impacte de la geometria en el procés d'intercanvi de calor i la condensació. També es realitzaran càlculs de conservació d'energia per comprovar la rigorositat dels valors i mapes obtinguts.

Una cop s'hagi modelat la geometria, es calcularà un punt de funcionament el més similar possible a un assajat en banc per posteriorment poder comparar els resultats obtinguts. D'aquesta manera, a través de la comparació entre els diferents treballs i una anàlisi detallada de la geometria 3D, es tractarà d'justificar l'ús del anàlisi CFD 3D per poder estudiar les irregularitats del flux, així com la desigual distribució d'aquest en els

---

canals; tots dos fenòmens responsables de la diferència entre els assajos i un model teòric. És per això que, al analitzar el refredador en 3D, tenint en comte els fenòmens que succeeixen al seu interior i ponderant quant afecten el process de condensació, s'aconseguirà conèixer millor la formació de gotes.

**Paraules clau:** Refredador, condensació, transmissió de calor, LP-EGR, CFD.



# Agradecimientos

En primer lugar, quería dar las gracias a todos los profesores de la universidad, en especial a los del CMT, que me han formado y enseñado todo lo necesario y más para poder desarrollar este proyecto. Entre ellos he de destacar a mi tutor Roberto Navarro, sin el cual este trabajo no habría sido posible, por su confianza en mis conocimientos y cualidades.

Siguiendo con miembros del CMT, sin duda he de agradecerle a Dani Tarí toda su paciencia para ayudarme siempre que lo he necesitado, también es parte fundamental de este trabajo.

Sin duda no habría llegado hasta aquí sin mi madre, mi apoyo incondicional y la que más ha tenido que soportarme en los momentos difíciles. Y junto a ella a David, otro pilar de mi vida que me ha animado a seguir en cada paso de este, a veces dura, trayecto.

Por último pero no menos importante, he de nombrar a Nerea, un regalo que me ha dado la carrera y sin la cual me habría perdido muchas veces por el camino.

Muchas gracias a todos y todas, ya que habéis hecho posible que hoy esté donde estoy y que pueda llegar a donde me proponga.

# Índice general

Índice de figuras	XV
Índice de tablas	XVI
Nomenclatura	XVIII
I Memoria	1
1 Introducción	2
1.1 Motivación . . . . .	2
1.2 Antecedentes. . . . .	4
1.3 Objeto del proyecto . . . . .	8
1.4 Metodología . . . . .	9
1.5 Estructura del proyecto . . . . .	9
2 Modelo CFD 3D	11
2.1 Introducción . . . . .	11
2.2 Dominio computacional . . . . .	11

2.3	Mallado . . . . .	15
2.3.1	Mallado del aire . . . . .	15
2.3.2	Mallado del refrigerante . . . . .	19
2.3.3	Validación . . . . .	20
2.4	Configuración numérica . . . . .	22
2.4.1	Flujo multicomponente y multifásico. . . . .	22
2.4.2	Condiciones de contorno. . . . .	25
2.4.3	Otros aspectos relevantes . . . . .	26
2.5	Convergencia . . . . .	28
3	Análisis de los resultados	32
3.1	Introducción . . . . .	32
3.2	Resultados globales . . . . .	33
3.3	Estudio de la solución a nivel cualitativo . . . . .	37
3.3.1	Planos de corte . . . . .	37
3.3.2	Solución General . . . . .	41
3.3.3	Solución detallada de los canales inferiores. . . . .	48
3.4	Resultados locales cuantitativos . . . . .	52
3.4.1	Distribución en los canales . . . . .	53
3.4.2	Comparación con el caso 0D . . . . .	58
4	Conclusiones	66
4.1	Conclusiones. . . . .	66
4.2	Trabajos futuros . . . . .	68
II	Presupuesto	70
4.3	Introducción . . . . .	71
4.4	Desglose de actividades. . . . .	71
4.5	Presupuestos parciales . . . . .	72
4.5.1	Mano de obra . . . . .	72

## ÍNDICE GENERAL

---

4.5.2 Amortización de equipos . . . . .	72
4.5.3 Licencia . . . . .	73
4.5.4 Costes indirectos y beneficios. . . . .	73
4.6 Presupuesto global. . . . .	73
 Bibliografía	 75

# Índice de figuras

1.1. Diagrama psicrométrico con la evolución ideal entre los puntos 1, 2 y 3 (Siemens <a href="#">2014</a> ) . . . . .	5
1.2. Diagrama esquemático de un banco de ensayo de LP-EGR (Galindo y col. <a href="#">2020b</a> ) . . . . .	6
2.1. Imagen del enfriador real del LP-EGR . . . . .	11
2.2. Imagen de la caja aislante usada en los experimentos . . . . .	11
2.3. Representación lateral de la geometría con la extrusión destacada . . . . .	12
2.4. Representación lateral de la geometría . . . . .	13
2.5. Representación desde arriba de la geometría . . . . .	13
2.6. Representación desde abajo de la geometría . . . . .	13
2.7. Representación lateral de los canales . . . . .	14
2.8. Representación frontal de la geometría . . . . .	15
2.9. Mallado en el plano longitudinal YZ . . . . .	16
2.10. Mallado de los canales en el plano longitudinal YZ . . . . .	17
2.11. Mallado del fuelle en el plano longitudinal YZ . . . . .	17
2.12. Zoom en el mallado del fuelle en el plano longitudinal YZ . . . . .	17

2.13. Mallado de la extrusión en el plano longitudinal YZ . . . . .	18
2.14. Mallado de los canales en el plano XZ . . . . .	19
2.15. Zoom del mallado de los canales en el plano XZ . . . . .	19
2.16. Mallado del refrigerante en el plano XZ . . . . .	19
2.17. Zoom del mallado del refrigerante en el plano XZ . . . . .	19
2.18. Mallado del refrigerante en el plano XY . . . . .	20
2.19. Zoom del mallado del refrigerante en el plano XY . . . . .	20
2.20. Visualización de $y^+$ en las paredes . . . . .	21
2.21. Visualización por detrás de $y^+$ en las paredes . . . . .	21
2.22. Visualización de $y^+$ en los canales . . . . .	21
2.23. Proceso iterativo del modelo numérico de condensación en un diagrama psi- crométrico . . . . .	24
2.24. Evolución de los residuales . . . . .	28
2.25. Evolución del balance de entalpías . . . . .	29
3.1. Tasa de condensación medida y calculada en el experimento transitorio . .	36
3.2. Corte longitudinal del enfriador . . . . .	37
3.3. Corte a través del último canal de aire . . . . .	38
3.4. Corte a través de los planos a la entrada y salida del refrigerante . . . . .	39
3.5. Vista frontal de la entrada de los canales con nomenclatura . . . . .	40
3.6. Distribución de la temperatura del aire en el plano YZ . . . . .	41
3.7. Distribución de la velocidad del aire en el plano YZ . . . . .	42
3.8. Distribución de la temperatura del refrigerante en el plano YZ . . . . .	43
3.9. Distribución de la temperatura del refrigerante en el plano XY . . . . .	44

## ÍNDICE DE FIGURAS

---

3.10. Distribución de la velocidad del refrigerante en el plano XY . . . . .	45
3.11. Distribución de la fracción másica del agua en el plano YZ . . . . .	46
3.12. Representación del movimiento del agua condensada en el plano YZ . . . . .	47
3.13. Distribución de la temperatura del aire en el plano XY . . . . .	48
3.14. Distribución de la velocidad del aire en el plano XY . . . . .	49
3.15. Comparación entre la distribución de temperatura (izquierda) y la de agua (derecha) . . . . .	50
3.16. Representación del movimiento del agua condensada en el plano XY . . . . .	51
3.17. Vista frontal de la entrada de los canales . . . . .	53
3.18. Distribución del gasto másico total a la salida de cada canal . . . . .	54
3.19. Distribución de la temperatura a la salida de cada canal . . . . .	55
3.20. Distribución de la humedad específica a la salida de cada canal . . . . .	56
3.21. Distribución de la humedad relativa a la salida de cada canal . . . . .	57
3.22. Distribución del gasto másico de agua a la salida de cada canal . . . . .	57
3.23. Comparación entre el caso CFD y el modelo 0D del gasto másico total a la salida de cada canal . . . . .	58
3.24. Evolución de la temperatura a la entrada y a la salida de cada canal . . . . .	59
3.25. Evolución del rendimiento de cada canal . . . . .	59
3.26. Distribución de la temperatura en el corte transversal de la entrada de refrigerante . . . . .	60
3.27. Comparación entre el caso CFD y el modelo 0D de la humedad específica a la salida de cada canal . . . . .	61
3.28. Comparación entre el caso CFD y el modelo 0D del gradiente de humedad específica en cada canal . . . . .	62
3.29. Comparación entre el caso CFD y el modelo 0D de la humedad relativa a la salida de cada canal. . . . .	63

## ÍNDICE DE FIGURAS

---

3.30. Comparación entre el caso CFD y el modelo 0D del gasto másico de agua a la salida de cada canal . . . . .	63
3.31. Distribución en detalle de la temperatura en la sección 2.2 . . . . .	64
3.32. Distribución en detalle de la temperatura en la sección 5.4 . . . . .	65



# Índice de tablas

2.1. Valores de las variables en el punto a ensayar . . . . .	26
2.2. Estudio de la convergencia . . . . .	30
3.1. Condiciones de contorno de los diferentes experimentos . . . . .	33
3.2. Resultados de los experimentos . . . . .	34
3.3. Resumen de los efectos más importantes de la condensación y cómo afectan a cada modelo . . . . .	34
3.4. Errores como consecuencia de discretizar . . . . .	52
4.1. Coste asociado a la mano de obra . . . . .	72
4.2. Coste asociado a la amortización de los equipos . . . . .	73
4.3. Costes parciales y totales . . . . .	74

# Nomenclatura

## Símbolos

$c_p$	Calor específico a presión constante	J/kg-K
$h$	Entalpía	kJ/kg
$\dot{H}_i$	Entalpía total en una sección	J/s
$m$	Masa	kg
$\dot{m}$	Gasto másico	kg/s
$M$	Número de Mach	-
$MW$	PEso molecular	kg/mol
$p$	Presión	Pa
$\dot{Q}$	Calor por condensación	J/s
$RH$	Humedad relativa	%
$T$	Temperatura	K
$Y_i$	Fracción másica de un componente	-
$\eta$	Rendimiento	%
$\omega$	Humedad específica	g/kg

## Siglas y Acrónimos

3D	Tridimensional
CFD	Dinámica de fluidos computacional
CMT	Centro de motores térmicos
EGR	Recirculación de gases de escape
HP-EGR	EGR de alta presión
LP-EGR	EGR de baja presión

LR-EGR	EGR de ruta larga o baja presión
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
MEC	Motor de encendido por compresión o diesel
MEP	Motor de encendido provocado o gasolina
SR-EGR	EGR de ruta corta o de alta presión

Parte I

Memoria

# Introducción

### 1.1 Motivación

Hoy en día el transporte más utilizado es el coche. Tanto en Estados Unidos como en Europa y parte de Asia, la mayoría de familias tienen un automóvil que usan a diario, debido a que la descentralización de los núcleos urbanos ha supuesto que muchas personas vivan lejos de donde trabajan. Aunque los coches eléctricos e híbridos últimamente están empezando a tener más importancia, por ahora siguen gobernando los coches con motores de combustión interna alternativos (MCIA). Estos se pueden clasificar de varias formas, pero las más generales y conocidas son según cómo se realice la combustión, dividiéndose en motores MEP o gasolina y motores MEC o Diesel, y según el ciclo de trabajo existen los motores de dos tiempos y los de cuatro tiempos. Los MCIA se emplean también en otros automóviles, como pueden ser camiones y motos, por lo que su rango de utilización es muy amplio.

El desarrollo de estos motores ha venido marcado por las necesidades de la población en cada momento. En sus inicios, en la década de 1890, lo primordial era mejorar su rendimiento y prestaciones, pero tras la crisis del petróleo en los años 70, la industria automovilística comenzó a centrarse en tratar de disminuir el consumo de combustible. Hoy en día, el factor que controla el desarrollo de los motores de combustión interna alternativos es la contaminación y el cambio climático, debido al gran efecto que tienen las emisiones de los automóviles sobre estos (Gaffney y Marley 2009).

A partir de la década de 1960 comenzaron a aparecer en Estados Unidos las primeras regulaciones de emisiones contaminantes, que pronto llegaron a Europa. Estas en un primer lugar se centraban en las emisiones de CO e hidrocarburos (HC), y poco a poco

comenzaron a implantarse ciclos de conducción controlando las emisiones máximas que un coche podía emitir, recogiendo también los óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ) en motores gasolina y los humos en Diesel.

Al principio, estas nuevas leyes no eran muy restrictivas, y permitían que los fabricantes no tuvieran que hacer un gran esfuerzo para cumplirlas. Las primeras tecnologías que se desarrollaron para el control de emisiones fueron los catalizadores de oxidación en MEP, y el *boost control* en MEC. Los catalizadores oxidaban el monóxido de carbono y los hidrocarburos antes de que salieran a la atmósfera, y el *boost control* se basaba en controlar la cantidad de combustible inyectado para así mejorar la emisión de humos.

Pocos años después, en los años 80, estas medidas comenzaron a ser insuficientes y se implantaron los catalizadores de tres vías en motores gasolina, que también reducían las emisiones de  $NO_x$ . Por otro lado, en los motores Diesel fue suficiente con el control en la inyección, hasta pocos años atrás cuando fue necesario el desarrollo del sistema de recirculación de gases de escape o EGR.

La recirculación de gases de escape, como su propio nombre indica, consiste en volver a introducir una parte de los gases producto de la combustión de nuevo en la admisión. Este gas circula a alta temperatura y su porcentaje de oxígeno es pequeño, por lo que va a suponer que la mezcla de la cámara de combustión tenga menos oxígeno y pueda llegar a una menor temperatura, reduciendo así la cantidad de  $NO_x$  que se forman.

Cuando comenzó a utilizarse la recirculación de gases de escape, la cantidad de gasto másico recirculado con respecto a la total (la tasa de EGR) era muy pequeño, pero actualmente puede suponer incluso la mitad de los gases admitidos por el motor (Payri y Desantes 2017). En consecuencia, aparecen algunas desventajas a este mecanismo como puede ser un peor rendimiento. Otra gran desventaja es en la que se va a centrar este trabajo es en la condensación (Galindo y col. 2020a). Esta condensación aparece como consecuencia de refrigerar los gases antes de ser recirculados, lo cual se hace para mejorar su eficiencia al aumentar la densidad de los gases y por lo tanto permite reducir más los óxidos de nitrógeno. La condensación es crítica en condiciones de arranque con temperaturas atmosféricas bajas donde el aire producto de la combustión está todavía a temperaturas relativamente bajas, ya que puede darse la situación de que al refrigerarlo se llegue a la temperatura de rocío y el vapor de agua pase a estado líquido. Esto supone grandes problemas en cuanto a deterioro de los materiales y componentes, principalmente del compresor (Guilain y col. (2019), Castorrini y col. (2016)).

Hay dos formas de recircular estos gases. La primera y más utilizada es el sistema a alta presión o de ruta corta (HP-EGR o SR-EGR), en el cual el aire se recircula desde el escape de los cilindros al colector de admisión. Este circuito es muy sencillo de implementar pero introducir estos gases directamente al colector de entrada supone su distribución no-homogénea y consecuentemente una peor combustión

Por otro lado está el sistema a baja presión o de ruta larga (LP-EGR o LR-EGR)), donde el aire los gases son cogidos justo antes de salir, una vez han pasado por la turbina, y se conducen hasta la entrada del compresor. En este caso, los gases están más fríos ya que pasan tanto por el enfriador propio del EGR, como por otro después del compresor, lo que supone mayor rendimiento volumétrico, pero sin embargo la estructura es más compleja y presenta problemas adicionales de condensación.

En resumen, la condensación es un gran problema en este mecanismo y es difícil de predecir, ya que no existen modelos precisos ni ecuaciones sencillas que permitan conocer la cantidad de agua que se va a condensar según el punto de funcionamiento, además de que se desconoce la distribución del agua líquida en el interior de los enfriadores. Es por esto que resulta interesante poder ver cómo se produce el intercambio de calor en un enfriador real mediante CFD, para así también poder estudiar y mostrar la condensación en este. En este estudio, el enfriador empleado es de un sistema de EGR de baja presión, ya que son los que realmente presentan este inconveniente.

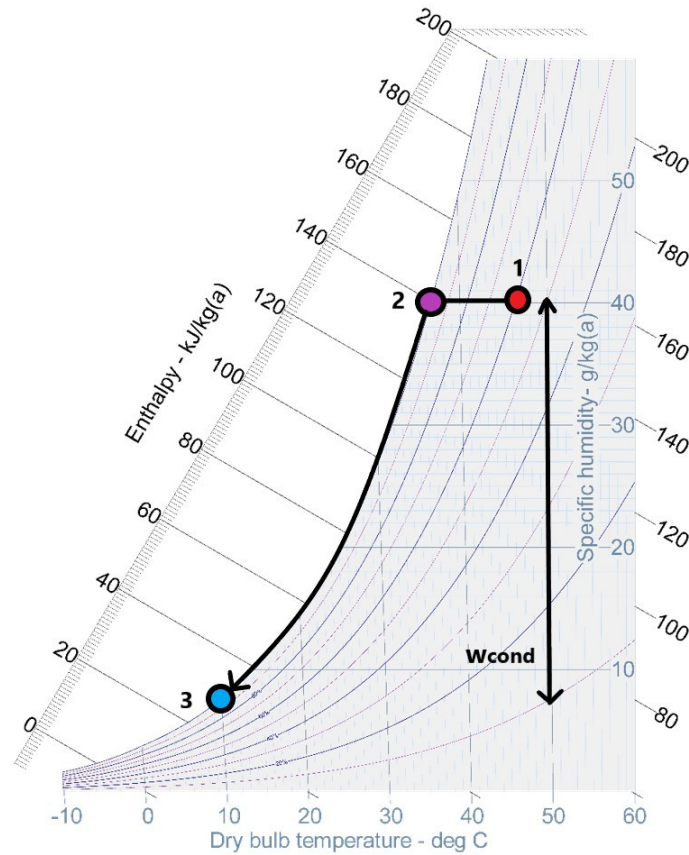
## 1.2 Antecedentes

Si se buscan precedentes o referencias en las que se sustenta este trabajo, se puede partir desde las leyes de la termodinámica, pero en esta sección se busca una conexión más directa. Si que es verdad que se necesitan conocimientos de termodinámica y transferencia de calor para poder profundizar en este proyecto, pero lo realmente interesante es la condensación, un proceso más complejo de estudiar.

Para poder conocer mejor el proceso de condensación, se ha de saber analizar el diagrama psicrométrico. Este diagrama se puede ver en la Figura 1.1, y relaciona la humedad específica (eje de ordenadas) con la temperatura del flujo (eje de abscisas), y a partir de estas dos variables y la humedad relativa (líneas curvas), se puede calcular la cantidad de agua que va a ser condensada en unas condiciones determinadas. Esta figura tiene múltiples aplicaciones, todas ellas relacionadas con la condensación y las variables relacionadas con este proceso.

A continuación se va a explicar cómo se utiliza este gráfico en casos como el estudiado en este trabajo, en el cual se tiene un fluido con mezcla de aire seco y vapor de agua, cuya humedad específica se mantiene constante, el cual se va enfriando. Como se puede ver en la Figura 1.1, si se enfría cualquier punto (punto 1) de la gráfica en una línea de iso-humedad específica, en algún momento (antes o después según las condiciones del flujo) se llegará a una humedad relativa del 100 %, o lo que es lo mismo, a la línea de saturación (punto 2), ya que en el diagrama esta es la línea que delimita por la izquierda. Una vez aquí, el aire se encuentra a la temperatura de rocío, por lo que para continuar enfriándose, la humedad relativa ha de disminuir, disminuyendo también la cantidad de vapor que hay en el aire, cambiando de estado a agua líquida. Esta disminución de humedad específica sigue la curva de saturación, hasta llegar a la temperatura final (punto 3). Además, la diferencia

entre las humedades específicas inicial y final es la humedad específica de condensación  $\omega_{cond}$ .



**Figura 1.1:** Diagrama psicrométrico con la evolución ideal entre los puntos 1, 2 y 3 (Siemens 2014)

Como ya se ha mencionado, a partir de este diagrama se puede conocer la cantidad de agua condensada, y esta se calcula de la siguiente manera. Una vez se conocen el punto inicial y final del proceso de enfriamiento, el gasto de agua líquida se obtiene multiplicando el gasto másico de aire seco que atraviesa un canal por la diferencia entre humedades específicas en los puntos inicial y final, siguiendo la Ecuación 1.1. Del diagrama se puede obtener el valor teórico de la humedad específica final si se conocen la humedad específica inicial y la temperatura de salida.

$$\dot{m}_{H_2O} = (\omega_{inicial} - \omega_{final})\dot{m}_{aire\ seco} \quad (1.1)$$

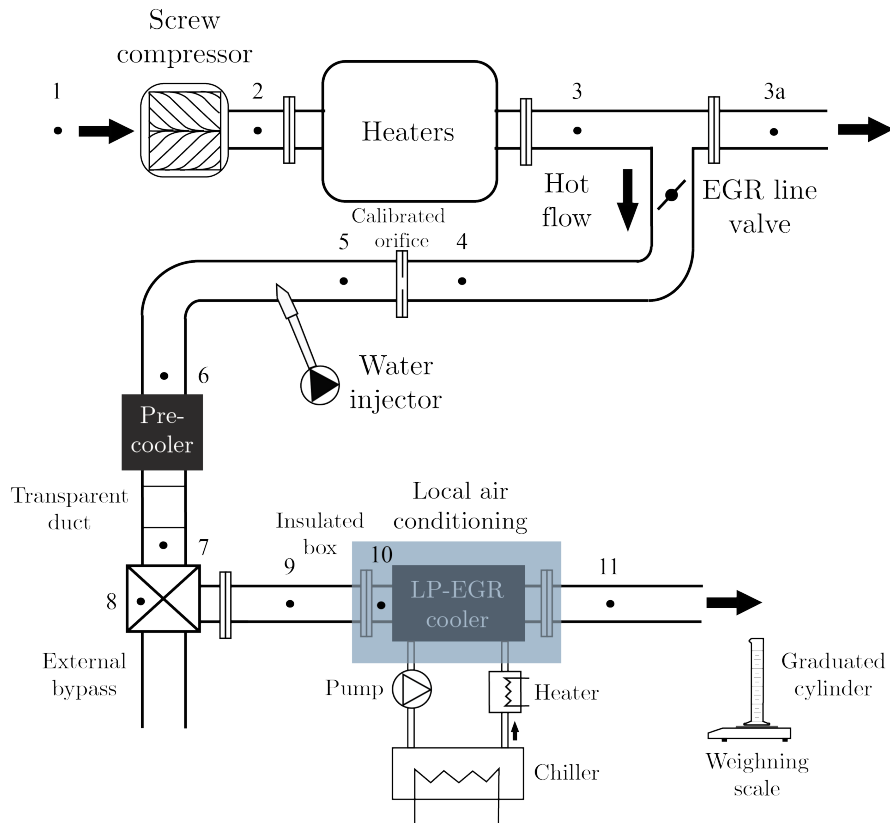
En este estudio, la temperatura final de cada canal va a ser diferente, ya que el gasto másico de aire que circula por cada uno de ellos difiere. Estos dos parámetros están directamente relacionados, ya que cuanto menor flujo sea trasegado por un conducto, menor será también la temperatura a la que llegue, siendo esta más cercana a la temperatura de entrada del refrigerante. Cabe destacar que una menor temperatura final supone más masa de agua condensada. También hay un tercer parámetro involucrado aquí que es el



rendimiento del canal, el cual es mayor cuanto más cercanas sean las temperaturas del refrigerante y del aire, por lo que también es mayor a menor gasto y mayor masa de agua.

Debido al ya mencionado interés en tener datos precisos sobre la condensación en un enfriador de LP-EGR, en el CMT se han hecho varios proyectos con este fin, sobre todo de ensayos en banco. En este trabajo van a ser usados los resultados de dos de estos proyectos, en los cuales se han ensayado dos enfriadores diferentes y en diferentes condiciones, para poder comparar los valores obtenidos mediante análisis CFD con algo lo más parecido y realista posible. Uno de los ensayos (Galindo y col. 2020b) está realizado con el mismo enfriador que ha sido modelado en 3D para este estudio, pero fue hecho en transitorio; mientras que en el otro (Serrano y col. 2015) se trabajó en estacionario, igual que en este, pero con otro enfriador. Por este motivo van a ser usados los datos de ambos.

En ambos casos, se ha utilizado una configuración de banco de flujo continuo como la que se puede ver en la Figura 1.2 para simular las condiciones de salida del motor. De esta manera, se utilizó gas húmedo en vez de gases de escape con hidrocarburos sin quemar y otras partículas, buscando una mayor simplicidad. Esto presenta una gran ventaja a la hora de comparar los ensayos con el modelo CFD, ya que el gas en todos ellos presenta la misma composición. Además, la diferencia de condensación entre tener en cuenta la composición real o simplificarla supone un error pequeño asumible.



**Figura 1.2:** Diagrama esquemático de un banco de ensayo de LP-EGR (Galindo y col. 2020b)

A continuación se va a describir brevemente el funcionamiento de este banco, para posteriormente poder analizar las diferencias entre los ensayos y el modelo CFD. Esta configuración comienza con un compresor volumétrico para presurizar el aire. Una vez sale del compresor, el aire pasa por unos calentadores que aumentan su temperatura a la necesaria para realizar el estudio, la cual ha de ser suficiente para poder evaporar el agua que se va a inyectar aguas abajo. Otro parámetro importante es la humedad específica del gas o EGR, la cual una vez fijada, va a determinar el valor del gasto másico que va a ser impuesto en el orificio calibrado. A partir de esta humedad específica, también se calcula la cantidad de agua que se va a inyectar tras el orificio. Una vez el aire ya contiene el agua evaporada, es introducido en un pre-enfriador para controlar la temperatura requerida a la entrada del enfriador de LP-EGR. Para confirmar que no hay condensación tras el pre-enfriador, a la salida de este hay un conducto transparente para poder ver si hay presencia de agua en el aire. Antes de que el aire entre al enfriador principal, hay un *bypass* para poder desviar el flujo mientras toda la configuración se calienta hasta llegar a las condiciones de entrada que se quieren ensayar. Por último, hay una caja aislada térmicamente en la cual se introduce el enfriador con el que se va a ensayar a baja temperatura. Además, al circuito de refrigerante se le añade una resistencia para simular su aumento progresivo de temperatura. Finalmente, para medir la cantidad de agua condensada en estos ensayos, la salida del enfriador conduce a un depósito en el cual las gotas se depositan y son pesadas en tiempo real para calcular después la tasa de condensación en cada momento.

Por otro lado, también hay trabajos previos cuyo objetivo era modelar la condensación, pero en un aspecto más parecido a los ensayos, buscando resultados finales sin saber qué sucede dentro del enfriador. Entre estos cabe mencionar el modelo 0D de condensación implementado en el CMT (Serrano y col. 2015). Este modelo es muy sencillo, pero en consecuencia no tiene en cuenta la temperatura de las paredes, la cual es responsable de parte de la condensación (ya que su temperatura es menor que la del seno del fluido) ni tampoco posibles evaporaciones ni congelación del agua (estas últimas dos restricciones no van a afectar cuando se aplique a este caso).

Este modelo se basa en el diagrama psicrométrico ya explicado, teniendo en cuenta que la cantidad del agua condensada depende de la temperatura de salida del aire, el intercambio de calor a lo largo del enfriador y la temperatura de bulbo húmedo, la cual es función mayormente de la humedad relativa y en menor medida de la presión del aire. De esta forma, el modelo es capaz de predecir el gasto másico del agua a la salida, así como la humedad específica a partir de las condiciones de temperatura y presión a la salida, la humedad específica a la entrada y el gasto másico del aire, los cuales en el análisis CFD son impuestos, a excepción de la temperatura de salida que se calcula.

El mecanismo de funcionamiento del modelo se basa en calcular la humedad relativa (RH) a partir de unas condiciones que se le imponen (las mencionadas anteriormente). La humedad relativa, como se puede ver en la Ecuación 1.2, es el ratio entre la presión parcial de vapor y la presión de saturación del aire seco. La presión parcial de vapor se calcula aplicando la ley de Dalton, expresada en la Ecuación 1.3 (siendo  $\omega$  la humedad específica), y la presión de saturación se obtiene ajustando los coeficientes de la ecuación

de Antoine para el rango de temperatura que se va a utilizar, obteniendo así la Ecuación 1.4. De esta forma, si la humedad relativa alcanza el valor del 100 %, significa que se ha de calcular la cantidad de agua líquida, para la cual se emplea la Ecuación 1.5.

$$RH = \frac{p_{vap}}{p_{sat}} \cdot 100 \quad (1.2)$$

$$p_{vap} = \frac{p_{gas}}{1 + 1000 \frac{MW_{H_2O}}{\omega \cdot MW_{aire\ seco}}} \quad (1.3)$$

$$p_{sat} = 10^{4.6543 \frac{1435.264}{T_{aire}(K) - 64.848}} \quad (1.4)$$

$$\dot{m}_{cond} = \omega_{cond} \cdot \dot{m}_{aire\ seco} \quad (1.5)$$

Otro proyecto importante en los que se modelaba la condensación con CFD, de referencia para este trabajo, es el estudio de D. Tarí (2018), en el cual se estudia la durabilidad del compresor en función de las condiciones de entrada, y una de las condiciones más dañina para este componente es la de agua líquida aguas arriba. El modelo de condensación de ese trabajo es el que se ha usado para desarrollar el presente TFG, el cual se va a explicar más detalladamente en la Sección 2.4.1.

### 1.3 Objeto del proyecto

A lo largo de este trabajo se va a estudiar el efecto que tiene un enfriador sobre una corriente de aire a temperaturas relativamente bajas. Entre los principales objetivos se pueden encontrar:

- Estudio de la transferencia de calor en los canales y la influencia de la geometría en la distribución de la temperatura del aire.
- Análisis de la condensación a lo largo del enfriador, en especial la velocidad del agua condensada y su distribución en los canales.
- Influencia del punto de funcionamiento sobre la cantidad de agua condensada y la temperatura de salida del aire, comparándolo con ensayos en banco.
- Evaluar la eficiencia de la geometría y el rendimiento de cada canal para así estudiar en detalle la geometría del enfriador.

## 1.4 Metodología

En primer lugar, el problema va a ser estudiado tridimensionalmente para poder realizar un análisis más detallado, en especial de la distribución del agua en los canales del enfriador. A esto cabe añadir que la geometría utilizada es del enfriador utilizado en el CMT para pruebas en banco, por lo que los resultados van a poder ser fácilmente comparados entre la simulación y los ensayos. Si que es verdad que como no se ha podido ver el interior del enfriador, se ha modelado con la forma más común entre otros empleados, la cual será mostrada más adelante en el Capítulo 2.2.

Todo lo expuesto es fundamental para poder cumplir los objetivos ya mencionados, además del uso del software STAR-CCM+ de CFD para poder calcular y procesar el caso. Debido a que este tipo de estudios es muy innovador, debido a la complejidad de modelar la condensación y más en un enfriador de geometría real, también se pueden mencionar otros objetivos importantes en cuanto al empleo de CFD:

- Análisis de la geometría y los resultados sin condensación para poder verificar una correcta transferencia de calor.
- Estudio de posibles modelos de composición del gas y de condensación, buscando el más efectivo con menor coste computacional.
- Cálculo de las condiciones de contorno para poder utilizar un punto de funcionamiento lo más parecido a los ensayos realizados.
- Estudio de los criterios de convergencia con mayor utilidad para este caso.
- Investigación en herramientas de postproceso para buscar la mejor forma de mostrar la condensación y poder estudiarla en detalle.

## 1.5 Estructura del proyecto

A continuación se va a detallar la estructura del presente documento.

En el Capítulo 1, se ha narrado el motivo principal de este estudio, así como su importancia e interés para el sector automovilístico. A esto se suma una descripción de los objetivos que se pretenden abarcar y de cómo van a ser alcanzados, tanto a nivel de herramientas como de procesamiento. Además, se han expuesto los trabajos que le preceden a este, junto con el interés que aporta cada uno.

A continuación, el Capítulo 2 se va a centrar más en detallar todo lo que abarca al modelo CFD. Esto incluye aspectos relevantes como una explicación de la geometría empleada y cómo se ha realizado el mallado de esta. También se va a exponer qué modelos

se han utilizado para definir el flujo y las condiciones de contorno que se han impuesto para trabajar este caso, incluyendo los puntos de funcionamiento impuestos. Finalmente se hablará de la convergencia, de los criterios y monitores utilizados para poder asumir que el caso ha llegado a un estado homogéneo el cual puede ser analizado.

Después de este se encuentra el Capítulo 3, más centrado en el postproceso. En este se encuentran tres diferentes análisis: En el primero se compararán los resultados globales de CFD con ensayos en banco realizados por el CMT (Sección 3.2); en el segundo se analizarán las imágenes viendo posibles causas para la diferencia entre las diferentes soluciones (Sección 3.3); y en el último se examinará más en detalle cada canal del enfriador para poder estudiar mejor la distribución del flujo (Sección 3.4).

Por último se puede encontrar el Capítulo 4, en el cual aparecen las conclusiones más relevantes de este proyecto, y trabajos futuros de gran importancia que surgen tras analizar los resultados obtenidos.

# Modelo CFD 3D

## 2.1 Introducción

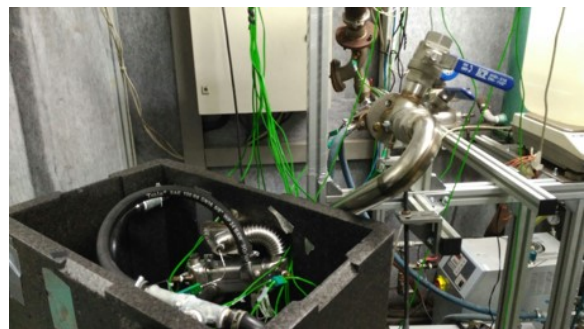
Para los procesos de cálculo y procesamiento se va a utilizar el *software* STAR-CCM+ de CFD ya mencionado anteriormente, y puesto a su complejidad, el modelo empleado va a ser analizado exhaustivamente a lo largo de este capítulo, para así entender mejor el análisis de los resultados posteriormente.

## 2.2 Dominio computacional

La geometría del enfriador utilizada en este trabajo ha sido previamente ensayada en otros trabajos del CMT. En las Figuras 2.1 y 2.2 se puede observar el ensamblaje de esta tecnología en el banco de ensayos, el cual ha sido explicado en secciones anteriores.



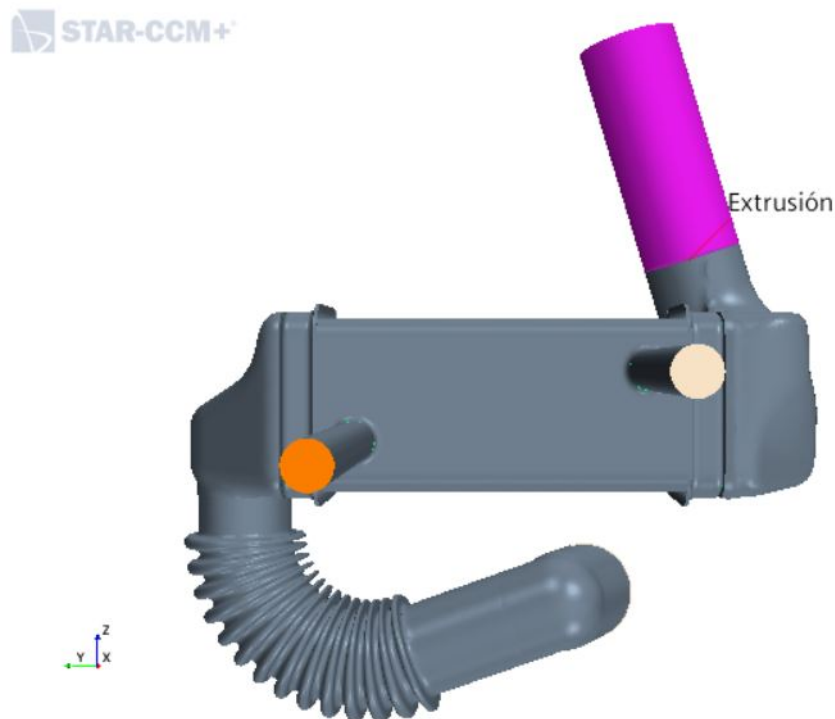
**Figura 2.1:** Imagen del enfriador real del LP-EGR



**Figura 2.2:** Imagen de la caja aislante usada en los experimentos

Debido a la anterior utilización del enfriador, el modelo CAD de su geometría fue obtenido de los trabajos que lo emplearon. Esta geometría no incluía modelada la parte interna de los canales, igual que tampoco contaba con la extrusión que se puede ver destacada en la Figura 2.3, ya que esto fue añadido cuando se quiso hacer un análisis CFD para garantizar que la salida del flujo de aire fuera más homogénea. De esta forma también se buscaba que las condiciones de contorno no afectaran demasiado al proceso interno del enfriador.

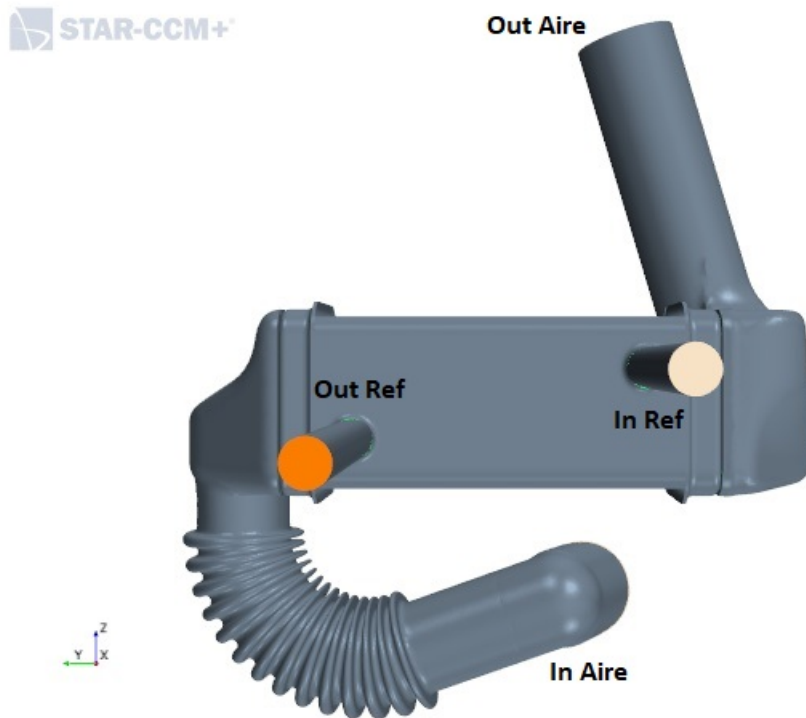
En la realidad, la salida del enfriador no es necesario que sea homogénea, pero su entrada sí. Es por esto que el conducto desde la entrada del aire hasta la de los canales ya tiene una longitud considerable. En cuanto a su peculiar forma, este incluye un fuelle para tratar que el enfriador sea lo más compacto posible, importante a la hora de introducir elementos nuevos en un motor.



**Figura 2.3:** Representación lateral de la geometría con la extrusión destacada

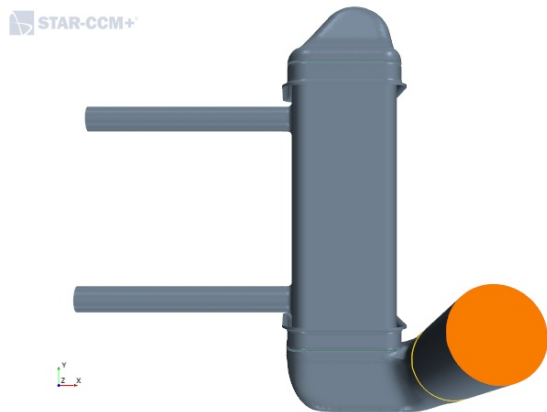
Puesto que ya se han realizado otros proyectos de interés sobre este enfriador, en este se van a destacar los elementos más importantes de su geometría que afectarán a la solución, así como la distribución de canales elegida.

En la Figura 2.4, se puede observar lateralmente el enfriador, destacando cuatro partes importantes de este, que son las entradas (referidas como *in*) y las salidas (referidas como *out*) de ambos fluidos, el aire y el refrigerante. A partir de esta imagen, se puede denotar que el sentido de los flujos es contrario, buscando así una mayor transmisión de calor entre ambos y una mejor eficiencia.

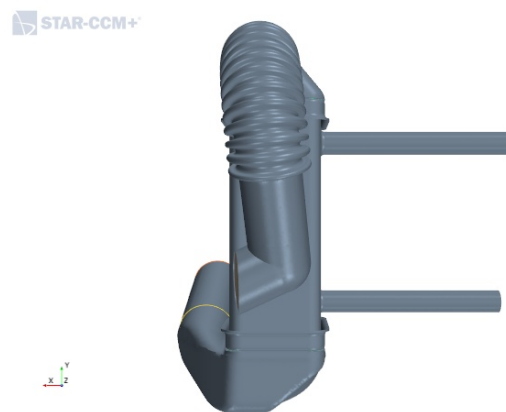


**Figura 2.4:** Representación lateral de la geometría

En las Figuras 2.5 y 2.6 se puede observar mejor la peculiar geometría de ambos colectores a la entrada y salida de los canales. De esta forma se busca que los cambios de dirección no sean muy bruscos para así no decelerar demasiado el aire.



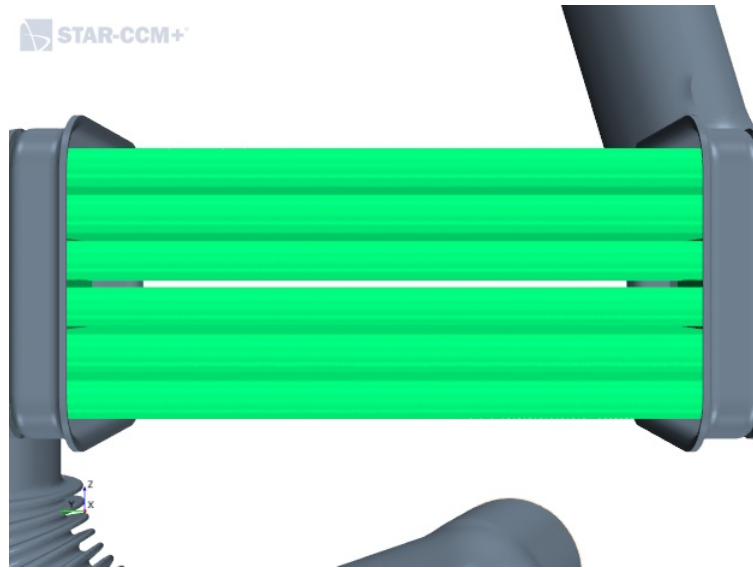
**Figura 2.5:** Representación desde arriba de la geometría



**Figura 2.6:** Representación desde abajo de la geometría

En cuanto a los canales, en la Figura 3.17 se puede observar su geometría longitudinal. En los espacios entre canales es por donde circula el refrigerante, pero a continuación se hará una mejor explicación de su recorrido.

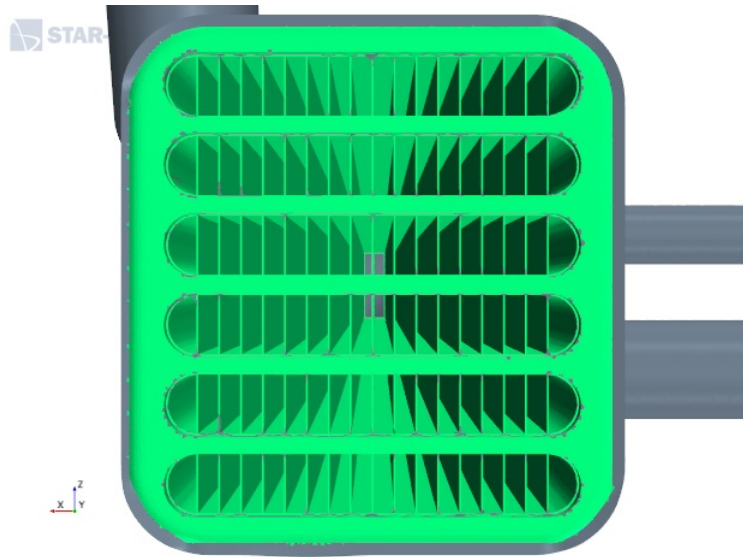




**Figura 2.7:** Representación lateral de los canales

En la Figura 2.8 aparece una representación de la geometría de los canales vista por el lateral, es decir, a la entrada de estos. Las separaciones verticales son aletas de metal, para aumentar la superficie de intercambio de calor y así conseguir una temperatura del aire más baja. A partir de esta imagen también se puede intuir mejor el recorrido del refrigerante, circulando este por arriba y abajo de los canales, y también por los extremos del enfriador. Cuando se estudien los resultados en los capítulos posteriores, los valores y distribución de velocidad del refrigerante serán del todo clarificados.

Cabe destacar que esta geometría interna ha sido modelada a partir de otros trabajos y estudios de enfriadores, y a partir de formas comunes para este tipo de tecnología, ya que el enfriador real no ha podido ser abierto para ver con claridad la distribución de sus canales, al igual que el número de estos.



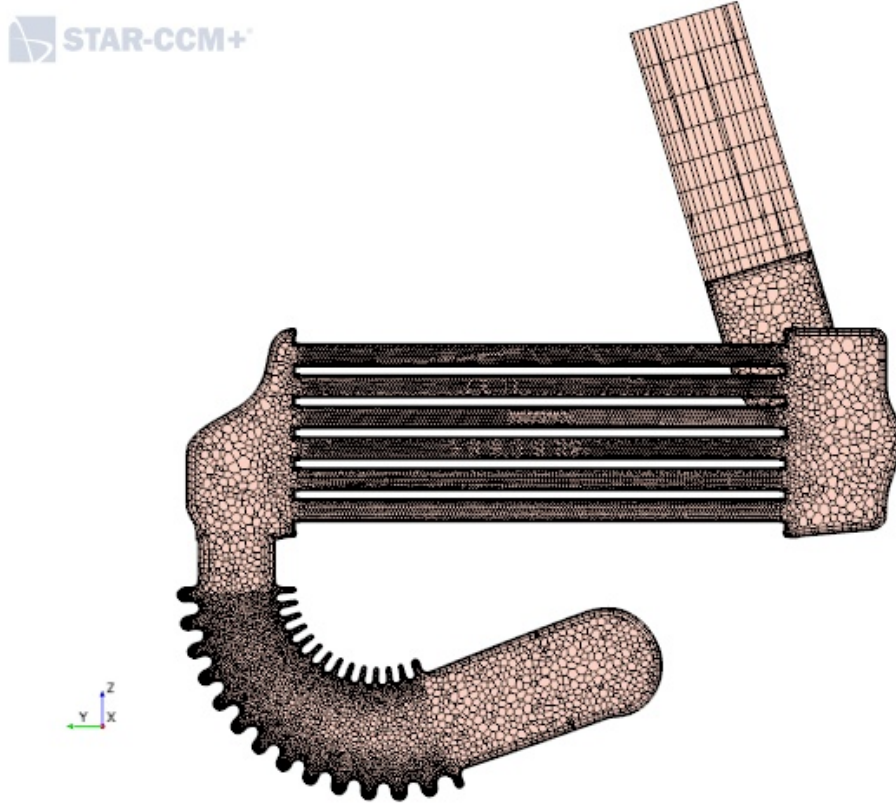
**Figura 2.8:** Representación frontal de la geometría

## 2.3 Mallado

A continuación, se va a explicar la malla utilizada y los aspectos considerados a la hora de elegirla. Para ello primero se va a analizar la tipología de la malla en cuestión, y tras esto se explicarán los criterios utilizados para su validación.

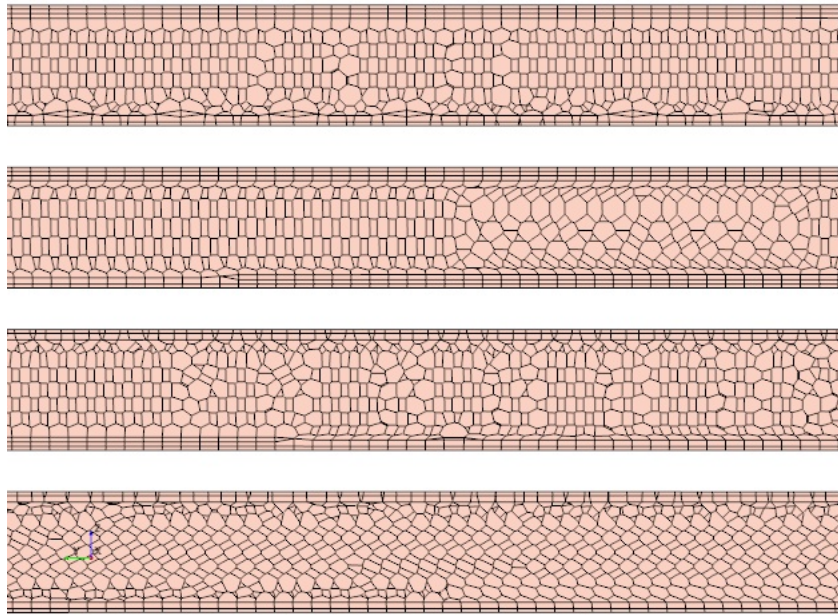
### 2.3.1 *Mallado del aire*

En la Figura 2.9 se puede ver representada la malla del enfriador en un corte longitudinal. A simple vista cabe destacar que la malla es irregular o no estructurada, y tanto los canales como el fuelle presentan una malla es más fina. Además, los elementos de la geometría son poliédricos. Sin embargo, en la extrusión se puede ver como la malla es regular y con elementos tetraédricos, llamándose este tipo de malla *trimmed*. Todo esto va a ser expuesto más en detalle a continuación.



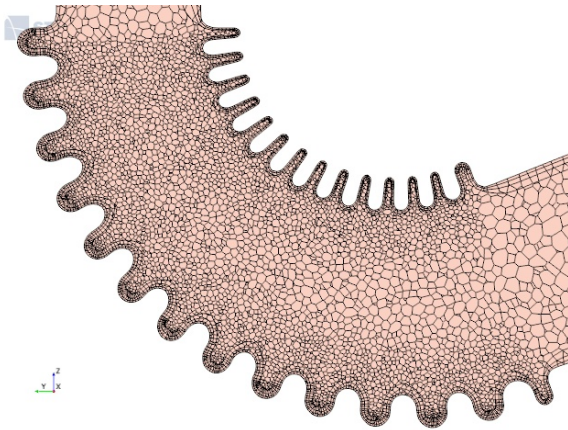
**Figura 2.9:** Mallado en el plano longitudinal YZ

En primer lugar, en la Figura 2.10 aparece en el mismo corte longitudinal la malla de los canales en mayor detalle. Analizando esta figura, cabe destacar que los elementos de las paredes son más pequeños que los del centro de los canales para que la transmisión de calor se pueda resolver lo más parecido a la realidad posible. De esta forma, las capas límite térmica y viscosa que se van a generar se resolverán de forma más precisa. La razón de esto es que, como los cálculos se van haciendo celda a celda, cuanto más pequeñas sean, menor error local se comete, es decir, mejor distribución del flujo (más precisa).

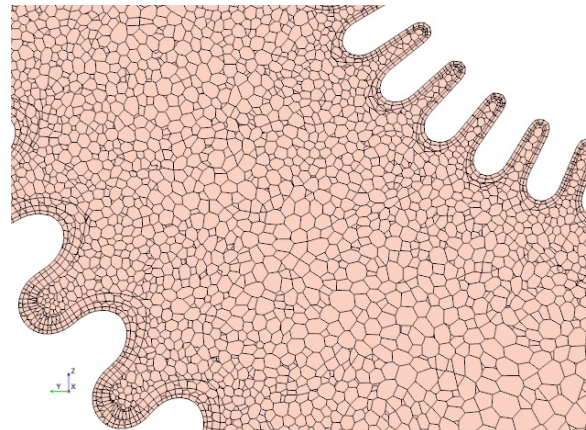


**Figura 2.10:** Mallado de los canales en el plano longitudinal YZ

Por otro lado, en las Figuras 2.11 y 2.12 se observa el mallado del fuelle más de cerca. En este caso sucede lo mismo que con los canales, las celdas de las paredes son más pequeñas que las del centro, así como los elementos del interior del fuelle son de menor tamaño que los del resto del conducto. Las razones que justifican esto son las mismas que en el caso ya expuesto, se busca una resolución del flujo lo bastante exacta como para poder emplearla de modelo predictivo.

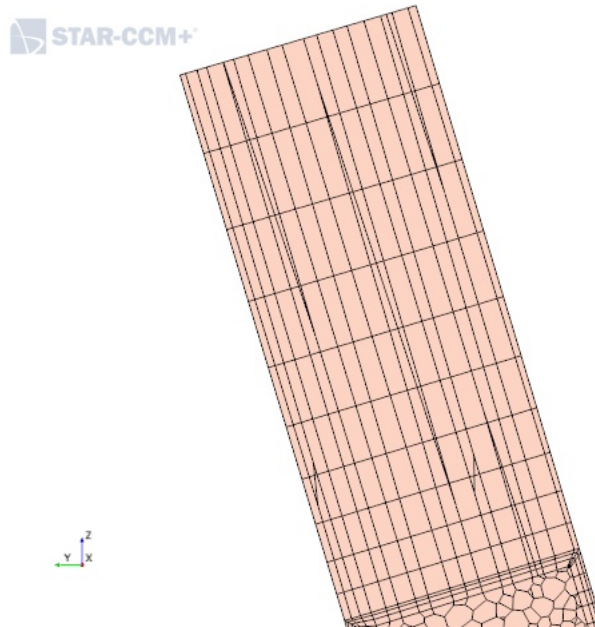


**Figura 2.11:** Mallado del fuelle en el plano longitudinal YZ



**Figura 2.12:** Zoom en el mallado del fuelle en el plano longitudinal YZ

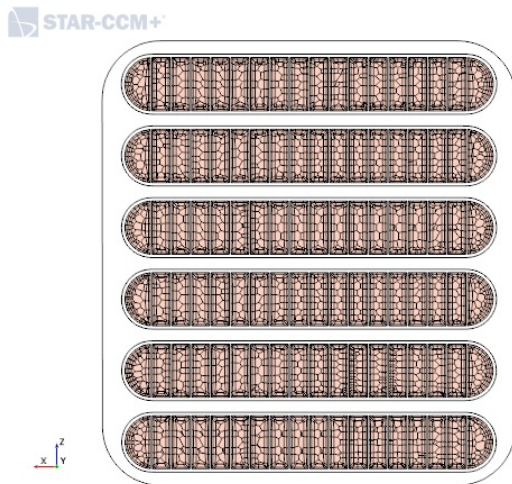
A continuación se encuentra la Figura 2.13, en la que aparece la malla de la extrusión. Como ya se ha mencionado, esta es diferente a la del resto del modelo, y su razón es únicamente el coste computacional. Debido a que la única función de este elemento es que la salida del flujo sea homogénea, no se necesita mucho detalle en esta parte. Asimismo, tanto la velocidad como la temperatura de salida del fluido se establece a la salida de los canales, y en esta última sección no sufren apenas variación.



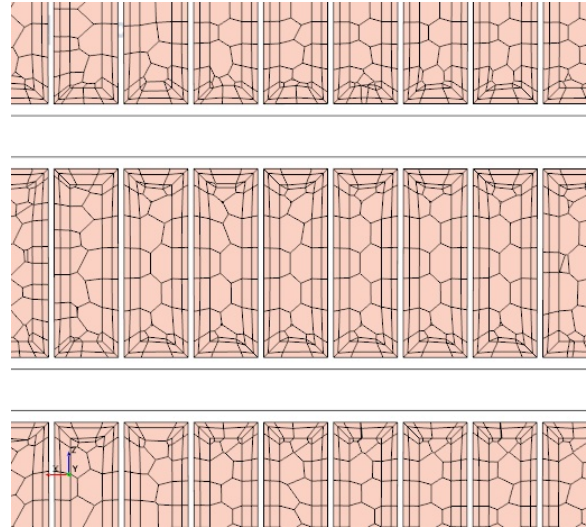
**Figura 2.13:** Mallado de la extrusión en el plano longitudinal YZ

Por último, en las Figuras 2.14 y 2.15 aparece la malla de los canales en el plano XZ. En estas imágenes se puede observar lo ya destacado, que es la malla más fina en las zonas de pared para un mejor resultado. Lo importante en este corte es poder ver la malla del interior de los canales y poder destacar que los elementos tienen un tamaño considerable en comparación con el de los canales. Esto se debe a que como se han modelado 108 canales, si los elementos en su interior fueran más pequeños, el coste computacional aumentaría mucho, ya que los canales son gran parte del enfriador. Por esto se ha considerado que este tamaño es suficiente como para que la transmisión de calor se resuelva bien y no se tarde demasiado tiempo en obtener una solución. Los problemas que esto puede presentar serán discutidos cuando se haga un análisis en detalle de los conductos más adelante.





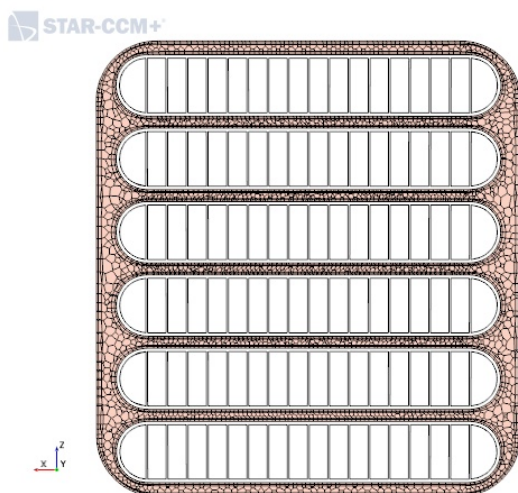
**Figura 2.14:** Mallado de los canales en el plano XZ



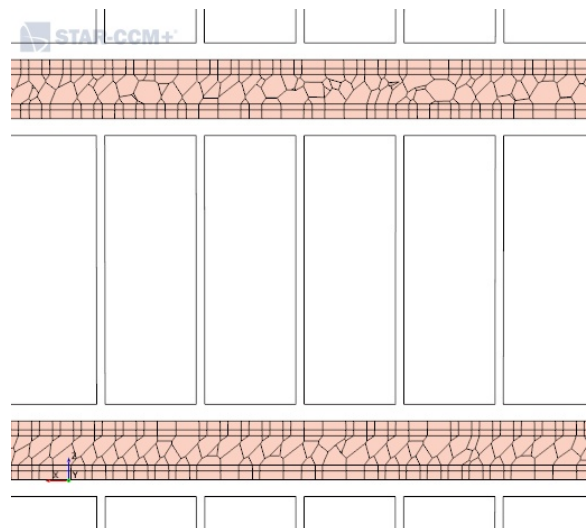
**Figura 2.15:** Zoom del mallado de los canales en el plano XZ

### 2.3.2 Mallado del refrigerante

De la misma forma que el aire, la malla del refrigerante en el plano frontal o XZ se puede ver en las Figuras 2.16 y 2.17. A partir de estas imágenes se puede observar como la malla del refrigerante entre los conductos tiene un tamaño menor que la de los laterales, ya que es ahí donde se encuentra la transmisión de calor y se busca una solución más precisa. Además, en los conductos entre los canales, los elementos de las paredes y los centrales tienen un tamaño aproximadamente similar debido a la pequeña anchura de estos tubos.

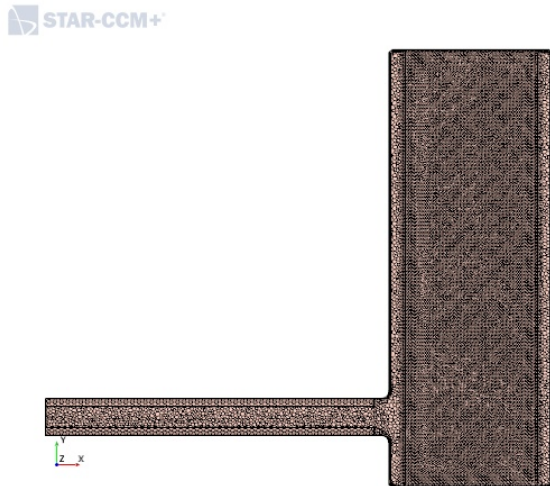


**Figura 2.16:** Mallado del refrigerante en el plano XZ

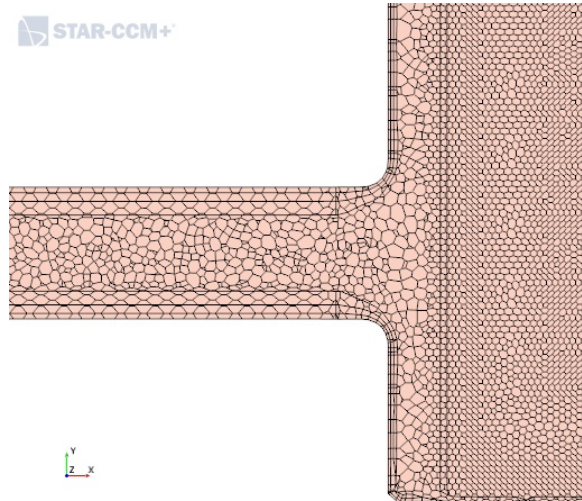


**Figura 2.17:** Zoom del mallado del refrigerante en el plano XZ

En las Figuras 2.18 y 2.19 se aprecia más en detalle cómo la malla en la zona de contacto con el aire es más fina. Además, se puede observar cómo en general, los elementos presentes son de un menor tamaño a los de la malla del aire, ya que la distribución del refrigerante es muy importante y afecta mucho al mapa de temperaturas. En estas imágenes también se puede destacar que la malla en las paredes es más fina que en el interior de la geometría, buscando mayor precisión como ya ha sido mencionado.



**Figura 2.18:** Mallado del refrigerante en el plano XY



**Figura 2.19:** Zoom del mallado del refrigerante en el plano XY

### 2.3.3 Validación

Para poder considerar que la malla empleada supone una buena resolución del caso, se ha analizado el parámetro  $y^+$  en las paredes, ya que este es función del tamaño de las celdas, así como de la velocidad y viscosidad en esa zona. Analizándolo se puede saber si la capa límite está predominada por los esfuerzos viscosos (si tiene un valor menor a 5) o los turbulentos (si tiene un valor entre 100 y 200). Por esto, se ha activado la opción *all  $y^+$  wall treatment*, a través de la cual se resuelven ambas capas de forma automática

El valor de esta variable también indica la precisión de los resultados, o lo que es lo mismo, la diferencia de las variables entre celdas contiguas. Es por esto que se busca que tenga un valor lo más pequeño posible, en CFD siempre que se pueda se buscarán valores menores a 1. El problema viene a que estos valores de  $y^+$  suponen un mayor número de celdas, y por lo tanto un elevado coste computacional. Por eso, para el mallado de este trabajo se han buscado otros proyectos similares de enfriadores 3D y se ha utilizado un tamaño de celda similar, para garantizar una solución precisa a la vez que un procesado asequible.

En las Figuras 2.20 y 2.21 se muestra el valor que adquiere  $y^+$  en las paredes de todo el enfriador. De forma genérica se puede ver que los valores más pequeños de esta variable

se encuentran en las paredes de los canales y en el fuelle, ya que aquí las celdas son más pequeñas. Además, en la extrusión su valor es más alto ya que los elementos aquí son más gruesos. Todo esto se va a ver y explicar seguidamente.

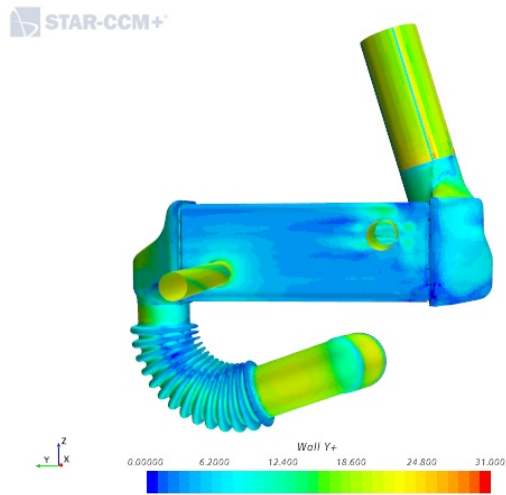


Figura 2.20: Visualización de  $y^+$  en las paredes

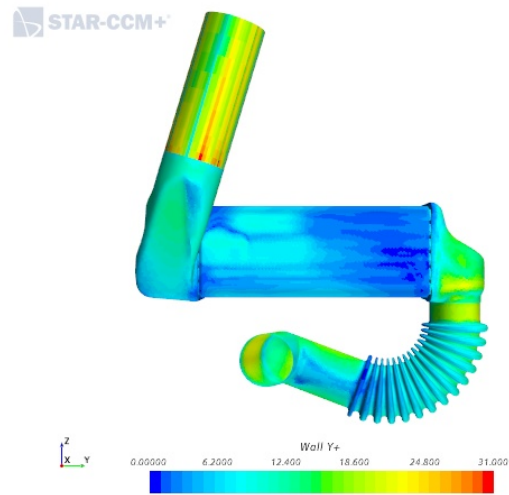


Figura 2.21: Visualización por detrás de  $y^+$  en las paredes

Asimismo, si se mira el valor de  $y^+$  en los canales, se ve que su valor tampoco es muy alto, y por casi todo el interior se puede encontrar que su valor es menor a 1, lo que concuerda con el tamaño de celda impuesto en estas paredes para garantizar una buena solución.

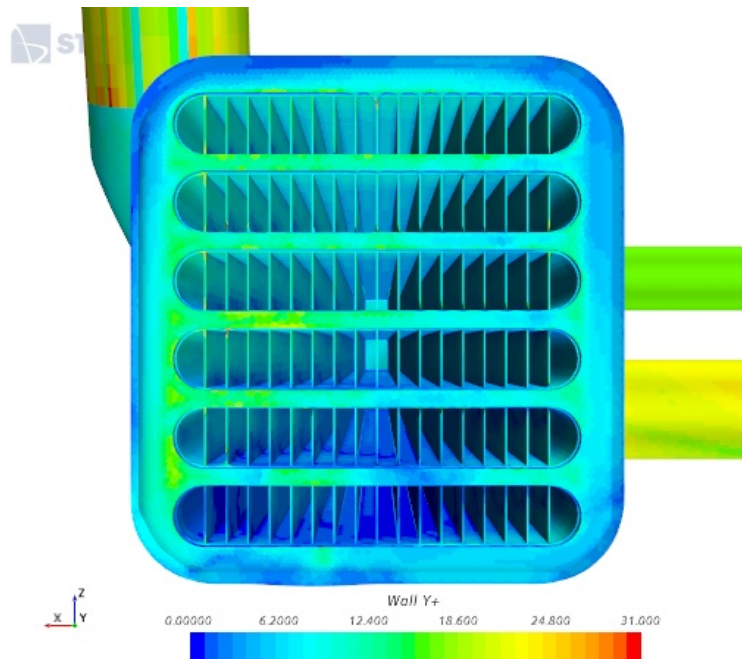


Figura 2.22: Visualización de  $y^+$  en los canales



## 2.4 Configuración numérica

En esta sección se van a exponer los modelos físicos empleados, así como la explicación del modelo de condensación y las condiciones de contorno impuestas.

### 2.4.1 Flujo multicomponente y multifásico

Este caso se compone de tres materiales: un gas, simulando el que pasa por el enfriador del LP-EGR; agua, siendo esta el refrigerante; y metal para la estructura del enfriador.

A continuación se encuentran de forma esquemática las propiedades más relevantes del componente gas.

- El aire se ha modelado como un gas multifásico compuesto por aire seco, vapor de agua y agua en estado líquido. La cantidad de aire seco y vapor de agua dependen de la humedad específica, como se explica en la Sección 2.4.2 a continuación. En cuanto al agua en estado líquido, en un primer momento será nula, pero se ha de incluir para que cuando se alcance la temperatura de rocío en algún punto, el vapor pueda cambiar de estado y condensar.
- Se exploraron otras alternativas para modelar los distintos componentes del gas, como considerarlo un gas euleriano que interacciona con una capa de agua, pero el problema se volvía más complejo de entender debido a que la interacción entre los elementos no era trivial, por lo que se decidió mantener la simplicidad del caso. STAR-CCM+ proporciona muchas formas de modelar la condensación y para este trabajo se investigaron el mayor número posible para poder decidir cuál suponía una mayor precisión con el menor coste computacional.
- El aire se ha considerado como un gas ideal y no reactivo, lo que supone que entre el aire seco, el vapor y el agua no va a haber interacción. La reacción entre el vapor y el agua se va a modelar de forma paralela al *software*, configurando la condensación mediante flujos de energía explicados en detalle posteriormente.
- Puesto que la velocidad es pequeña ( $M \leq 0.2$ ), el flujo se puede considerar incompresible.
- No se considera la posible evaporación del fluido, ya que eso está fuera de los objetivos de este estudio y además no supone un problema grave en el flujo de EGR.
- En el aire no se han considerado otros posibles gases que en el caso real circulan por el enfriador del EGR, como puede ser el  $CO_2$ , ya que las ecuaciones y resolución se complicarían mientras que no aportaría mucho más valor al resultado final. También es cierto que en los ensayos con los que este estudio va a ser comparado tampoco

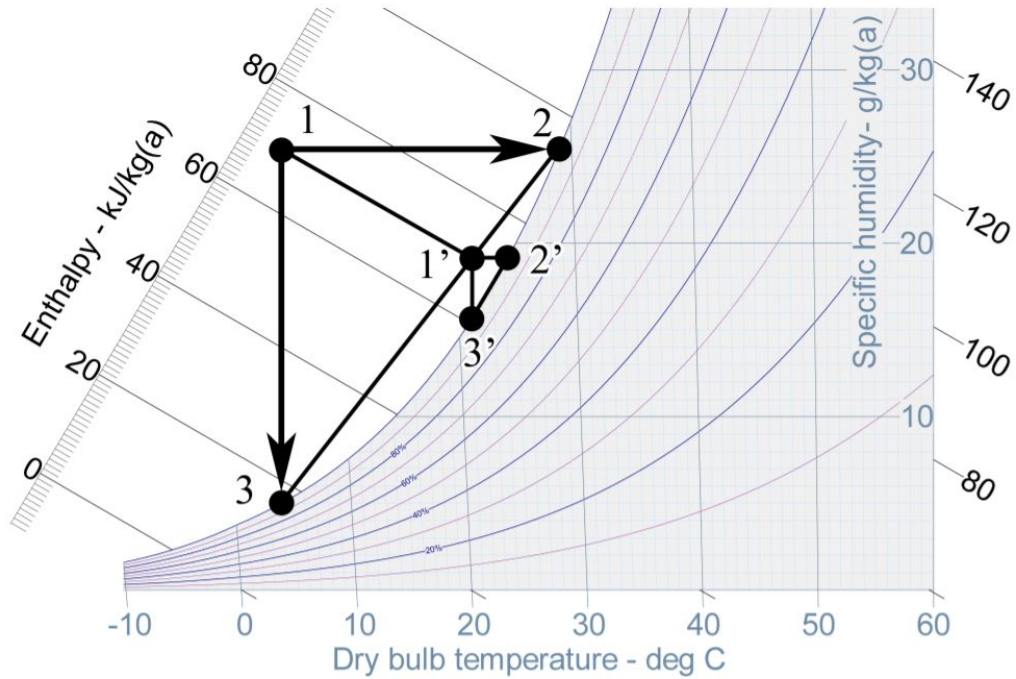
se tienen en cuenta esos otros gases productos de la combustión, por lo que no modelarlos supone mayor similitud entre ambos trabajos.

También es importante explicar cómo se ha introducido la condensación en el caso. Cabe mencionar que primeramente se intentó modelar la condensación mediante las herramientas que el propio *software* facilita, entre las cuales la más destacada es modelar el agua como una capa de fluido o *Fluid Film*, que se genera cuando se alcanzan las condiciones necesarias. Tras realizar varias pruebas de este modelo con geometrías muy sencillas, se observó que para que la solución convergiera y no oscilara, se necesitaban pasos temporales muy pequeños (el caso debía ser transitorio) y por lo tanto se tardaba mucho tiempo físico en lograr conseguir una solución. Es por esto que se optó por emplear otro modelo de condensación utilizado en trabajos anteriores ya validado que se va a detallar a continuación.

Primero se van a mencionar las hipótesis y simplificaciones que se han hecho. En primer lugar, es importante mencionar que debido a la relativamente baja velocidad del aire, la condensación se considera de forma instantánea en espacio y tiempo. Además, el agua se ha considerado como un componente del aire y no como un fluido a parte para que el esfuerzo computacional sea menor, controlando la cantidad de agua en el aire mediante un pasivo escalar. Otra suposición que se ha hecho ha sido la de considerar la entalpía constante durante el proceso de condensación.

Una vez expuestas las limitaciones de este modelo, se va a proceder a explicar cómo se introduce en STAR-CCM+ mediante el efecto de la condensación en las ecuaciones de masa y transporte de energía. Pero para poder hacer esto, primero se ha de saber en qué celdas se debe condensar, y para esto se ha utilizado la humedad relativa, junto con las definiciones de presión de vapor y presión de saturación expuestas en las Ecuaciones 1.3 y 1.4 del Modelo 0D, ya que en ambos modelos de condensación la decisión de si un punto condensa o no se realiza de la misma forma. Es por esto que, como ya se ha explicado, cuando la humedad relativa supere el 100%, ocurrirá la condensación.

Cuando alguna celda se encuentra en condiciones sobresaturadas, en esta se lleva a cabo un proceso iterativo para poder conocer la temperatura y la humedad específica final tras la condensación. Este proceso se basa en el diagrama psicrométrico que se puede ver en la Figura 2.23.



**Figura 2.23:** Proceso iterativo del modelo numérico de condensación en un diagrama psicrométrico

En este punto (1) con una humedad específica mayor al 100 %, inicialmente se conoce su temperatura y su humedad específica, por lo que también su entalpía, y se busca calcular estos mismos parámetros pero tras la condensación. Para ello primero se obtienen los puntos que se encuentran en la línea de saturación si el proceso fuera a misma humedad específica (2) y si se produjera a temperatura constante (3). En estos dos puntos se pueden conocer las variables ya mencionadas ya que su humedad relativa es del 100 %. Una vez conocidos estos valores, se procede a calcular el punto (1') producto de un proceso a entalpía constante y cuya humedad específica se obtiene al interpolar los puntos (2) y (3), como se puede ver en la Ecuación 2.1. De esta forma, este punto será el nuevo punto inicial.

$$\omega_{1'} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{h_2 - h_3}(h_1 - h_3) + \omega_3 \quad (2.1)$$

Este proceso se puede repetir tantas veces como sea necesario para aumentar la precisión del cálculo. Cabe destacar que la posición del punto inicial es un factor determinante, ya que el número de iteraciones necesarias es función de esta. Como se puede intuir tras la explicación, cuanto más cerca esté este punto inicial de la línea de saturación, más exacta será la solución con menos repeticiones del cálculo.

Una vez se realiza la última iteración y se obtiene la humedad específica del punto buscado,  $\omega_f$ , esta se utiliza para calcular el término fuente de la ecuación másica de

vapor. Este término va a ser el que se restará a la parte vapor y se sumará al componente agua, para que la conservación másica se cumpla. A partir de este pasivo escalar se obtiene el término fuente de la ecuación de energía y de la de momento.

Por otro lado, el refrigerante al ser definido como agua únicamente, sus propiedades son definidas por el *software*. Además, no se ha incluido la posibilidad de que esta agua se pueda evaporar si alcanzara las condiciones necesarias ya que complicaría el cálculo y no es de especial interés para este estudio. Este líquido también se va a considerar incompresible y turbulento, además de con densidad constante.

Por último, el metal se ha considerado Aluminio, por su gran ventaja en cuanto al peso (que en los motores es de gran importancia) y debido a que el enfriador real es de este material. Por esto, todas las propiedades de este material están preestablecidas por STAR-CCM+.

### 2.4.2 Condiciones de contorno

En cuanto a las condiciones de contorno, se imponen a la entrada y salida de la parte aire y de la del agua, siendo el resto de ellas paredes adiabáticas, no porosas y con condición de no deslizamiento. La pared de contacto entre ambos componentes es una excepción, ya que en esta sí existe transferencia de calor que permite que el aire se refrigere y en consecuencia el agua aumente de temperatura.

En ambos medios, el aire y el agua, las entradas de flujo o *inlets* se han definido según su gasto másico, imponiendo también la temperatura total de entrada, mientras que las salidas o *outlets* se definen por su presión. Si que es verdad que en la salida también se han de especificar unos valores de temperatura total, pero no influyen en el estudio.

Tanto la presión como la turbulencia han de definirse en las condiciones de entrada y en las de salida de ambos fluidos, pero como estas no modifican el objeto de interés o estudio en este caso, van a ser impuestos los valores por defecto, trabajando con presión atmosférica en todo momento.

Como en este caso se estudia la condensación, al definir el aire como un fluido multifásico, hay que especificar las fracciones másicas de aire seco y vapor según la humedad específica que se quiera imponer. Esto es muy importante en la sección de entrada, pero en la de salida, aunque hay que especificar este valor, no influye en el resultado final.

En cuanto al cálculo de las fracciones másicas a partir de la humedad específica ( $\omega$ ), tiene más complejidad de la que puede parecer. La definición de la humedad específica se la masa de vapor (g) entre la masa de aire seco (kg), por lo que es directamente proporcional a la relación entre fracciones másicas de ambas especies, como se puede ver en la Ecuación 2.2 que aparece a continuación. Esto significa que como la suma de ambas

fracciones másicas ha de ser 1, a partir de la humedad específica se puede conocer ambas  $Y_{vapor}$  y  $Y_{aire\ seco}$ .

$$\omega \text{ (g/kg)} = \frac{m_{vapor}}{m_{aire\ seco}} = \frac{Y_{vapor}}{Y_{aire\ seco}} \cdot 1000 \quad (2.2)$$

En resumen, los parámetros importantes a definir en este caso son las temperaturas y el gasto másico de entrada del agua y del aire, y las fracciones másicas del aire. Estos valores son los impuestos en el punto de funcionamiento ensayado, ya que de ellos depende la cantidad de agua que se va a condensar.

Este punto se ha procesado en estacionario y los valores escogidos se han basado en los valores de los ensayos mencionados en la Sección 1.2, específicamente en el transitorio ya que el enfriador usado es el mismo. Sin embargo, para la temperatura del aire sí se ha buscado una parecida al ensayo estacionario, ya que en el transitorio el rango de este parámetro es muy grande. De esta forma, la comparación entre los diferentes trabajos será más fiable y además, los datos obtenidos por CFD serán lo más verosímiles posible.

A continuación en la Tabla 2.1 se puede observar los valores de las condiciones de contorno en el punto de funcionamiento escogido.

Punto de Funcionamiento		
Propiedad	Valor	Unidades
Temperatura entrada aire	400	K
Temperatura entrada refrigerante	273.15	K
Gasto másico entrada aire	40	kg/h
Gasto másico entrada refrigerante	600	kg/h
Humedad específica	50	g/kg
Fracc. másica aire seco	95.3	%
Fracc. másica vapor	4.7	%

**Tabla 2.1:** Valores de las variables en el punto a ensayar

### 2.4.3 Otros aspectos relevantes

En este caso, las velocidades no son muy grandes, pero aún así el flujo es turbulento debido a que las fuerzas viscosas son muy pequeñas, haciendo que el número de Reynolds sea lo suficientemente grande como para no poder considerar el caso como laminar. A esto cabe añadir que debido a la geometría, aparecen zonas con reflujo y remolinos que han de ser modelados.

Es por esto que se ha empleado el modelo RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) para poder modelar tanto las escalas grandes de turbulencia como las pequeñas. De esta forma, todas las variables en las ecuaciones que gobiernan el transporte del flujo (velo-

idad, presión, energía y concentraciones de especies) se descomponen en su media y su componente fluctuante. Utilizando este modelo además se reduce considerablemente el coste computacional.

Para terminar de modelar la turbulencia, se utiliza el modelo  $k - \epsilon$ , el cual resuelve las ecuaciones de transporte para la energía cinética ( $k$ ) y la tasa de disipación turbulenta ( $\epsilon$ ) para poder determinar la viscosidad turbulenta de los remolinos.

La gran ventaja que presenta este último modelo es que resuelve bien el caso para cualquier valor de  $y^+$ . De esta forma, no es necesario refinar tanto la malla buscando que  $y^+$  sea menor a uno, si no que se puede especificar que resuelva los cálculos separando entre las celdas con  $y^+ < 1$  y  $1 < y^+ < 30$ , teniendo así dos capas, una más cercana a la pared en la que la solución va a ser más detallada, y otra de celdas más grandes en el seno del fluido.

De esta forma, la turbulencia es modelada, aunque no con exactitud ya que no es el propósito de este trabajo y conllevaría un gran coste computacional.

Por otro lado, para resolver las ecuaciones de conservación de masa, energía y cantidad de movimiento se ha utilizado el modelo de flujo segregado (*Segregated Flow*) enfocado a la temperatura. Este también se denomina *Pressure-based* y su utilización es posible gracias a la baja velocidad de los fluidos: Como ambos se han considerado incompresibles, no se van a encontrar números de Mach transónicos (que suponen ondas de choque). Otra ventaja de este modelo es que resuelve las ecuaciones de transporte de forma secuencial y las de presión-velocidad de forma simultánea, necesitando así menor memoria RAM que si se resolvieran todas conjuntamente (funcionamiento del modelo de flujo acoplado o *Coupled flow*).

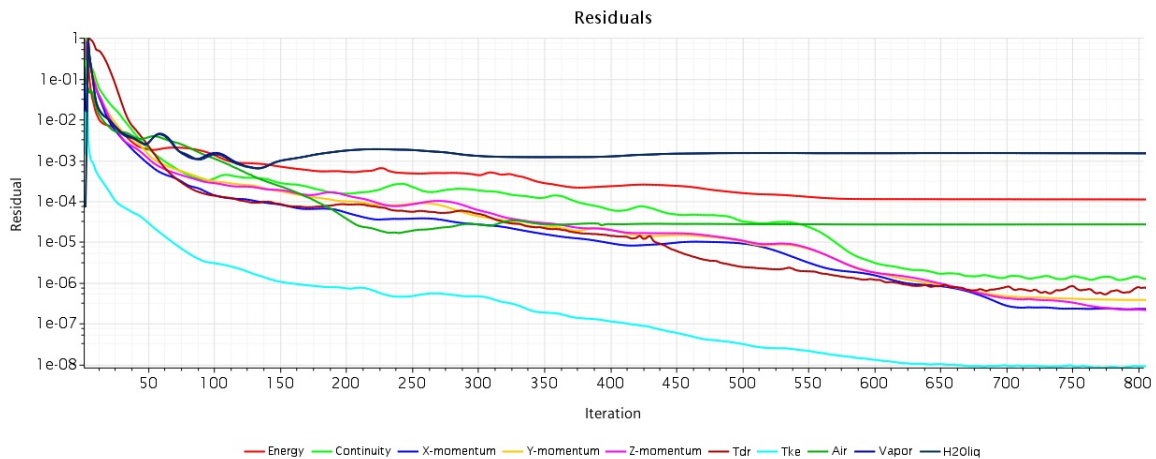
Otro aspecto importante es el esquema de discretización para calcular el flujo convectivo que usa STAR-CCM+ en las ecuaciones de transporte. En este caso, se emplean esquemas de discretización de segundo orden, que supone un resultado más exacto ya que la solución se obtiene interpolando las celdas tanto aguas arriba como aguas abajo.

También se han configurado URFs (*Under Relaxation Factors*) para controlar la actualización de las variables en cada iteración. En el caso del flujo segregado se han mantenido unos valores conservativos (0.3 y 0.7 de presión y velocidad respectivamente), ya que con estos se ha obtenido una solución convergida en un tiempo razonable. Para el resto de parámetros, los valores son mayores (entre 0.8 y 1).

## 2.5 Convergencia

Una vez se ha explicado todo lo relacionado con el estudio CFD, quedaría exponer tanto los modelos como los criterios de convergencia empleados para estudiar este caso a partir de los cuales se pararán las simulaciones para dar pie al análisis de los resultados. Cabe destacar que en este estudio, se han empleado 800 iteraciones para concluir que se tenía un caso estable.

En primer lugar, un criterio general de uso frecuente son los residuales. Lo usual es buscar que tengan un valor pequeño, normalmente por debajo de  $10^{-3}$ . En este caso, como se puede ver en la Figura 2.24, esto no se cumple en todos los monitores, ya que como este caso es muy complejo, se necesitaría añadir demasiadas celdas para que se cumpliera el criterio mencionado, traduciéndose esto en un coste computacional adicional muy grande. Sin embargo, la gráfica de los residuales sigue siendo valiosa como método de convergencia, ya que todos los monitores se encuentran constantes u oscilando alrededor de un único valor a partir de cierto número de iteraciones, siendo el valor al que tienden, por norma general, muy pequeño.



**Figura 2.24:** Evolución de los residuales

Además, se debe tener en cuenta el balance entálpico para garantizar continuidad entre la entrada y la salida de los dos fluidos. Este balance parte de las Ecuaciones 2.3, 2.4 y 2.5 a continuación.

$$\dot{H}_{0\_in,aire} - \dot{H}_{0\_out,aire} + \dot{Q}_{cond} = \dot{H}_{0\_in,refrig} - \dot{H}_{0\_out,refrig} \quad , \text{siendo} \quad (2.3)$$

$$\dot{H}_0 = \int_{SC} \rho \cdot \left( h + \frac{c^2}{2} \right) \cdot \vec{u} \cdot d\vec{A} = \dot{m} \cdot \bar{h}_0 \quad \underset{\text{gas perfecto}}{\text{Asumiendo}} \quad \dot{m} \cdot \bar{C}_p \cdot \bar{T}_0 \quad (2.4)$$

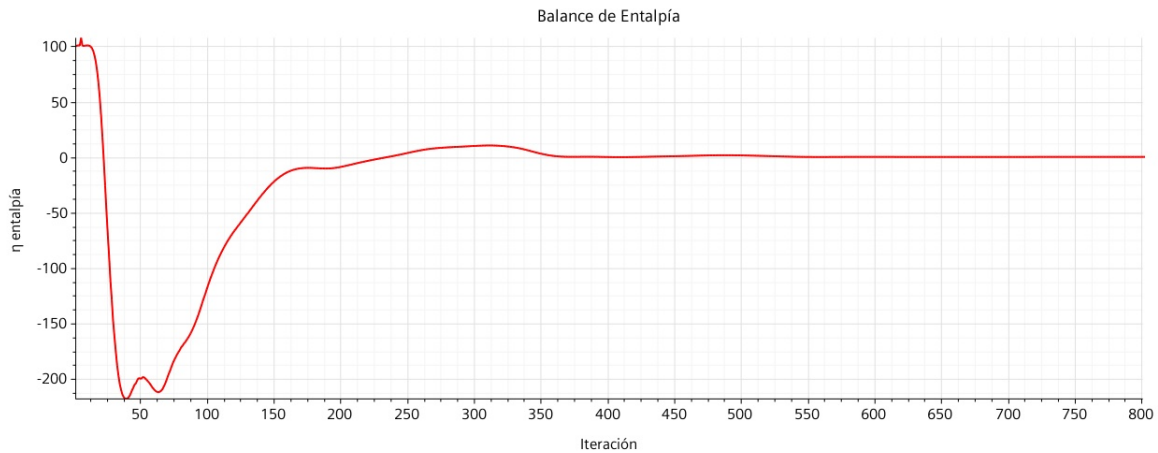
$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{H_2O} \cdot L \quad (2.5)$$

En la Ecuación 2.3 se tienen en cuenta las entalpías de entrada de ambos flujos, la entalpía del aire  $\dot{H}_{0\_in,aire}$  y la del refrigerante  $\dot{H}_{0\_in,refrig}$ , del mismo modo que aparecen las entalpías de salida de estos,  $\dot{H}_{0\_out,aire}$  y  $\dot{H}_{0\_out,refrig}$  respectivamente. El término sobrante es el aumento de entalpía debido a la condensación,  $\dot{Q}_{cond}$ .

En este caso, el parámetro que se va a estudiar ha de tender a cero, ya que se ha despejado la Ecuación 2.3 poniendo todos los términos a la izquierda del igual, y se ha analizado en forma de porcentaje, normalizando así el resultado, como se puede ver en la Ecuación 2.6.

$$\eta_{entalpía} = \frac{\dot{H}_{0\_in,aire} - \dot{H}_{0\_out,aire} + \dot{Q}_{cond} - (\dot{H}_{0\_in,EGR} - \dot{H}_{0\_out,EGR})}{\dot{H}_{0\_in,aire} - \dot{H}_{0\_out,aire}} \quad (2.6)$$

En la Figura 2.25 se observa como sí es cierto que este balance tiende a cero, siendo su valor final de 0.22 %, un valor más que razonable para considerar que no son necesarias más iteraciones.



**Figura 2.25:** Evolución del balance de entalpías

Por otro lado, en este caso se ha tenido en cuenta para garantizar la estabilidad del estudio la comparación entre diferentes variables de interés para el caso, cogiendo dos valores para un mismo parámetro a diferentes iteraciones (650 y 800). Para comparar ambos resultados, se ha utilizado la Ecuación 2.8, la cual describe el error y en tanto por mil que se está cometiendo. En esta ecuación, la  $Variable_{inicial}$  es el valor que esta adquiere con el primer número de iteraciones (650) y  $Variable_{final}$  es su valor final (tras 800 iteraciones).

El criterio que se ha escogido para procesar estos datos es que a partir de un error menor al 1%, se ha considerado que el caso es estable, y como se puede ver en la Tabla 2.2, esto sucede en todas las variables consideradas.



Algunas de estas variables están definidas por el *software* STAR-CCM+, como son las temperaturas, las presiones o los gastos másicos. Sin embargo, hay otras que han sido formuladas manualmente e introducidas en el programa, entre las cuales están la humedad específica, cuya expresión ya ha sido explicada en la Ecuación 2.2, y el rendimiento, formulado a continuación en la Ecuación 2.7.

$$\eta = \frac{(T_{entrada} - T_{salida})_{aire}}{T_{entrada,aire} - T_{entrada,refrig}} * 100 \quad (2.7)$$

$$Error = \frac{Variable_{inicial} - Variable_{final}}{Variable_{final}} * 1000 \quad (2.8)$$

Variable	650 it	800 it	Error
$T_{in,aire}$ [K]	399.874	399.874	0.00 ‰
$T_{out,aire}$ [K]	312.025	312.022	0.01 ‰
$T_{in,refrig}$ [K]	273.15	273.15	0.00 ‰
$T_{out,refrig}$ [K]	275.05	275.05	0.00 ‰
$p_{in,aire}$ [Pa]	101797.948	101.797.761	0.40 ‰
$p_{out,aire}$ [Pa]	101325	101325	0.00 ‰
$p_{in,refrig}$ [Pa]	102994.73	102994.85	-0.07 ‰
$p_{out,refrig}$ [Pa]	101325	101325	0.00 ‰
$\dot{m}_{in,aire}$ [kg/s]	0.011	0.011	0.00 ‰
$\dot{m}_{out,aire}$ [kg/s]	0.011	0.011	0.00 ‰
$\dot{m}_{in,refrig}$ [kg/s]	0.167	0.167	0.00 ‰
$\dot{m}_{out,refrig}$ [kg/s]	0.167	0.167	0.00 ‰
$\dot{m}_{out,agua}$ [kg/s]	1.86E-04	1.86E-04	0.00 ‰
$\omega_{in}$ [g/kg]	50	50	0.00 ‰
$\omega_{out}$ [g/kg]	32.274	32.273	0.03 ‰
$Y_{out,agua}$ [-]	0.017	0.017	0.00 ‰
<b>Rend</b> [%]	69.323	69.326	-0.04 ‰

**Tabla 2.2:** Estudio de la convergencia

De la Tabla 2.2 también se puede extraer información que confirma la continuidad másica, ya que los valores de gastos másicos a la entrada y la salida tanto en el aire como en el refrigerante son iguales. Esto es algo muy importante, así como que la temperatura del aire ha disminuido y la del refrigerante ha aumentado, lo cual concuerda con lo que debe ocurrir en este tipo de mecanismos.

Finalmente, otro buen análisis de la estabilidad de los resultados es la ausencia de fenómenos insólitos o antinaturales. Esto quiere decir que los resultados obtenidos tengan sentido y no aparezca ningún valor alarmante en ninguna de las imágenes en las que se muestran los fluidos de trabajo. A esto se puede añadir que entre iteraciones consecutivas, estas imágenes no cambien, así como que los monitores de todas las variables ya men-

cionadas y expuestas en la Tabla 2.2 no presenten oscilaciones. Puesto que todo esto se cumple, se determinó que el caso era estable.

# Análisis de los resultados

### 3.1 Introducción

Una vez ya se ha explicado en detalle la configuración del modelo CFD, se va a proceder a analizar los resultados obtenidos. En primer lugar se comparará con otros experimentos similares, después se mostrarán imágenes del fluido con las variables más importantes, y finalmente se hará un estudio en detalle de cada canal, comparándolos y explicando las diferencias entre estos.

De esta forma, se clarificará si es importante el estudio CFD del fenómeno de condensación en los enfriadores de EGR, y lo que aporta frente al ensayo experimental.

## 3.2 Resultados globales

En primer lugar, se va a hacer una comparativa entre el caso de CFD y dos ensayos que ya se han mencionado anteriormente, uno en transitorio y otro en estacionario.

Para ello, se han recogido las condiciones de contorno en la Tabla 3.1 para poder ver cuán parecidos son y así determinar si los resultados van a ser más o menos similares. Como se puede observar en esta tabla, lo primero que se ha destacar es que en el experimento en transitorio se utilizó el mismo enfriador que en el caso CFD, mientras que en el estacionario se empleó un modelo distinto. Esto ya va a suponer diferencias en los resultados ya que aunque el modelo CFD se ha calculado en estacionario y se debería esperar que los resultados se parezcan más a los que se obtienen en el experimento en las mismas condiciones, el uso de un enfriador diferente no va a hacer esto posible. Además, en el experimento en estacionario, la humedad específica del aire es mayor, lo que supone mayor diferencia entre las soluciones. Por lo demás, los valores de temperatura no son muy dispares, y el gasto másico de aire es el mismo en los tres casos.

Condiciones de Contorno							
Caso	Enfriador	$T_{in,gas}$ [K]	$T_{out,gas}$ [K]	$T_{in,ref}$ [K]	$T_{out,ref}$ [K]	$\omega$ [g/kg]	$\dot{m}_{gas}$ [kg/h]
CFD	A	400	312.03	273.15	275.05	50	40
Exp. Trans.	A	390.17	312.01	273.15	274.59	50	40
Exp. Est.	B	419.19	308.88	298.33	301.09	60	40

**Tabla 3.1:** Condiciones de contorno de los diferentes experimentos

Una vez ya analizadas las similitudes y diferencias entre los experimentos, ya se pueden mirar los resultados obtenidos con un mayor criterio. Los resultados de rendimiento y gasto másico de agua condensada se recogen en la Tabla 3.2, además de la temperatura de salida del aire que también es un resultado aunque se ha recogido en la Tabla 3.1.

Empezando por la temperatura, como ya se ha dicho en los tres casos tienen valores similares, pero entre el caso CFD y el transitorio hay un mayor ajuste ya que las condiciones de temperatura del refrigerante son más similares, así como la humedad específica del aire.

Volviendo de nuevo a la Tabla 3.2, primeramente se encuentran los valores de rendimiento, el cual es muy bueno en el caso estacionario, y menor tanto para el transitorio como para el CFD. El valor de rendimiento del cálculo CFD es el menor de todos, ya que la diferencia de temperaturas de entrada y salida del aire es mayor.

En esta tabla también se recogen los valores de gasto másico de cada resultado utilizando el modelo 0D. Este es un modelo teórico que ve al enfriador como un canal por el que pasa aire húmedo que se enfría, que ya ha sido explicado anteriormente más en

detalle. La razón de utilizar este modelo es para comparar también de forma más teórica los experimentos, teniendo una primera aproximación para poder ver en cada caso qué se está teniendo en cuenta y qué no. De esta forma, la razón de comparar los diferentes estudios no es validar el modelo CFD, si no poder comparar experimentos con el mismo orden de magnitud y ver su desviación con respecto al modelo 0D teórico.

A partir de este modelo, se puede observar como en el caso del CFD y del transitorio se espera una condensación muy similar, debido a la similitud en la temperatura del aire ya mencionada, pero luego el dato que se ha recogido tiene una mayor discrepancia. Sin embargo, el valor del modelo 0D aplicado al caso estacionario da un valor mucho mayor a los otros dos, principalmente debido a la humedad específica, que comparado con el dato recabado es incluso mayor, lo que puede parecer sorprendente.

Resultados			
Experimento	Rendimiento [%]	$\dot{m}_{agua}$ [kg/h]	Diferencia [%]
CFD	69.35	0.670	
Modelo 0D - CFD		0.134	79.95
Transitorio	77.59	0.549	
Modelo 0D - Trans.		0.136	75.24
Estacionario	91.27	0.516	
Modelo 0D - Est.		0.791	-34.81

**Tabla 3.2:** Resultados de los experimentos

Las razones para la diferencia entre el modelo 0D y el experimental en cada caso se van a explicar con ayuda de la Tabla 3.3. En esta se recogen tres efectos de la condensación que pueden ser más o menos importantes y que no siempre se pueden calcular.

Efectos de la Condensación			
Experimento	Efecto Capa Límite	Efecto Neblina	Efecto Acumulación
CFD	+		Equilibrio
Transitorio	+	-	+
Estacionario	+	-	Equilibrio

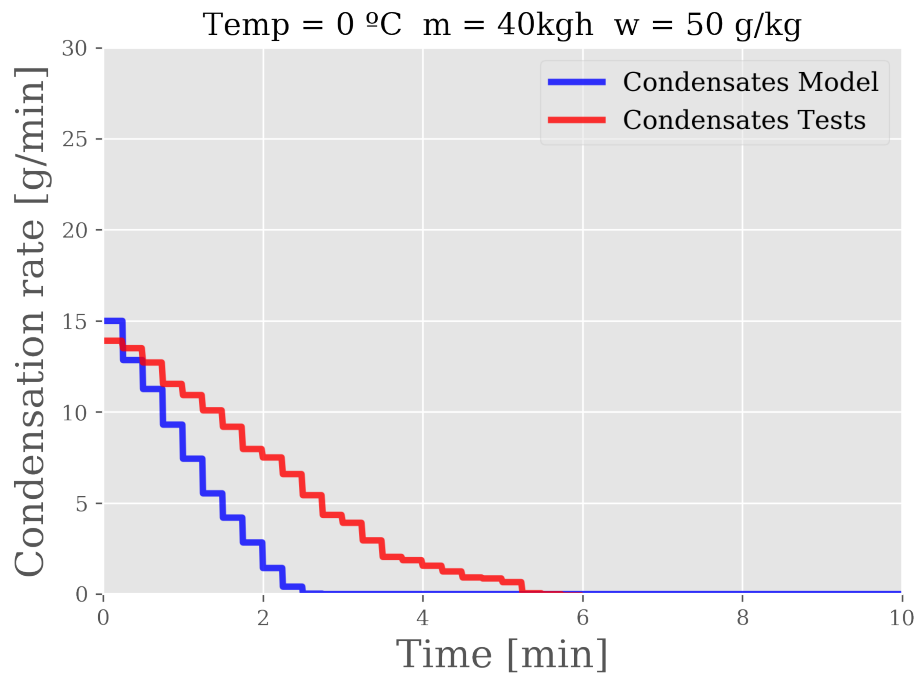
**Tabla 3.3:** Resumen de los efectos más importantes de la condensación y cómo afectan a cada modelo

El primero es el efecto de la capa límite térmica, el cual hace referencia a que debido a que la temperatura de las paredes del enfriador están más frías que el fluido que pasa por el centro, ahí se va a condensar agua que en el modelo 0D no se tiene en cuenta, ya que en este no se ponen límites o paredes al fluido. Como en los tres experimentos esta agua sí va a ser recogida y calculada, en mayor o menor medida, se ha puesto en la tabla un signo positivo, ya que esta es una causa por la cual en el experimento se va a obtener más agua que en el modelo teórico.

En segundo lugar está el efecto neblina o de la niebla experimental. Esta es una nube de gotas que se crea en el interior de los enfriadores, la cual se ha demostrado que puede ser un efecto bastante importante y la cual no se puede calcular. Además estas gotas son parte del agua que debe condensar debido a la temperatura, pero como no salen del enfriador, suponen que el resultado final sea menor del que debería ser, por eso tanto en el modelo transitorio como en el estacionario se ha puesto un signo negativo. Por otro lado en el modelo CFD no se tiene en cuenta ya que no aparece o, más bien dicho, no se ha modelado.

Por último aparece el efecto de la acumulación, el cual solo es importante en el experimento transitorio. Tanto en el modelo CFD como en el experimento estacionario, los resultados obtenidos usados para la comparativa son resultados finales, es decir, el caso se encuentra en una situación de estabilidad. Esta situación de estabilidad supone que los datos recogidos son independientes del momento del ensayo en el cual se toman, siempre y cuando el caso ya sea estable.

Sin embargo en el caso transitorio esto no sucede de la misma manera, ya que las condiciones de contorno varían con el tiempo, entre ellas la más importante y significativa relacionada con la condensación es la temperatura del refrigerante. Esto se puede observar en la Figura 3.1, en la cual aparecen los datos de la tasa de condensación obtenidos en el experimento transitorios y los calculados para el modelo 0D. Al observar esta gráfica, se puede ver como esta tasa de condensación varía con el tiempo. En consecuencia el resultado cogido en el transitorio en un instante en el cual la temperatura del aire de entrada y salida es similar al caso CFD para poder compararlo mejor, va a tener más agua de la que debería, ya que la medida del agua en ese instante es la acumulada desde el inicio del experimento hasta cuando se han tomado los datos.



**Figura 3.1:** Tasa de condensación medida y calculada en el experimento transitorio

De esta forma ya se puede entender mejor la solución obtenida ya que se ha explicado la causa de cada valor. El agua condensada en el caso CFD es mayor que en el transitorio debido al efecto de la neblina, y en ambos casos el valor del experimento es mayor al del modelo 0D por las paredes. Por otro lado, en el estacionario se ve que el valor del agua en el experimento es menor que en el modelo 0D, debido al efecto de la neblina. Además, en el transitorio el agua condensada es mayor que en el estacionario por el efecto de la acumulación. De esta forma se puede ver como de importante es cada efecto según el caso estudiado: en CFD, el efecto más importante de los expuestos es el de capa límite; en transitorio lo que se suma por capa límite y acumulación se contrarresta con la neblina, la cual también es muy importante ya que en el estacionario que no aparece la acumulación mencionada, el efecto de la neblina es mayor al del agua condensada en las paredes.

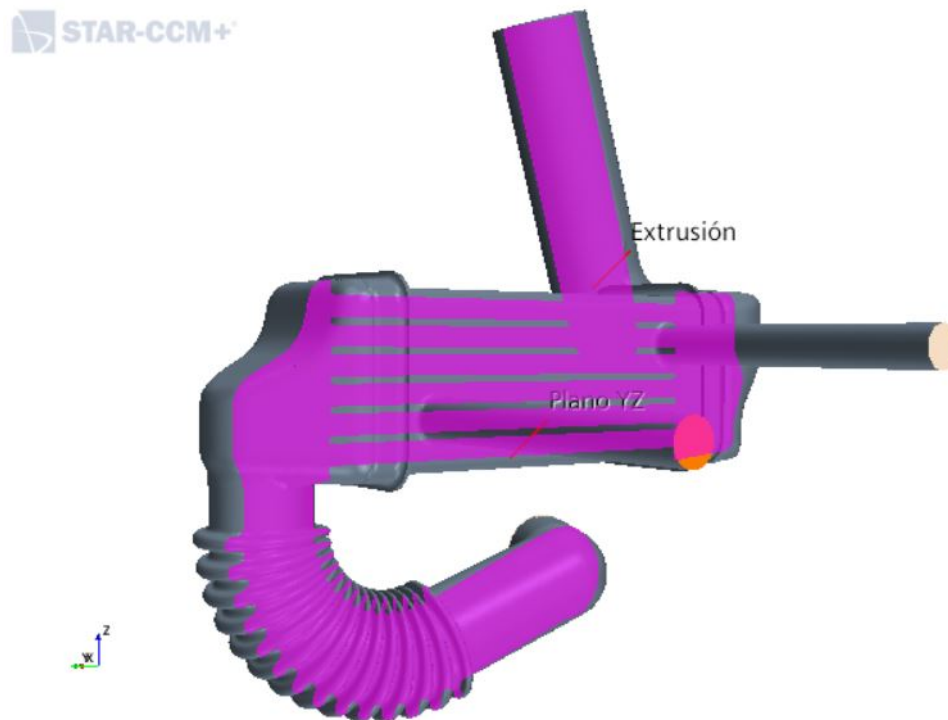
Finalmente, se ha de tener en cuenta que lo expuesto en este apartado es solo una parte del razonamiento de la solución, ya que se ha de mirar la geometría en detalle, así como los fenómenos que pasan en el interior del enfriador, para poder entender mejor los resultados globales.

### 3.3 Estudio de la solución a nivel cualitativo

Una vez se conocen las diferencias que presenta el modelo CFD con la realidad mediante la comparación de este modelo con otros más teóricos y más prácticos, se va a proceder a mostrar imágenes del interior del enfriador, en las cuales se describa el flujo. Esta es la principal ventaja que presenta este estudio, y es que es la mejor forma de poder ver los fenómenos que se están dando en los canales por los que circula el aire y el refrigerante.

#### 3.3.1 Planos de corte

Para ello, en primer lugar se van a mostrar los planos de corte utilizados para visualizar la solución obtenida, para que más adelante se entienda mejor qué se está viendo.



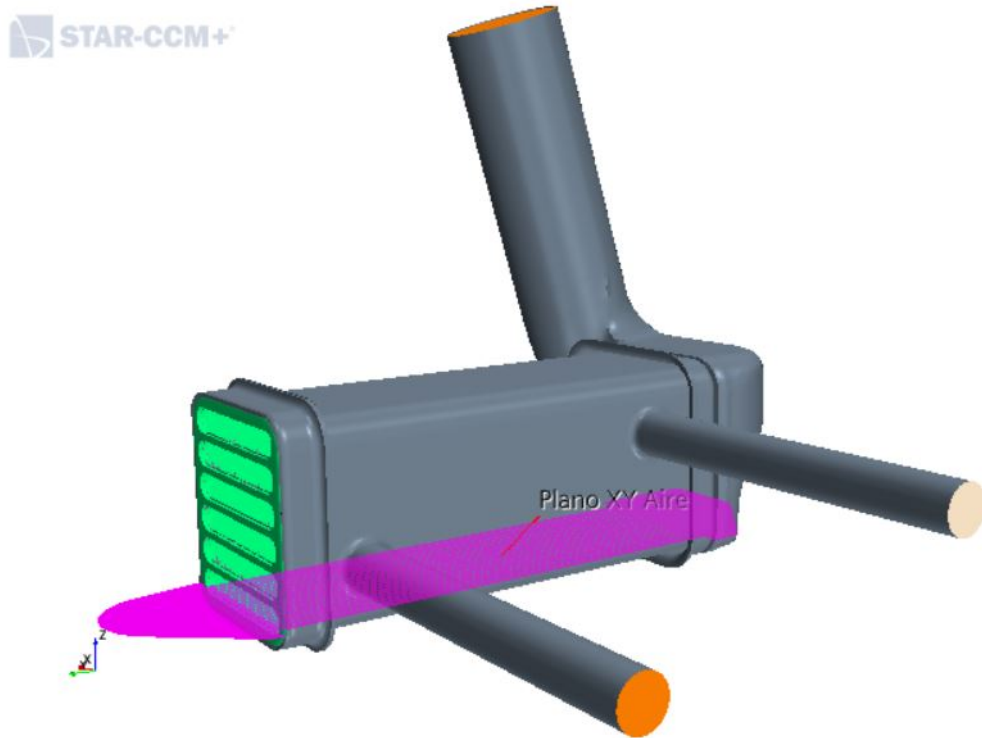
**Figura 3.2:** Corte longitudinal del enfriador

El plano de corte que va a ser empleado para visualizar el aire de forma genérica se muestra en la Figura 3.2, ya que de en este plano se puede observar como el aire entra y va siendo enfriado en cada canal hasta que sale. En este mismo plano también se va a poder ver el refrigerante, pero con poco detalle ya que los conductos del refrigerante en esta sección son muy estrechos. Cabe mencionar que este es un plano de corte en la sección YZ.

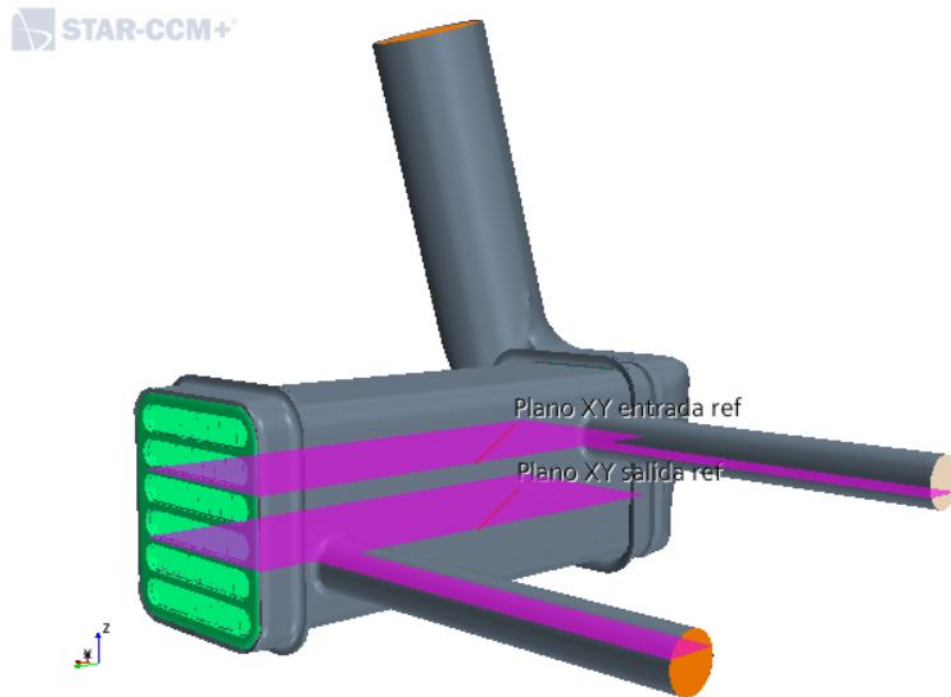
Otro plano de corte utilizado también para ver el flujo de aire, es el que aparece en la Figura 3.3. En este caso lo que se busca es entender mejor lo que sucede en los canales



más bajos del enfriador, ya que como se va a poder ver más adelante, la distribución de aire en estos no es homogénea. Además, a diferencia del anterior, este plano se encuentra en la sección XY.



**Figura 3.3:** Corte a través del último canal de aire

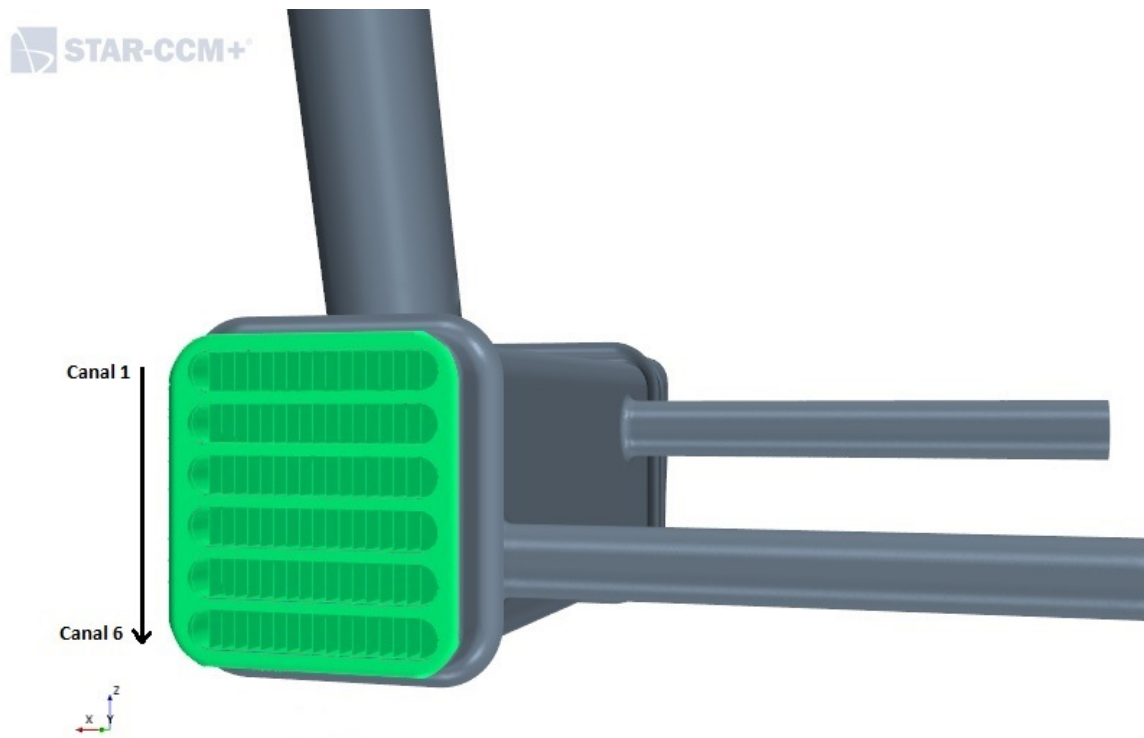


**Figura 3.4:** Corte a través de los planos a la entrada y salida del refrigerante

Por último, para ver el flujo de refrigerante, se va a hacer uso de los planos que se pueden observar en la Figura 3.4. Estos son dos planos paralelos, uno a la altura de la entrada y otro a la de la salida del refrigerante. Estos son planos medios y van a ser útiles para entender mejor la distribución de temperaturas. Además, también son paralelos al plano que aparece en la Figura 3.3, por lo que también pertenecen a la sección XY.

Para clarificar mejor dónde se encuentran estos planos de corte transversales, en la Figura 3.5 se puede observar un corte frontal de la entrada de los canales, en la cual se muestra que al canal superior se le va a hacer referencia como el Canal 1, y así sucesivamente siendo el de la parte inferior el canal 6. Tras esto, es fácil ver cómo en el plano de corte de la Figura 3.3 se va a representar el aire que circula por el Canal 6.

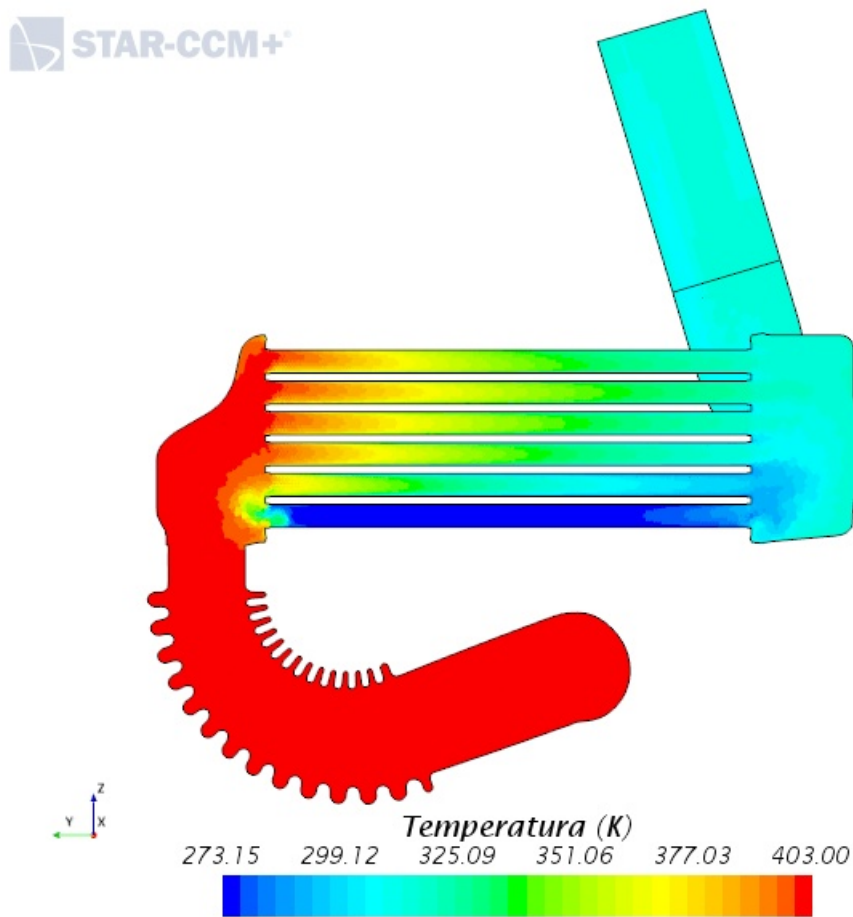
Con esta imagen también se puede clarificar a qué altura o canal está la entrada del refrigerante, así como su salida que aparecen en la Figura 3.4: la entrada del refrigerante se encuentra entre los canales 2 y 3 y la salida entre los canales 4 y 5. Esto es importante ya que va a suponer que por el primer y último canal el flujo de refrigerante será menor, lo que influye directamente en el flujo de aire.



**Figura 3.5:** Vista frontal de la entrada de los canales con nomenclatura

### 3.3.2 Solución General

Como ya se conocen los planos en los cuales se va a mostrar la solución, esta ya se puede estudiar. Para ello, lo primero que aparece en esta sección es la distribución de temperaturas del aire en la Figura 3.6. En esta imagen se puede ver claramente como el aire al pasar por los canales se ha enfriado, y también se observa que los canales inferiores enfrían más que los superiores, factor que va muy ligado al rendimiento. Además, la temperatura del aire del último canal en esta sección es prácticamente la del refrigerante, la cual es mucho menor que en el resto de canales.



**Figura 3.6:** Distribución de la temperatura del aire en el plano YZ

El mapa de temperaturas se entiende mucho mejor al presentarse con el de velocidades, el cual se observa en la Figura 3.7. Como era de esperar, los canales inferiores tienen una menor velocidad, llegando a ser casi nula en el último, lo que explica mejor que la temperatura sea tan baja. Que el flujo tenga una velocidad muy baja, supone que el aire caliente entra a ese canal muy lentamente, por lo que está expuesto al foco frío durante más tiempo, lo que supone un mayor intercambio de calor.

En el último canal el flujo está parado directamente, por lo que al no entrar aire caliente, el aire que está en este canal solo puede enfriarse hasta llegar a la misma temperatura que el refrigerante, lo que se debe a una pequeña recirculación a la entrada de este canal, debido a la geometría, que impide al aire entrar. Sin embargo, al resto de canales sí entra constantemente aire, por lo que este se enfría al pasar por los conductos, pero a la entrada siempre está caliente.

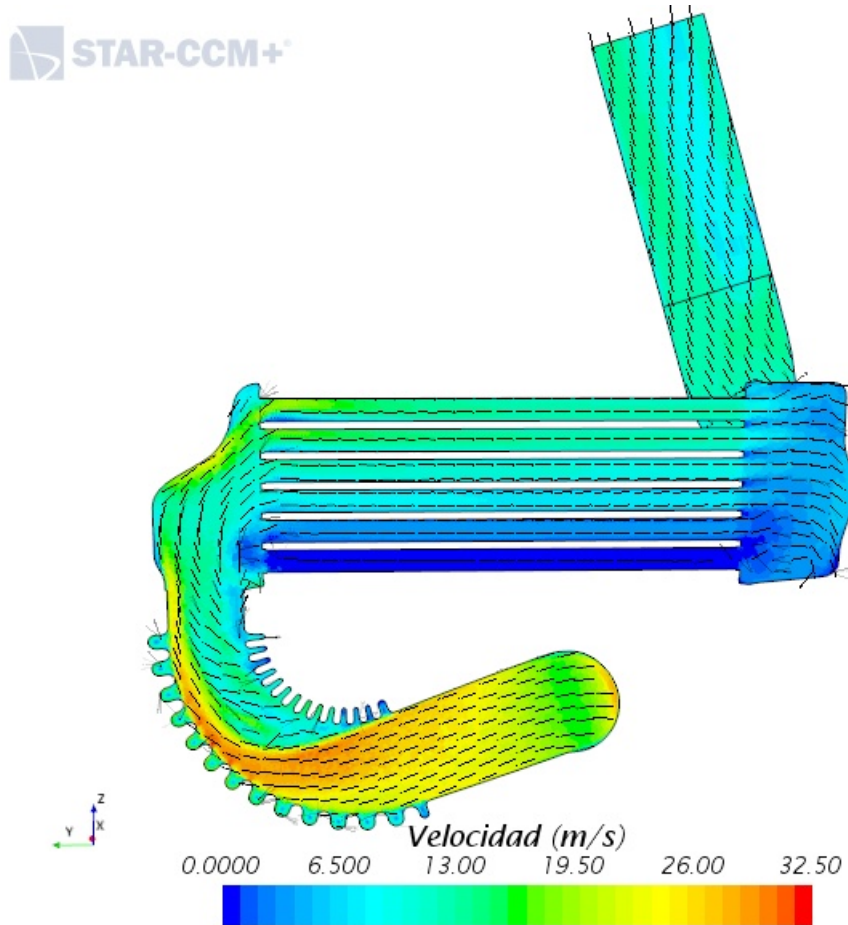
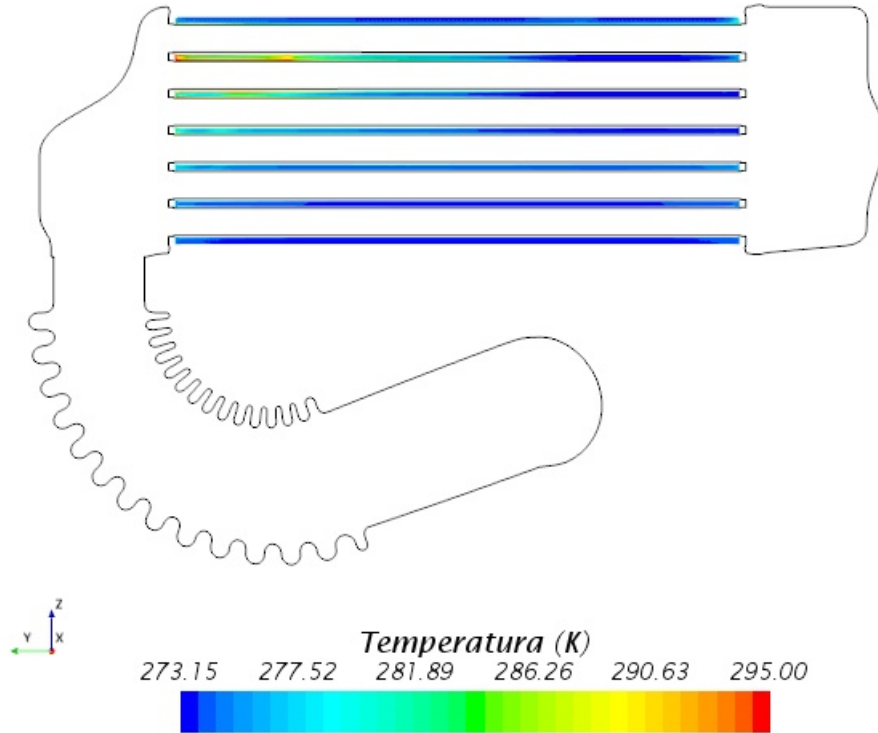


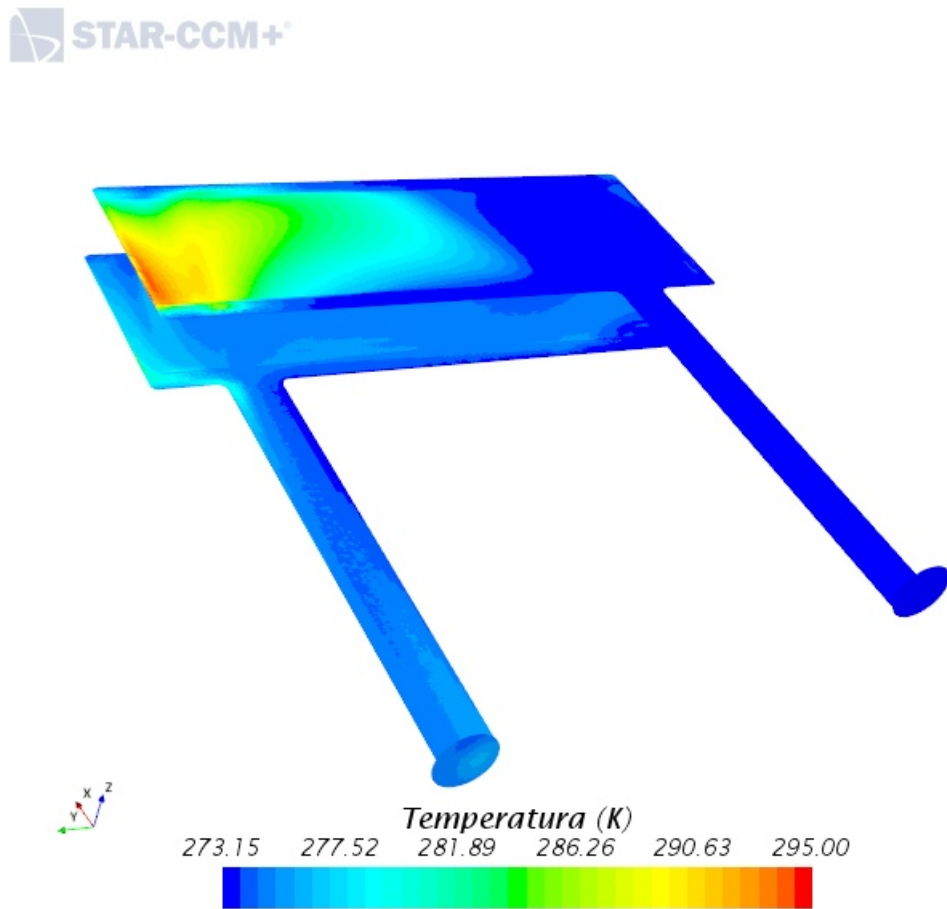
Figura 3.7: Distribución de la velocidad del aire en el plano YZ

En esta misma sección podemos ver la temperatura del refrigerante en la Figura 3.8. Lo más significativo de esta imagen es que en los canales superiores, el refrigerante se calienta en la parte correspondiente a la entrada de aire, ya que como ya se ha mencionado, en esa zona tenemos siempre aire a altas temperaturas. Sin embargo, como en los canales inferiores las temperaturas del aire son más similares a las del refrigerante, el aire no es capaz de calentar el refrigerante considerablemente.



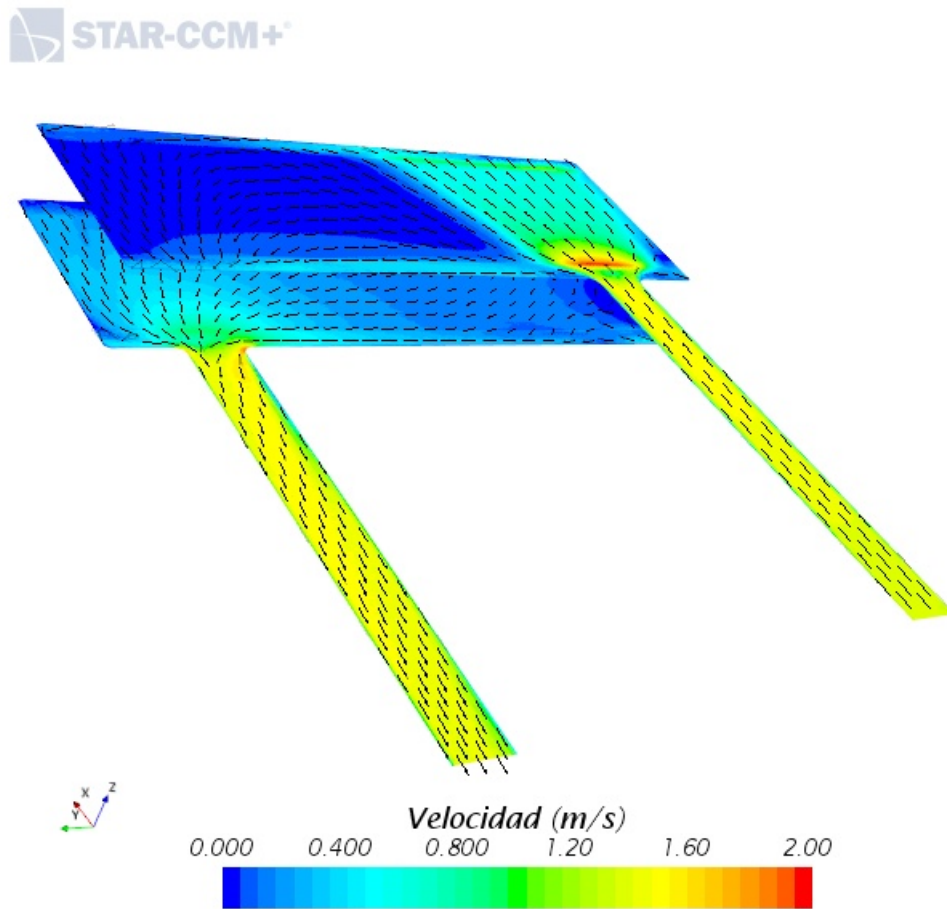
**Figura 3.8:** Distribución de la temperatura del refrigerante en el plano YZ

Esto aparece representado de forma más clara en la Figura 3.9. En esta se puede observar que la temperatura varía poco en el plano inferior, donde la temperatura del aire es menor, mientras que en el plano superior hay más de 20 grados de diferencia entre el refrigerante que circula por la entrada del aire y el que lo hace por la salida de este. También cabe mencionar que esta distribución está influenciada por la velocidad del refrigerante.



**Figura 3.9:** Distribución de la temperatura del refrigerante en el plano XY

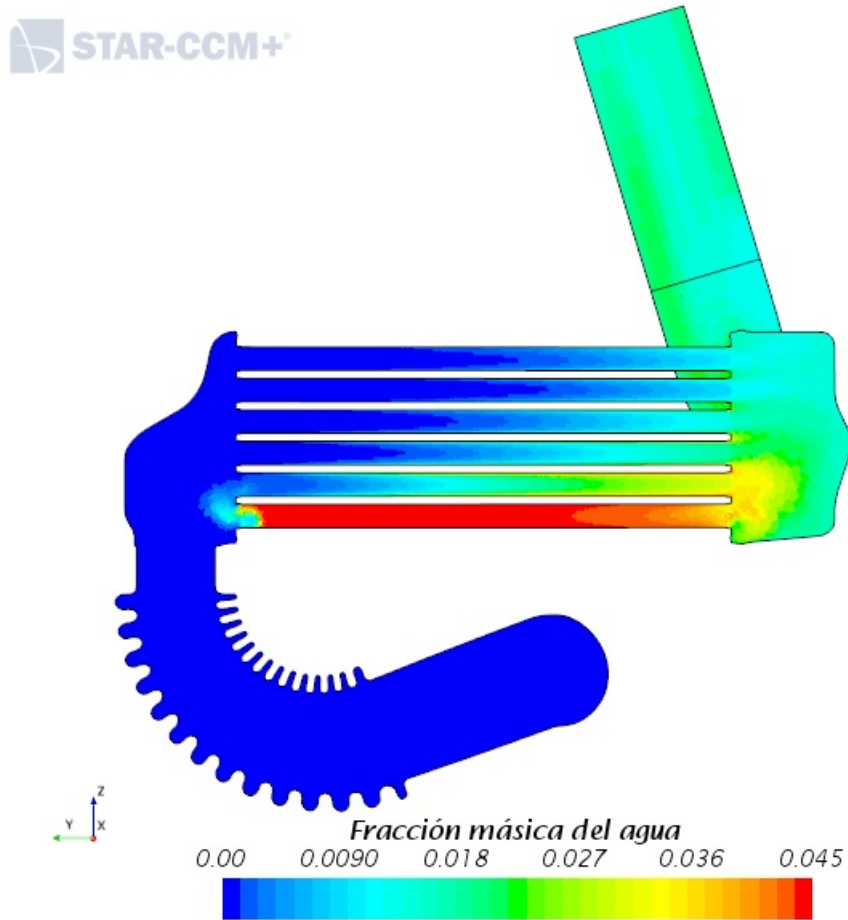
La velocidad del refrigerante en los planos de entrada y salida de este aparecen en la Figura 3.10. A partir de esta imagen se puede hacer una similitud con lo ya expuesto sobre la temperatura del aire. Como se puede observar, en las zonas con mayor velocidad la temperatura es menor, es decir, la temperatura es más cercana a la de entrada, ya que está menos tiempo en contacto con el foco caliente. Esto se ve de forma muy clara en el plano superior. Por otro lado, en el inferior no es tan importante la velocidad del refrigerante, ya que la del aire en los canales que lo rodean es muy baja. Aún así, la relación entre temperatura y velocidad también se observa.



**Figura 3.10:** Distribución de la velocidad del refrigerante en el plano XY

Una vez ya se conoce la distribución de temperatura del aire en detalle, se va a proceder a mostrar la condensación resultante. Para ello, en la Figura 3.11 se muestra la fracción másica de agua en el plano YZ. En esta imagen se puede observar como en las zonas con las temperaturas más frías y con menor velocidad es donde más agua hay acumulada, como era de esperar.





**Figura 3.11:** Distribución de la fracción másica del agua en el plano YZ

Otro factor muy importante es si este agua está en movimiento o no. Para poder visualizar esto, la forma más sencilla era hacerlo a través del integrando de gasto másico, ya que no se pueden aislar las velocidades de cada fase del aire directamente. Este integrando se compone de la multiplicación de la densidad, la velocidad y la fracción másica del agua en cada celda. De esta forma se obtiene como resultado la Figura 3.12, en la cual se ve claramente que aunque en el último canal sea donde más agua se genere, esta no se mueve y no es una parte significativa del problema, mientras que en el resto de canales sí hay flujo de agua.

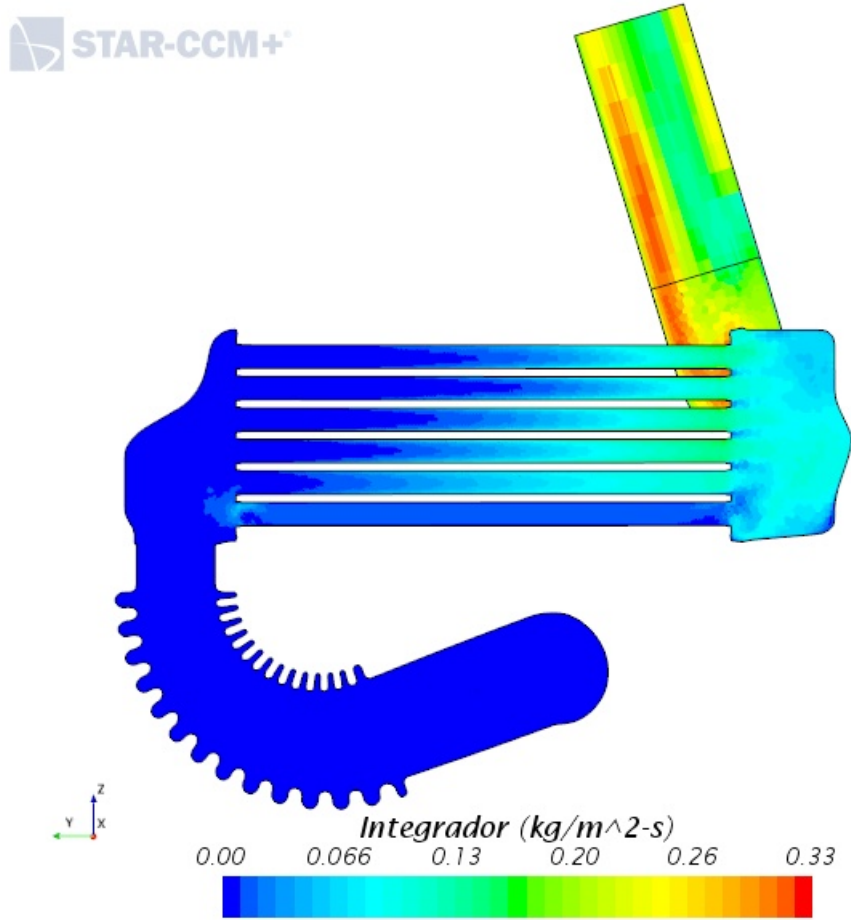
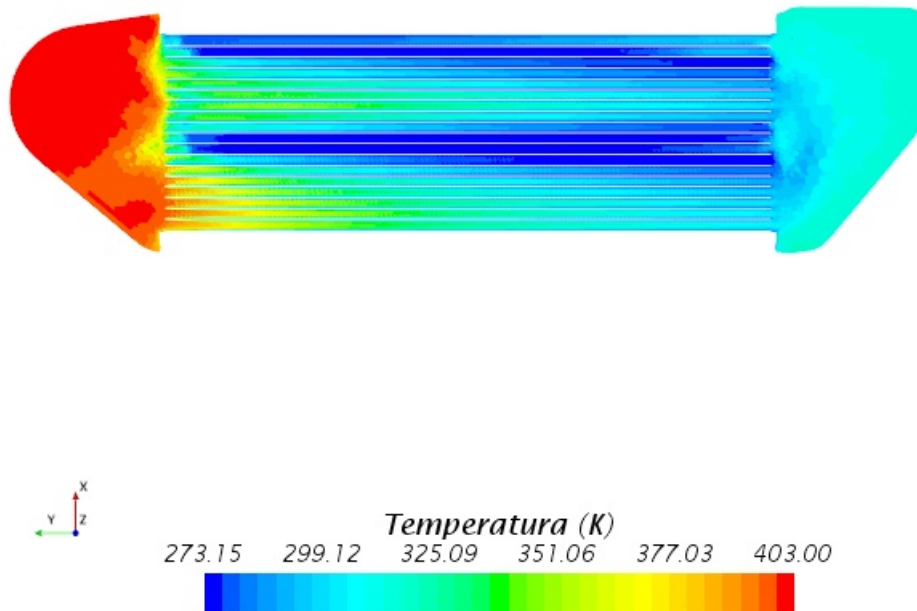


Figura 3.12: Representación del movimiento del agua condensada en el plano YZ

### 3.3.3 Solución detallada de los canales inferiores

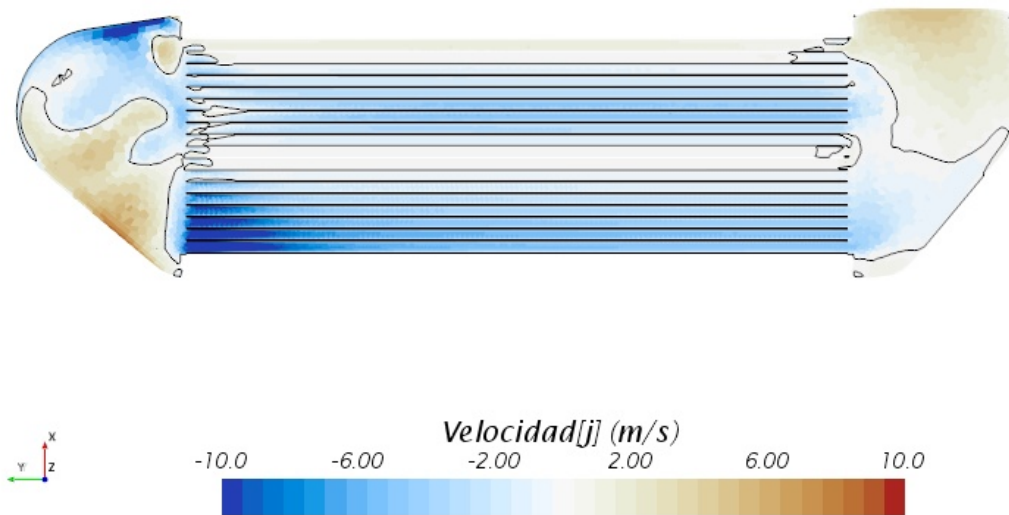
Tras estudiar la solución genérica del aire en un corte transversal (YZ) medio, llama la atención constantemente el último canal debido a que es en los que mayor agua se condensa, por su baja temperatura, pero a la vez la velocidad que lleva el aire es muy pequeña, como ya se ha mencionado. Es por esto que se van a analizar los canales que se encuentran en la parte baja del enfriador en mayor profundidad.

Como ya se ha visto, la condensación va muy ligada a la temperatura. Es por esto que en primer lugar en la Figura 3.13 aparece representada esta variable en los canales de interés. Observando la imagen destaca la peculiar distribución que muestra la temperatura, alcanzando el valor de la temperatura del refrigerante en los conductos centrales y en los posteriores (que en la imagen son los dispuestos arriba). Esta temperatura está muy ligada con que la circulación de refrigerante alrededor de este canal sea poca debido a la situación de la entrada y salida del refrigerante ya comentada y también con la geometría del colector de entrada. Esto también se ha mencionado y como resultado el flujo en estos conductos está estratificado, es decir, con poca circulación.



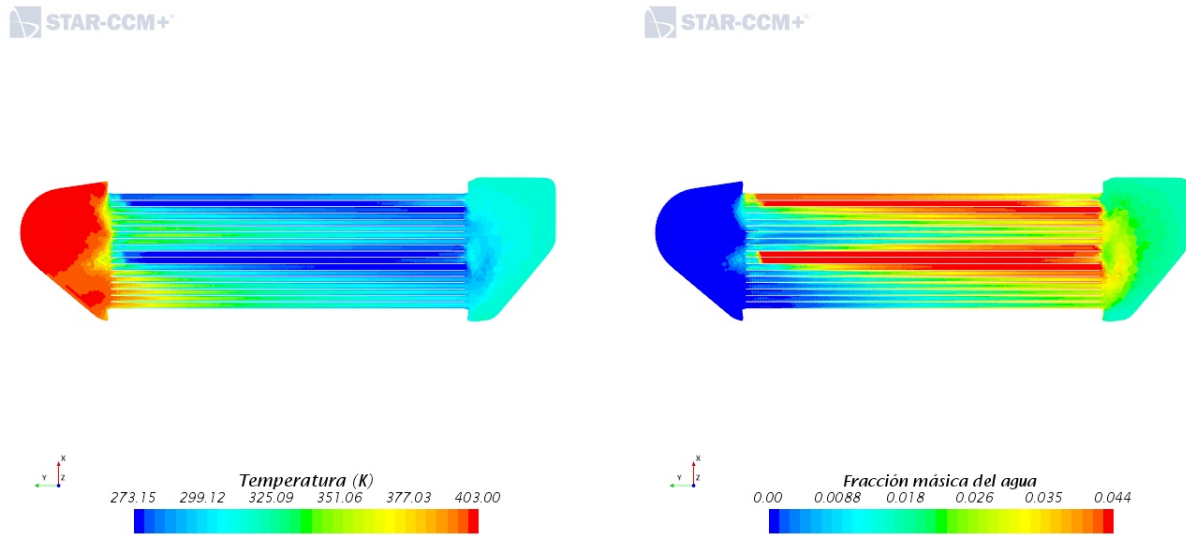
**Figura 3.13:** Distribución de la temperatura del aire en el plano XY

Para entender un poco mejor la razón de esta distribución tan peculiar, se ha representado la velocidad en la Figura 3.14. En esta imagen la línea negra representa el límite donde la velocidad es 0, por lo que separa campos de velocidades positivas de negativas. Además, por como se ha estudiado el caso, las velocidades negativas son las que siguen el flujo del aire, ya que la entrada se encuentra a la izquierda. Tras esta explicación de lo que encontramos, es fácil observar como en los canales cuya temperatura es tan baja, la velocidad es prácticamente nula, lo que concuerda con lo visto ya para el corte longitudinal. A esto cabe añadir que aunque la escala de esta imagen va de -10 a 10 m/s, también aparecen valores más negativos, pero se ha decidido acotarlos para mostrar mejor lo que está ocurriendo.



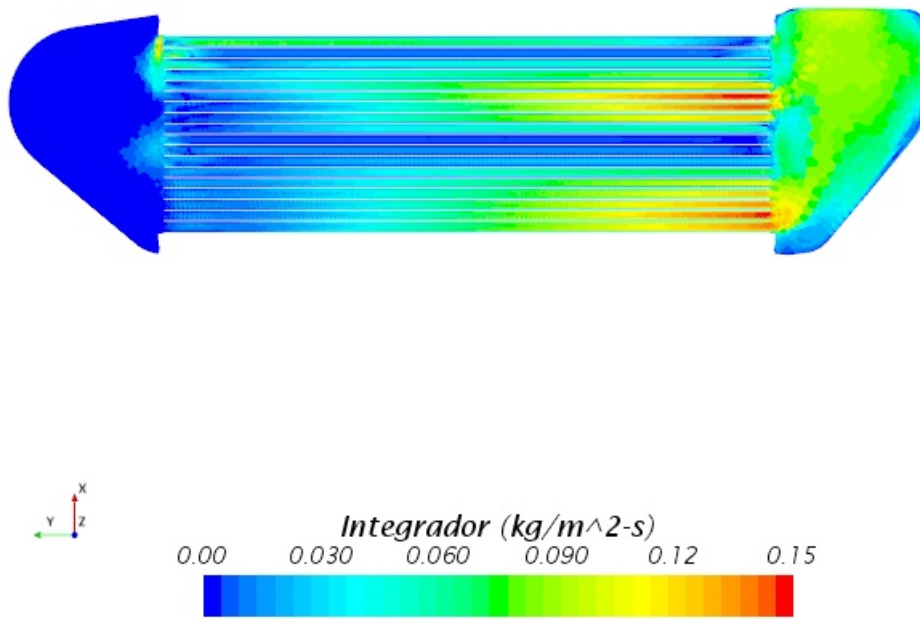
**Figura 3.14:** Distribución de la velocidad del aire en el plano XY

Como ya se ha visto, la distribución del agua es la misma que la de temperatura, como se puede ver en la Figura 3.15. De esta forma se puede observar que la fracción másica de agua presenta valores bastante significativos en esta sección.



**Figura 3.15:** Comparación entre la distribución de temperatura (izquierda) y la de agua (derecha)

Por último se ha representado en la Figura 3.16 el integrador del cual ya se ha hablado al mostrar el corte longitudinal del flujo de aire. Esta imagen sí difiere de las anteriores, ya que el agua con mayor velocidad aparece donde el aire también tiene una velocidad más elevada, y esto es en los conductos con menos agua condensada.



**Figura 3.16:** Representación del movimiento del agua condensada en el plano XY

### 3.4 Resultados locales cuantitativos

Por último, se han analizado los resultados numéricos de los canales para poder compararlos mejor entre sí y también con el modelo 0D para tener un estudio más completo.

Debido al gran número de canales (108) y a la poca automatización del post-proceso, para analizar los canales estos se agruparon de tres en tres. Estos grupos de tres son canales contiguos, lo que supone que en cada fila hay 6 conjuntos, y al haber 6 filas esto supone 36 conjuntos en total, un número bastante menor al inicial. Para el análisis de cada conjunto, se han empleado planos restringidos tanto a la entrada como a la salida de los canales, aunque cabe mencionar que la mayoría de variables que se van a estudiar son a la salida que es cuando ya hay condensación. De esta forma se pueden comparar más variables de interés para el caso.

Una vez realizada la discretización, se ha procedido a comprobar la rigurosidad de esta. La forma de proceder en este caso ha sido analizar una serie de parámetros recogidos en la Tabla 3.4, los cuales son el gasto másico a la entrada y salida, el producto del gasto y la entalpía total a la entrada y salida y el calor por condensación (el incremento de entalpía como consecuencia de la condensación) en cada conjunto. Una vez obtenido el valor para cada sección, se han sumado y se ha comparado el resultado con los valores de estos mismos parámetros a la entrada y salida del enfriador (lo que en la tabla aparece como *General*). Al comparar los valores, se ha obtenido un factor de error que al ser menor al 5%, se va a considerar asumible.

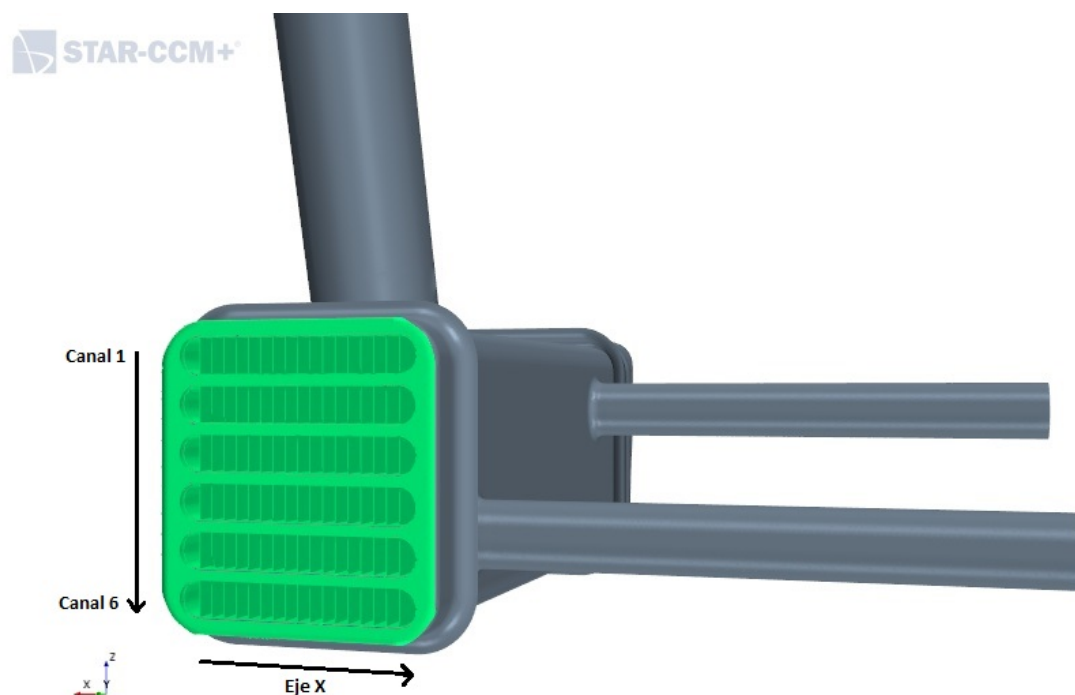
	$\dot{m}_{in}$ [kg/h]	$\dot{m}_{out}$ [kg/h]	$\dot{m} \cdot \dot{H}_0$ in [Jkg/s <sup>2</sup> ]	$\dot{m} \cdot \dot{H}_0$ out [Jkg/s <sup>2</sup> ]	$\dot{Q}_{cond}$ [J/s]
General	40	40	4594.10	3727.12	452.84
$\sum$ canal	39.64	38.45	4487.39	3621.94	441.84
<b>Error</b>	0.91 %	3.87 %	2.32 %	2.82 %	2.43 %

**Tabla 3.4:** Errores como consecuencia de discretizar

### 3.4.1 Distribución en los canales

En primer lugar se van a comparar los canales entre sí mediante la discretización ya explicada, para poder ver numéricamente y de forma más clara las diferencias entre estos.

A partir de la Figura 3.17 se va a explicar la nomenclatura utilizada en las gráficas de esta sección. En primer lugar se han enumerado los canales del 1 al 6, siendo el primero el que se encuentra en la parte superior, lo que supone que los canales van al contrario que el Eje Z, de mayor a menor. Por otro lado, el Eje X de todas las gráficas que van a ser analizadas a continuación es también el Eje X de la geometría, pero en dirección contraria de nuevo, de mayor a menor valor.

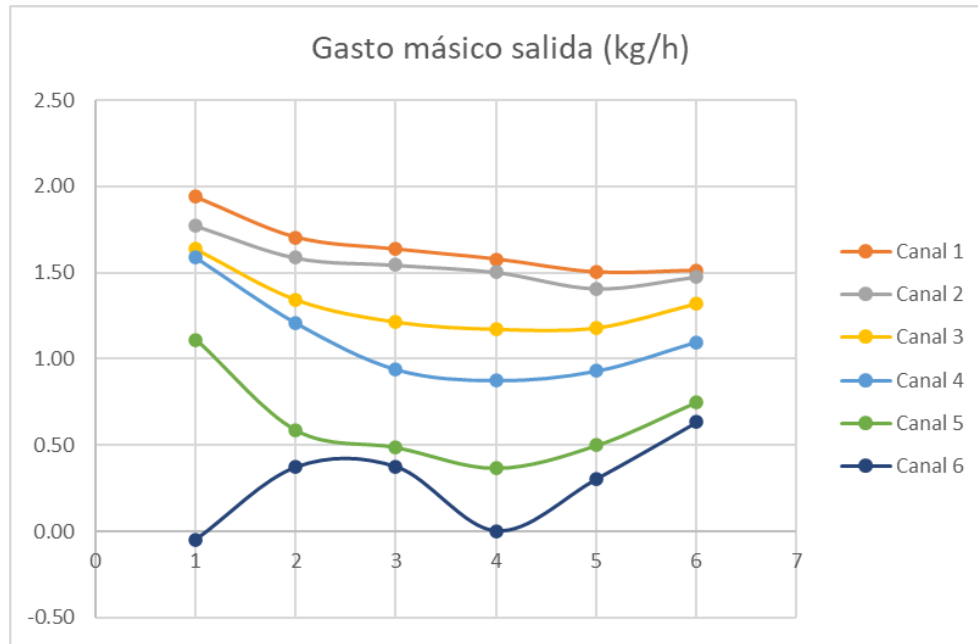


**Figura 3.17:** Vista frontal de la entrada de los canales

Se va a empezar analizando el gasto másico a la salida de cada canal en la Figura 3.18. En esta gráfica se puede observar que cada canal tienen menor gasto que el anterior (el que tiene encima) debido principalmente a la geometría. Como ya se ha visto antes, la velocidad de los canales superiores era mayor, y como la densidad y el área es constante entre los canales, es la diferencia de velocidad la que determina los cambios en gasto.

También se puede observar que el gasto másico no es constante en un canal a lo largo del Eje X, lo cual también es consecuencia de la geometría particular del colector de entrada. Sin embargo, el último canal es un caso particular que ya se ha explicado mediante las imágenes, ya que mientras los cinco primeros canales sí siguen una tendencia similar, el último es totalmente diferente.

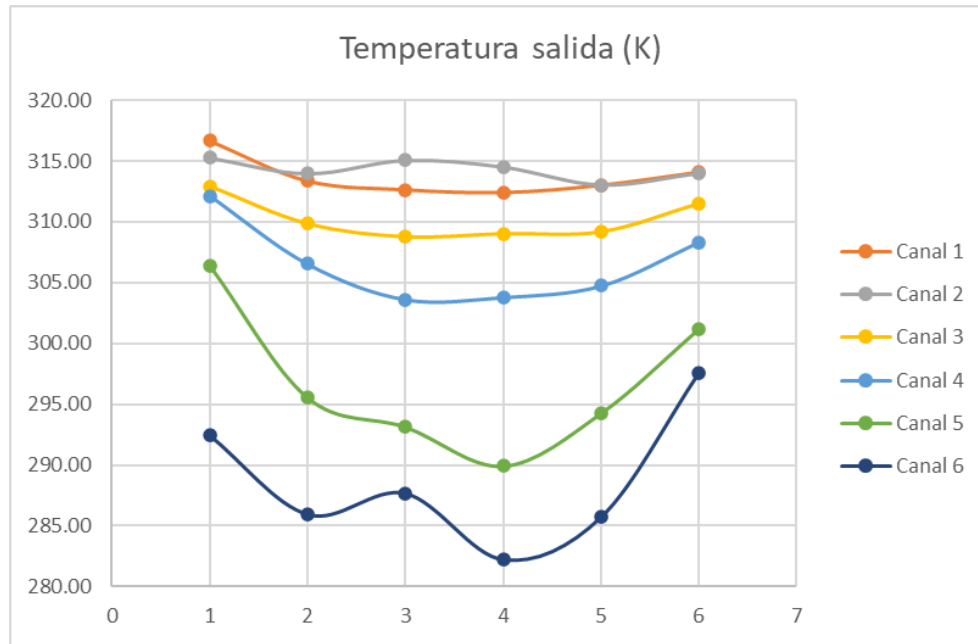




**Figura 3.18:** Distribución del gasto másico total a la salida de cada canal

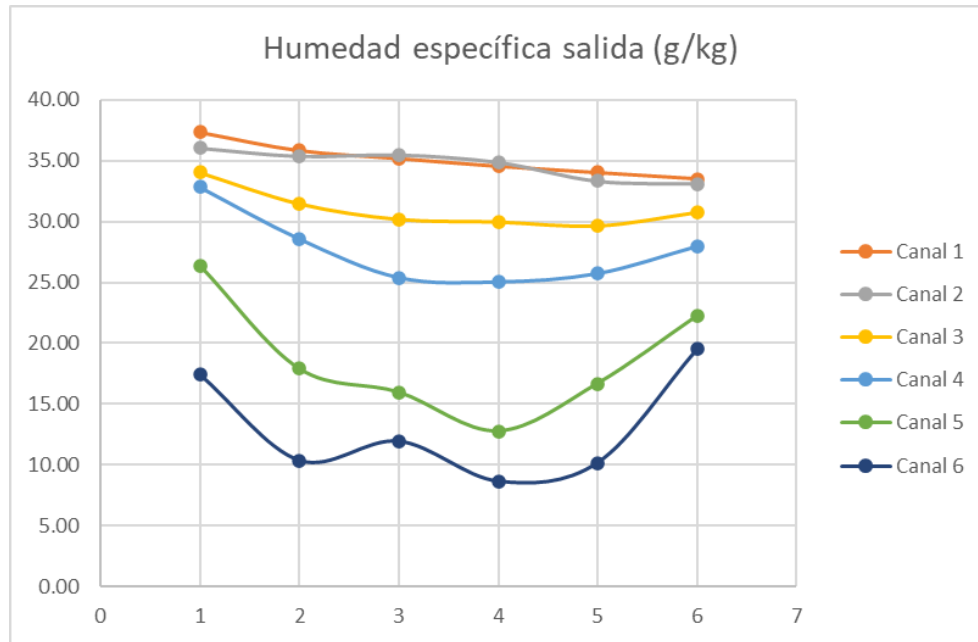
El siguiente parámetro que se ha analizado es la temperatura de salida de cada canal en la Figura 3.19, la cual por regla general también es menor cuanto más inferior se encuentre la sección. En el caso de la temperatura vemos una gran diferencia entre los canales, porque sí es verdad que los primeros tienen valores bastante similares, pero la diferencia de temperatura se hace mayor al bajar de canal.

Cabe destacar que la tendencia del gasto y la temperatura es muy similar menos en el último canal. Esta analogía se debe a que ambos parámetros están muy relacionados ya que cuanto más rápido es el flujo, menos tiempo tiene para enfriarse.



**Figura 3.19:** Distribución de la temperatura a la salida de cada canal

El resto de parámetros analizados están más ligados a la condensación y el primero de estos es la humedad específica en la salida, el cual se puede observar en la Figura 3.20. Esta es una función principalmente de la temperatura, por lo que sí que sigue su tendencia mucho más fielmente. Viendo los valores de humedad específica se puede deducir que en todos los canales del enfriador ha aparecido agua, ya que la humedad específica de entrada eran 40 g/kg y la diferencia entre los valores inicial y final es un indicador de la condensación. Además, en los puntos que más agua se va a encontrar es en los que menos temperatura se da, ya que estos también coinciden con los que presentan una menor humedad específica de salida, debido a que siguen la misma tendencia.



**Figura 3.20:** Distribución de la humedad específica a la salida de cada canal

A continuación, en la Figura 3.21 aparece representada la humedad relativa en la salida. Cuando esta alcanza el valor del 100 %, supone un estado de saturación que en otras palabras significa que en ese lugar está dando la condensación. Esto solo ocurre en los dos canales inferiores, que es en los que también hay una mayor cantidad de agua. En el resto, la humedad relativa es menor al valor de saturación, lo que supone que aunque se va a obtener agua en la salida, esta se ha condensado antes de llegar a la salida y en ese canal no se va a condensar más, los diferentes estados del aire están en estado de equilibrio.

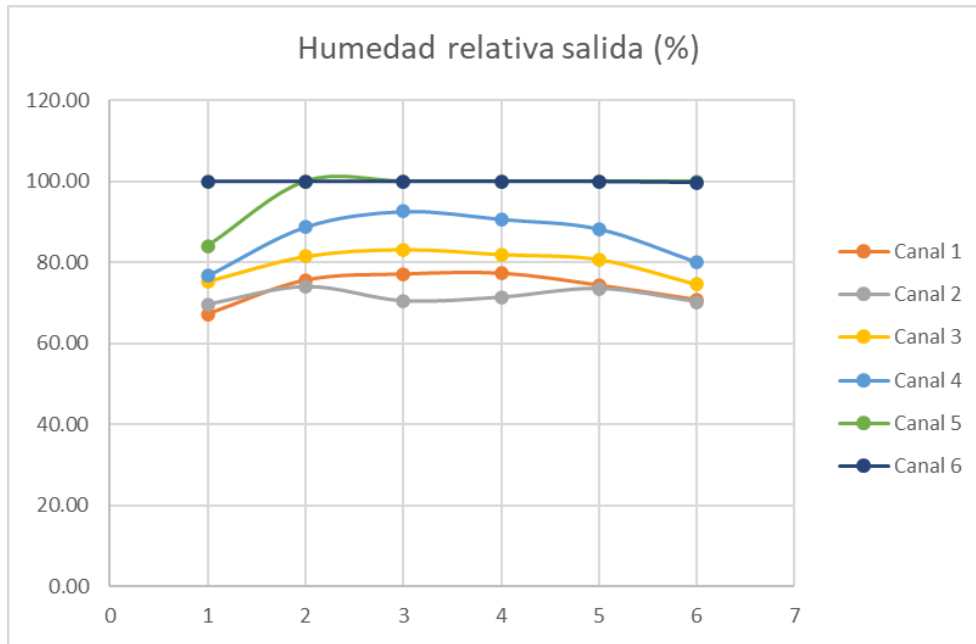


Figura 3.21: Distribución de la humedad relativa a la salida de cada canal

Por último, se ha calculado el gasto másico de agua condensada a la salida de cada canal y se puede observar en la Figura 3.22. En esta gráfica se puede ver lo esperado, y es que por los canales superiores está saliendo aproximadamente la misma agua, pero en los dos inferiores el gasto de agua es menor ya que las velocidades de el aire son muy bajas.

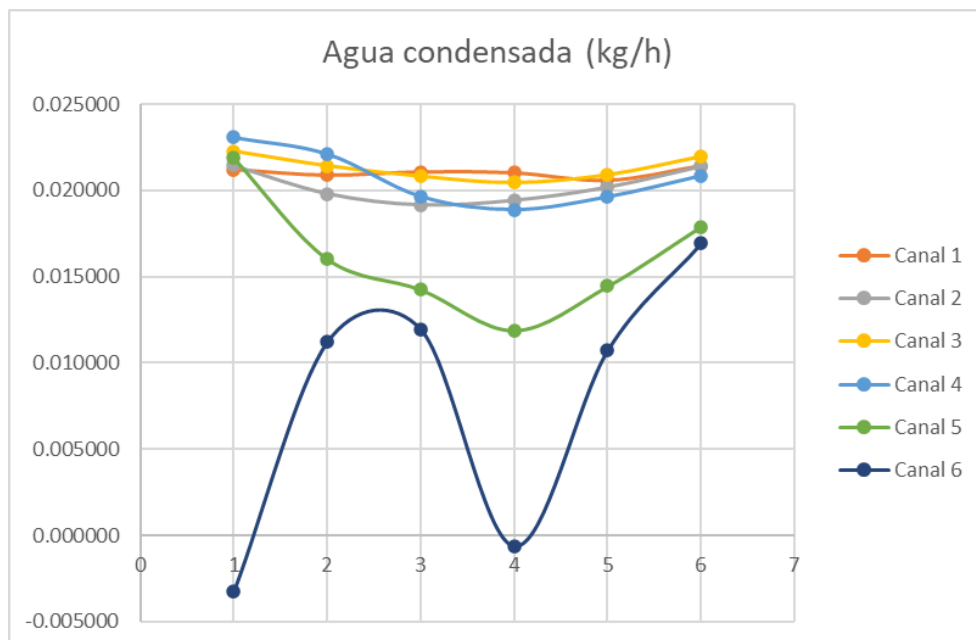


Figura 3.22: Distribución del gasto másico de agua a la salida de cada canal

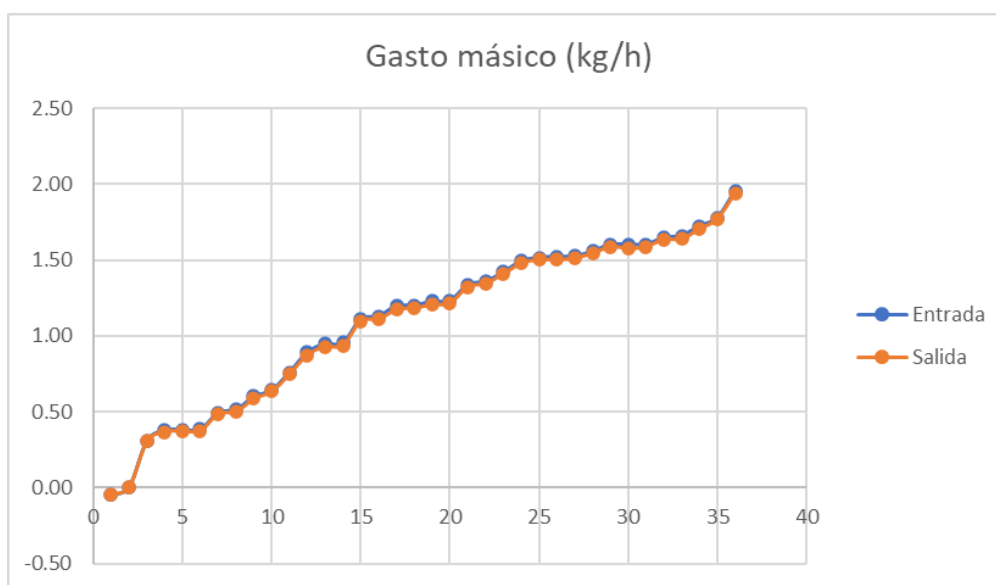
### 3.4.2 Comparación con el caso 0D

Ahora se va a proceder a comparar los datos obtenidos de los canales con el modelo teórico 0D y los resultados que este proporciona. En este caso, en el Eje X los puntos son los mismos pero ordenados de menor a mayor gasto másico de aire a la entrada del canal. De esta forma se busca comparar los datos de forma genérica y no geométrica ni explicando la distribución.

Antes de empezar con la comparación entre ambos modelos, se han estudiado algunas variables importantes y bastante distinguidas para cada canal que están muy ligadas con el comportamiento que cada uno presenta.

En primer lugar, el primer parámetro a analizar es el gasto másico a la entrada y la salida de cada canal, para comprobar la continuidad másica, el cual aparece representado en la Figura 3.23. Lo primero a recalcar es que ambos gastos concuerdan en cada canal en particular, lo que supone que la conservación de masa se cumple. Además, en esta gráfica cabe destacar la variedad de gastos dentro del mismo enfriador, llegando a tener en algunos casos valor nulo. Sin embargo, como se ha explicado ya, la suma de estos canales sí concuerda con el valor de entrada establecido aunque en esta imagen pueda parecer que no.

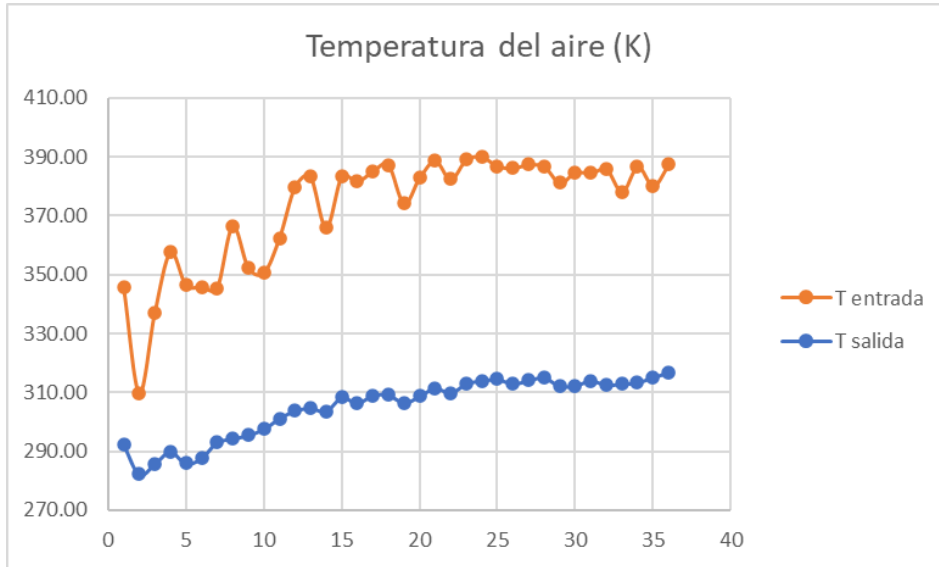
A esto cabe añadir que este parámetro va a tener los mismos valores para los dos modelos ya que, como ya ha sido citado anteriormente, este es una variable impuesta en el modelo 0D a partir de los datos obtenidos en CFD.



**Figura 3.23:** Comparación entre el caso CFD y el modelo 0D del gasto másico total a la salida de cada canal

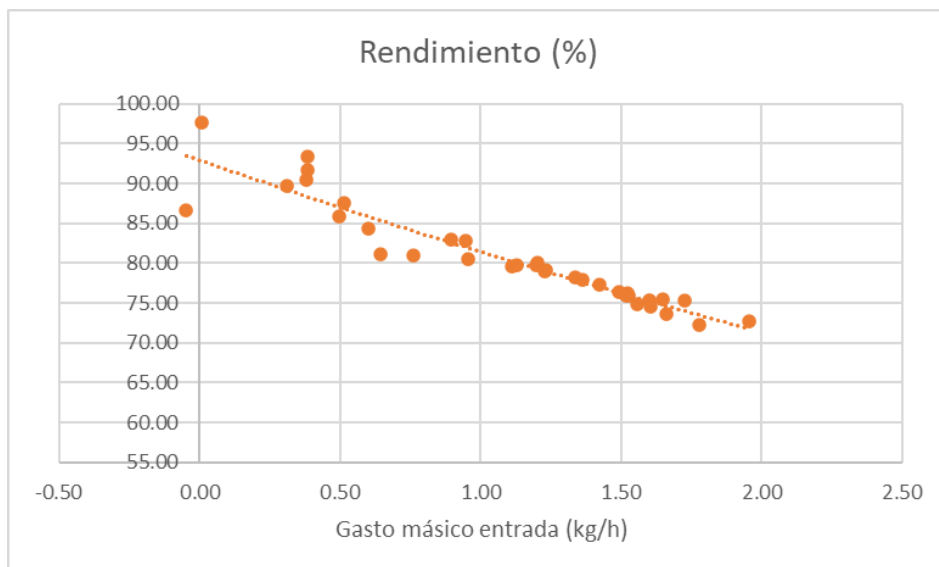
Tras esto, en la Figura 3.24 aparecen representadas las temperaturas de entrada y salida de cada canal. De esta forma es fácil observar que los canales con menos gasto son

los que presentan una menor temperatura, lo que concuerda con los canales inferiores que ya han sido analizados. También se puede destacar que, como era de esperar, los canales con mayor temperatura de entrada, tienen una temperatura de salida más elevada, y de la misma forma ocurre con aquellos en los cuales la temperatura de entrada es menor.



**Figura 3.24:** Evolución de la temperatura a la entrada y a la salida de cada canal

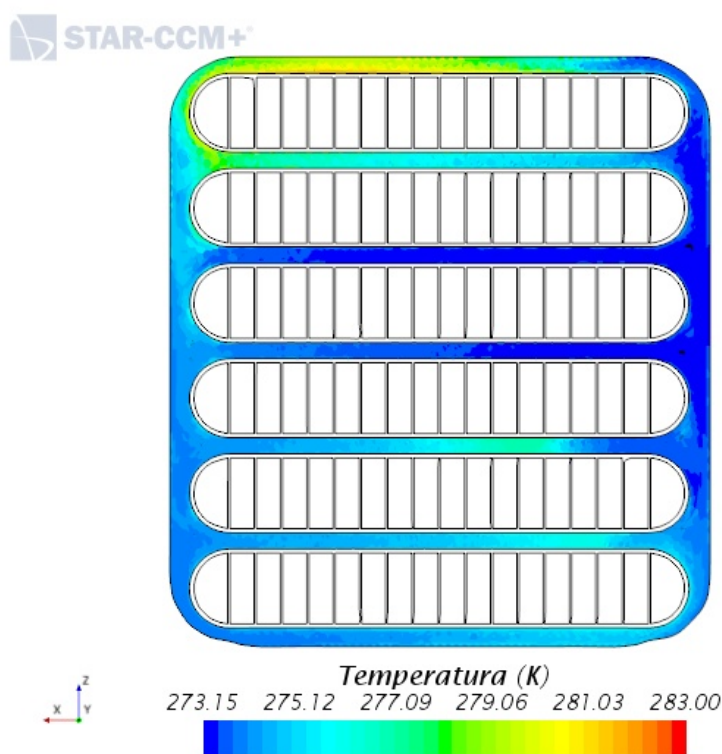
Otro parámetro importante a definir para cada canal de forma independiente es el rendimiento, del cual ya se ha hablado y se han obtenido valores globales, pero en la Figura 3.25 aparecen los resultados de cada conducto por separado.



**Figura 3.25:** Evolución del rendimiento de cada canal

Este rendimiento se ha calculado considerando la temperatura de entrada del refrigerante como constante e igual a 273.15 K, cometiendo así un error pequeño y ahorrando tiempo de postproceso. El error cometido es asumible ya que como se puede ver en la Figura 3.26, la distribución de la temperatura del refrigerante en la entrada es muy homogénea. Es importante recordar que la entrada del refrigerante coincide con la salida del aire, lo que ayuda también a que las temperaturas en esta sección sean bajas. Además, para calcular estos valores, la condensación se ha desactivado, ya que este rendimiento se estudia en parámetros térmicos y la condensación hace que el mapa de temperaturas varíe.

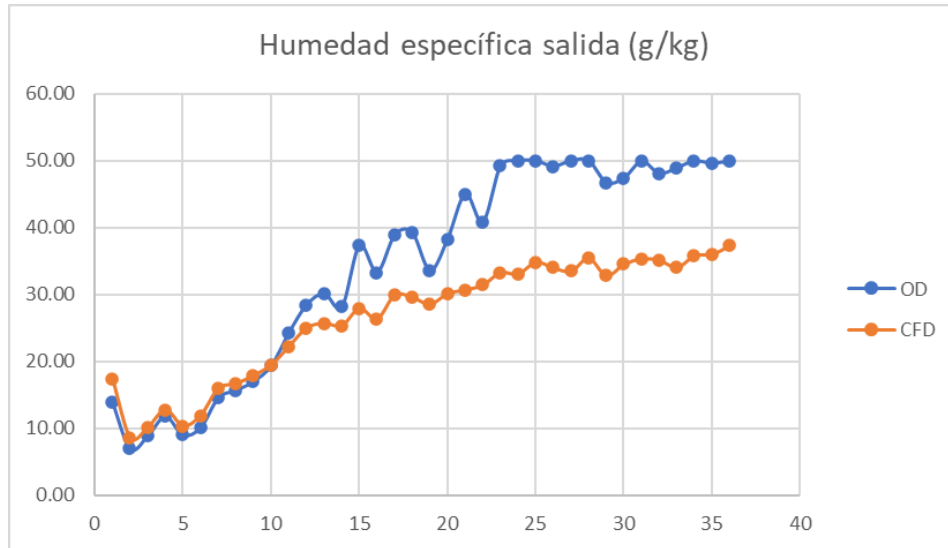
Otra de las razones por las cuales es importante la Figura 3.25 es porque muestra la relación entre rendimiento y gasto másico. Observando esta gráfica cabe destacar que los canales con menor diferencia de temperatura entre la entrada y la salida, que son los que presentan un menor gasto, tienen mayor rendimiento. El problema es que es en esos canales en los que más va a condensar, por lo que aunque enfríen mucho y mejor que el resto, ayudan a la producción de agua que es un proceso a evitar, pero el punto positivo es que circula menos aire por estos.



**Figura 3.26:** Distribución de la temperatura en el corte transversal de la entrada de refrigerante

Comenzando con la comparativa entre el modelo CFD y el 0D, en la Figura 3.27 se muestran los valores de la humedad específica en la salida. Al analizar esta gráfica es fácil observar que en los canales que presentan menor gasto, ambos modelos sí concuerdan, pero llega un momento en el cual los resultados empiezan a ser cada vez más diferentes.

También se observa que cuando los resultados dejan de coincidir, los valores del modelo 0D son mayores a los que se obtienen por CFD. Esto como consecuencia va a suponer una menor condensación ya que si la humedad específica de salida es mayor, significa que la diferencia con la de entrada va a ser menor, que es lo que determina la cantidad de agua que se va a formar.



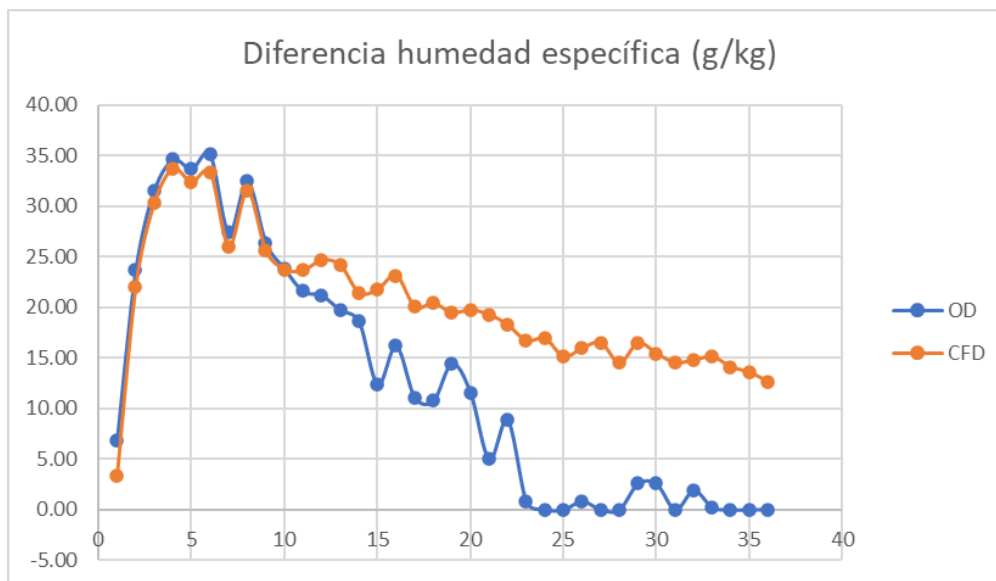
**Figura 3.27:** Comparación entre el caso CFD y el modelo 0D de la humedad específica a la salida de cada canal

Para explicar mejor la relación entre la humedad específica y el agua formada, se ha de saber que el gasto másico de agua se puede escribir como aparece en la Fórmula 3.1, la cual ya había sido mencionada anteriormente. Así se ve claramente como una mayor diferencia de humedades específicas supone mayor condensación.

$$\dot{m}_{H_2O} = (\omega_{inicial} - \omega_{final})\dot{m}_{aire\ seco} \quad (3.1)$$

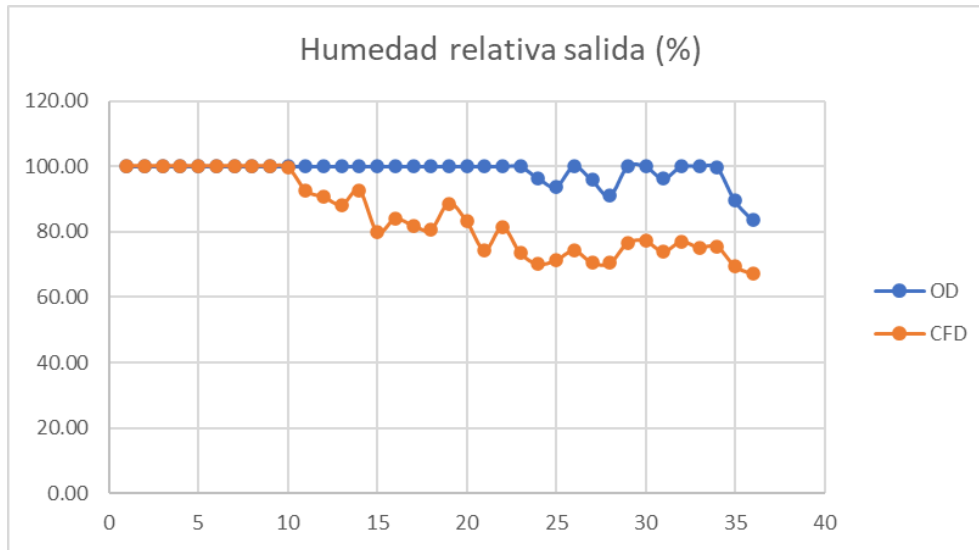
Esta diferencia de humedades específicas de la que se ha hablado aparece en la Figura 3.28, en la cual se puede observar lo ya mencionado, que es que en el caso CFD esta es mayor a partir de que los valores entre los modelos dejan de coincidir.





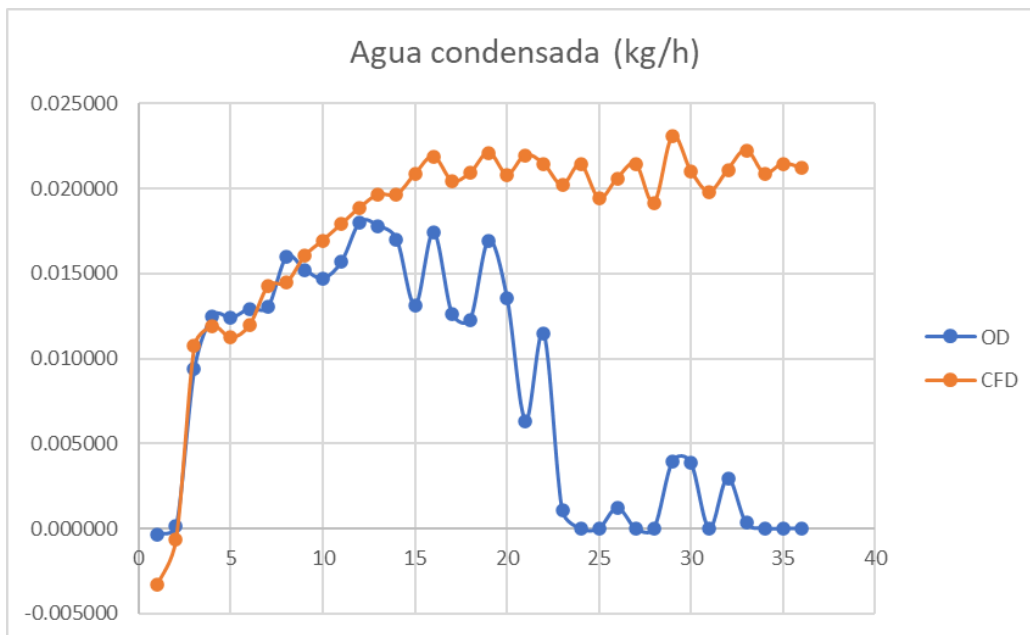
**Figura 3.28:** Comparación entre el caso CFD y el modelo OD del gradiente de humedad específica en cada canal

A esto se puede añadir la representación de la humedad relativa de la salida en la Figura 3.29. En este caso también coinciden los valores en el mismo tramo que la humedad específica. Este tramo corresponde a los canales en los que en CFD a la salida se está produciendo condensación, los cuales ya se han visto anteriormente mediante imágenes. El resto de canales no se encuentran en condiciones de saturación según CFD pero eso no significa que no haya condensado en el interior del conducto. Sin embargo, el modelo predice un mayor número de canales en los cuales a su salida se está produciendo agua, ya que la posibilidad de condensación en el interior que sea arrastrada no se contempla, o mejor dicho, no se calcula en este modelo teórico. Además de esto, hay que tener en cuenta que los valores que aparecen en esta gráfica correspondientes al modelo CFD son valores medios, por lo que puede suceder que localmente sí se tengan valores de humedad relativa del 100 %, pero la media sea menor a este valor.



**Figura 3.29:** Comparación entre el caso CFD y el modelo 0D de la humedad relativa a la salida de cada canal.

Finalmente se han comparado el resultado de agua condensada de los dos modelos, y aparecen en la Figura 3.30. Al ver los valores de esta variable, se puede observar como en este caso los resultados no coinciden exactamente en ningún punto, pero sigue cumpliéndose que en los puntos con menor gasto másico, que también tienen una temperatura más baja, la solución es similar. En los puntos con mayor gasto lo que ocurre es que el agua no se condensa en la salida, por lo que los valores que muestra CFD son de agua arrastrada que el modelo 0D no calcula, además del error cometido y mencionado de coger valores medios.



**Figura 3.30:** Comparación entre el caso CFD y el modelo 0D del gasto másico de agua a la salida de cada canal

Otra forma de justificar la diferencia entre ambos modelos es el error cometido al coger valores medios de temperatura en los canales.

En la Figura 3.31 se puede ver como hay una gran diferencia entre la temperatura central del canal y la de las paredes, con un salto de temperatura de más de 20 grados. Sin embargo, la temperatura media de esta sección es 313.95 K, la cual está alejada de la temperatura del rocío, pero la temperatura de las paredes sí alcanza ese valor. Esto supone que tan solo mirando la temperatura media, que es uno de los valores que se introducen como dato al Modelo 0D, no condensa agua; pero sin embargo en el análisis CFD sí aparecerá agua ya que se tienen en cuenta los valores locales. Esto se puede ver en la Figura 3.30, ya que estos canales corresponden al sexto punto con más gasto másico de salida (punto 31 de las gráficas anteriores). A esto podemos añadir que, como se ve en la Figura 3.25, este punto tiene un bajo rendimiento que supone una mayor diferencia entre el promedio de la temperatura y el valor concreto de cada punto.

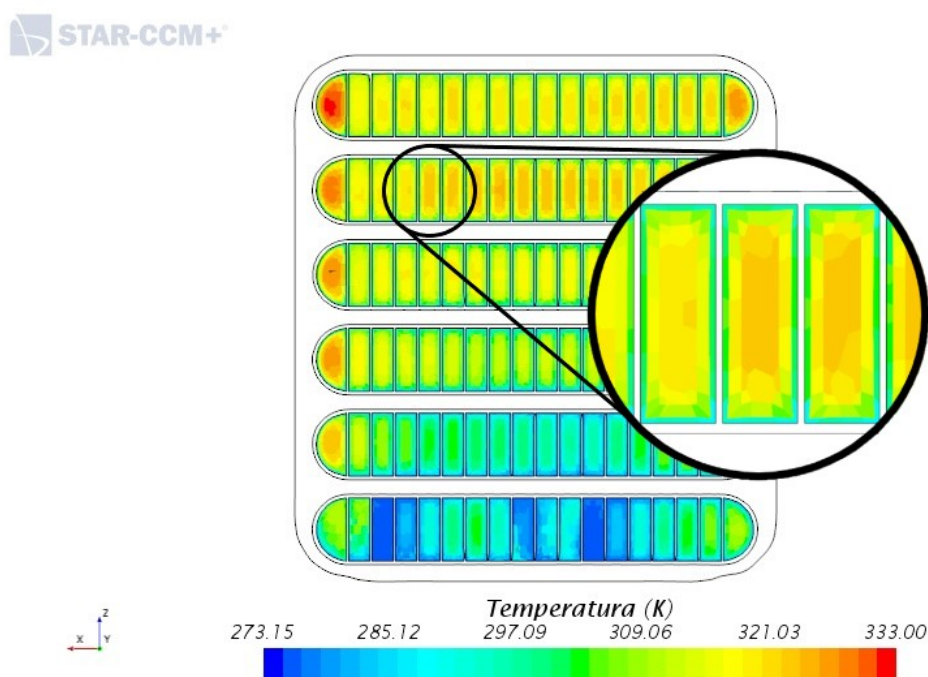
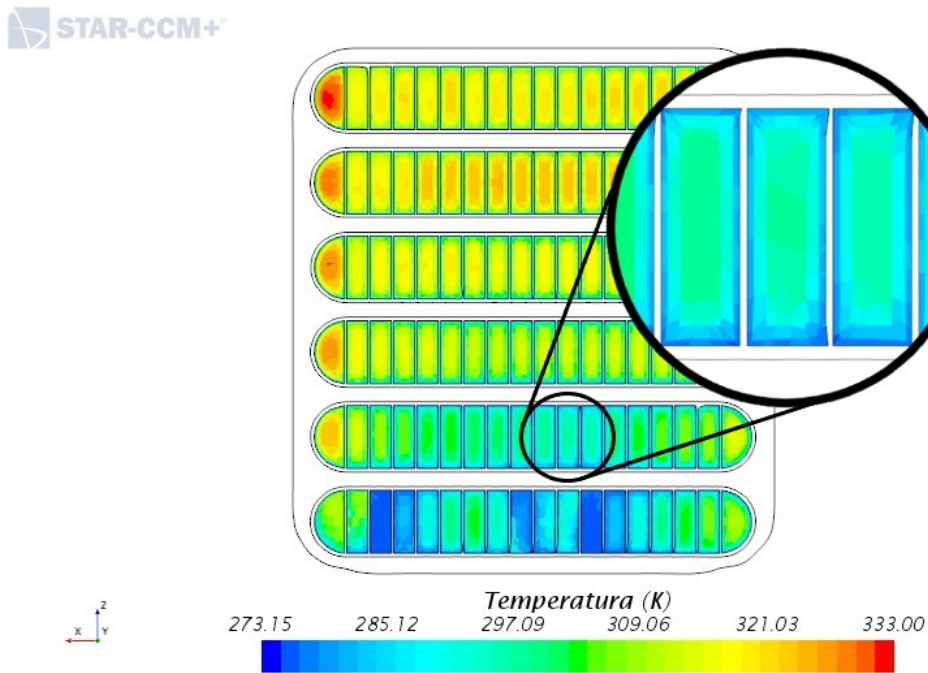


Figura 3.31: Distribución en detalle de la temperatura en la sección 2.2

Por otro lado, en la Figura 3.32 se puede ver como la temperatura central del canal y la de las paredes es de valor similar, siendo también muy cercana a la temperatura de entrada del refrigerante, observando una distribución bastante uniforme. En este caso, la temperatura media de esta sección es 289.93 K, que sí alcanza las condiciones de condensación, por lo que el gasto másico de agua condensada en los dos modelos tiene un valor muy similar. Esto se puede observar en la Figura 3.30 de nuevo, ya que estos canales corresponden al cuarto punto con menos gasto másico de salida (punto 4 de las gráficas anteriores). Así mismo, de forma contraria a la sección anterior, en este caso el rendimiento de este punto es muy alto y eso supone mayor similitud entre CFD y 0D.



**Figura 3.32:** Distribución en detalle de la temperatura en la sección 5.4

# Comentarios finales

### 4.1 Conclusiones

Este trabajo ha consistido en la realización de un modelo CFD 3D de un enfriador de LP-EGR. Para ello se ha cogido en primer lugar una geometría realista y se ha tratado de definir el flujo lo más parecido posible a la realidad y a experimentos similares a este. Una vez esto se ha conseguido, se ha definido el punto de trabajo y se ha estudiado la convergencia. A continuación se ha realizado el post-proceso, la parte más importante y fundamental de este proyecto. En este se han realizado varios análisis, tanto del enfriador en general como de los canales en detalle, junto con comparaciones con el modelo 0D teórico y otros ensayos con condiciones parecidas.

Durante este proceso, tanto el dominio computacional como la complejidad e innovación que suponía modelar la condensación han sido factores limitantes a la hora de modelar el caso lo más realista posible.

Una consecuencia que esto ha acarreado es que solo se ha modelado el agua líquida, que es lo que permite el modelo de condensación empleado, teniendo en cuenta que también aparecen gotas suspendidas en el flujo de aire en un enfriador real. Se estudiaron y probaron otros modelos de condensación mucho más sencillos y que el propio *software* proporcionaba (como el *Fluid Film*), pero no hubo éxito, por lo que se decidió utilizar el modelo ya explicado teniendo en cuenta sus restricciones.

A esto se puede añadir también que el gas se ha modelado como aire y vapor únicamente, mientras que en un motor los gases de escape también tienen CO<sub>2</sub> y otros componentes que afectan a la transmisión de calor y a la temperatura que lleva el aire.

Otro factor que también influye en el mapa de temperaturas es tanto la temperatura del refrigerante y del aire de entrada, las cuales van cambiando en un caso real. Si el modelo se hubiera ejecutado en condiciones transitorias, esto sí se habría reflejado, pero suponía mucho tiempo procesando el caso. Además, la pared externa del enfriador no debería ser adiabática, ya que el intercambio de calor con el medio supone del mismo modo alteraciones en la temperatura del interior; pero de nuevo por simplicidad se escogió no considerar este efecto.

Tras este breve resumen y crítica de la metodología empleada para completar este trabajo, se han extraído algunas conclusiones interesantes que van a ser expuestas a continuación.

- A pesar de similitud entre el modelo CFD y el experimento transitorio, con un 18 % de diferencia entre los resultados, el modelo CFD sobrestima la cantidad de agua condensada. Esto es debido a que por un lado el caso CFD se ha calculado como estacionario, por lo que el efecto del agua acumulada desde que el experimento comienza no se ha modelado. Además, en este el efecto de la neblina no se ha tenido en cuenta. En consecuencia, el modelo CFD expuesto en este trabajo no puede ser empleado para estimar la cantidad final de agua condensada, pero sí como una primera estimación.
- El modelo CFD y el experimento estacionario son mucho más dispares, en este caso la diferencia es del 23 % , aunque ambos se hayan ensayado en condiciones similares, ya que el enfriador que se ha utilizado en cada caso es diferente, pero ambos se han calculado en condiciones estacionarias. También de nuevo en el experimento estacionario aparece la neblina. Es por esto que si el modelo CFD se hubiera comparado con un experimento estacionario con el mismo enfriador, cabe esperar que los resultados serían bastante más similares.
- El efecto de la capa límite térmica es muy importante, ya que a la salida de algunos canales, la diferencia de temperatura entre el seno del fluido y las paredes es de hasta 20 grados. Esto es la principal razón por la cual el modelo 0D y el CFD son tan diferentes, la diferencia es del 80 % , ya que solo mirando los valores medios extraídos del caso CFD y aplicando el diagrama psicrométrico parece que condensa menos de lo que en realidad lo hace debido a los valores de temperatura local. De este modo queda comprobado que el Modelo 0D para el cálculo del agua condensada a la salida de un enfriador no proporciona resultados válidos. Este efecto también causa que el flujo no se puede considerar 1D.
- Otro efecto muy importante que supone diferencias entre los resultados del modelo CFD y el 0D es que en el primero de estos, el agua en los canales se va acumulando y si solo se miran los valores al final de los conductos, se subestima la cantidad de agua que se va a encontrar a la salida del enfriador. Sin embargo, los resultados del modelo 0D para el cálculo en los canales con poco gasto másico sí son semejantes

a los del modelo CFD, lo que supone que se podría encontrar un rango de gastos másicos para los cuales el modelo 0D sería suficiente.

- El diseño de la entrada de aire para tratar de que el enfriador de EGR sea lo más compacto posible no es eficiente, ya que aunque presente una buena relación tamaño-peso, la distribución del aire es desigual. Que el aire al entrar tenga que subir, hace que haya una pérdida de presión de este y que los canales inferiores tengan flujos másicos muy bajos, incluso nulos.
- Debido a que los valores de flujo másico en los canales son muy variados, las eficiencias también lo son. Así mismo, los canales que más trabajan debido a su gasto son los que menos rendimiento tienen, mientras que los que presentan un mayor rendimiento es en los que más agua condensa. Por esto sería mejor un enfriador de menor eficiencia pero cuyos canales trabajen todos por igual, ya que sería mucho más fácil también predecir la condensación.
- La entrada del refrigerante se encuentra entre los canales 2 y 3, y la salida entre el 4 y el 5. Por consiguiente, en los primeros y últimos canales el flujo de refrigerante es muy pequeño, lo que ayuda también a la desigual distribución del aire.

## 4.2 Trabajos futuros

El sistema de EGR, aunque no es novedoso porque ya lleva mucho tiempo siendo usado, sí que requiere mucha mejora y un gran estudio de optimización todavía.

El estudio de enfriadores mediante técnicas de dinámica de fluidos computacional sigue siendo muy innovador y más aún cuando se trata de estimar la condensación que se va a producir.

A partir de este proyecto, se ha tratado de entender y modelar cómo se produce este fenómeno y de qué parámetros de diseño depende. A partir de este, para tratar de hacer una aproximación más realista se debería de modelar la pared externa del enfriador como no-adiabática, ya que también intercambia calor con otros componentes del motor. Además, la temperatura de entrada del refrigerante se ha impuesto como una constante, así como la de entrada del aire, cuando no lo son.

Otro paso importante para tener un caso lo más óptimo posible sería realizar la independencia de malla, para poder saber con seguridad si la malla empleada es la mejor para esta geometría.

A esto podría añadirse una visión más amplia, añadiendo un compresor a la salida del aire del enfriador, para estimar el daño que este sufriría por el impacto del agua generada.

Del mismo modo, el aire podría ser modelado con los componentes que realmente tiene, y no como aire y vapor solamente, lo que supondría un estudio más completo y realista.

Finalmente, para poder validar este trabajo y determinar si se asemeja a un caso real, se podría hacer un ensayo experimental en el que se cuantificara cuánto condensa un canal dependiendo de sus condiciones, ya que esta es la información más valiosa proporcionada por el modelo CFD.



Parte II

Presupuesto

### 4.3 Introducción

En esta sección se expone un estudio de los costes que supondrían este Trabajo Final de Grado del estudio mediante CFD de la condensación en un condensador en 3D.

A continuación se van a presentar los costes parciales y los globales, calculando el coste de los materiales empleados, la amortización de los equipos usados y los recursos humanos necesarios.

Con respecto a la bibliografía, esta no ha supuesto un coste extra ya que toda la información se ha obtenido a través de libros y artículos públicos, o bien de artículos y trabajos internos del CMT.

A esto se puede añadir que puesto que la exposición del trabajo es vía telemática, el coste de impresión del documento tampoco se ha incluido.

Un coste que si ha sido considerado es el de la licencia de STAR-CCM+ necesaria para poder trabajar con este programa. Esta licencia era propiedad del CMT pero se ha considerado el precio de su uso.

A esto se debe añadir que, como este estudio se basa en simulaciones por ordenador, no ha sido utilizado ningún banco experimental ni el material y coste que este conlleva.

### 4.4 Desglose de actividades

En esta sección se van a listar las actividades realizadas en este trabajo por orden cronológico.

- Planificación
- Simulaciones probando diferentes formas de modelar la condensación en geometrías sencillas
- Simulación de la transferencia de calor en la geometría real en 3D
- Estudio de convergencia
- Implementación del modelo de condensación empleado en el caso ya convergido
- Post-procesado de la simulación
- Estudio y comparación con otros casos

- Redacción del documento
- Preparación de la defensa del trabajo

## 4.5 Presupuestos parciales

Los costes se van a dividir en varias secciones para poder detallarlos y desglosarlos mejor antes de obtener el coste total. Estos costes se dividen en los costes de recursos humanos, a su vez desglosados en mano de obra y la amortización de los equipos, y tras esto otros costes más genéricos.

### 4.5.1 Mano de obra

Para calcular el coste del personal que ha formado parte de este proyecto, se ha distinguido entre ingenieros seniors (*MSc engineer*), con un sueldo de 40 €/hora, e ingenieros juniors (*BSc engineer*), cuyo sueldo es de 25 €/hora.

En la Tabla 4.1 aparecen el número de horas totales de cada ingeniero.

Concepto	Dedicación [h]	Coste unitario [€/h]	Importe [€]
Ing. MSc	50	40	2000
Ing MSc	40	40	1600
Ing BSc	300	25	7500
<b>Subtotal</b>			9300

Tabla 4.1: Coste asociado a la mano de obra

### 4.5.2 Amortización de equipos

Este coste recoge el ordenador personal con el cual se han llevado a cabo las simulaciones y el post-proceso, y también el centro de cálculo propiedad del CMT cuyo uso fue dedicado a ejecutar las diferentes simulaciones llevadas a cabo al investigar sobre los modelos de condensación que STAR-CCM+ tiene configurados.

Para ello se ha considerado una amortización lineal de 4 años, y su coste asociado se muestra en la Tabla 4.2.

Equipo	Precio [€]	Tiempo amort.	Periodo útil	Coste [€]
Personal	1000	4 años	8 meses	166.67
CMT	5000	4 años	1 mes	104
<b>Subtotal</b>				<b>270.67</b>

**Tabla 4.2:** Coste asociado a la amortización de los equipos

### 4.5.3 Licencia

El código del programa STAR-CCM+ tiene un coste de adquisición, que no se considera, y otro de uso por el cual 1 año de funcionamiento costaría 6000 €. De esta forma, estimando 8 meses de uso el coste supondría 4000 €.

Por otro lado, el coste por el uso del paquete de programas de *Microsoft Office*, tanto por el procesador de textos, de cálculos, como un procesador de imágenes, se ha considerado de 150 €.

### 4.5.4 Costes indirectos y beneficios

En dichos costes se incluye la electricidad, las instalaciones utilizadas, etc. De esta forma se computa como el 25 % de los costes anteriores, con un valor de .

Se considera un beneficio empresarial del 8 % del total de los costes mostrados anteriormente, ascendiendo a una cifra de .

## 4.6 Presupuesto global

El presupuesto global se calcula como la suma de los presupuestos parciales ya descritos. Por otro lado, es importante mencionar que se considera un IVA del 21 %.

El desglose de costes y el coste total de la realización del presente trabajo se presenta en la Tabla 4.3.

<b>Concepto</b>	<b>Coste [€]</b>
Mano de obra	9300
Amortización equipos	270.67
Licencias	4150
Costes indirectos	3430.17
Beneficios	1097.65
<b>Subtotal</b>	<b>16053.18</b>
IVA	3371.17
<b>Total</b>	<b>19424.35</b>

**Tabla 4.3:** Costes parciales y totales

# Bibliografía

- Castorrini, A. y col. (2016). *Computational analysis of wind-turbine blade rain erosion*. Computers Fluids 141, 175 – 183 (vid. pág. 3).
- Gaffney, J. S. y N. A. Marley (2009). “The impacts of combustion emissions on air quality and climate - From coal to biofuels and beyond”. En: *Atmospheric Environment* 43(1) (vid. pág. 2).
- Galindo, J. y col. (2020a). “Advantages of using a cooler bypass in the low-pressure exhaust gas recirculation line of a compression ignition diesel engine operating at cold conditions”. En: *International Journal of Engine Research* (vid. pág. 3).
- Galindo, J. y col. (2020b). “Development of an experimental test bench and a psychrometric model for assessing condensation on a lowpressure exhaust gas recirculation cooler”. En: *International Journal of Engine Research* (vid. pág. 6).
- Guilain, S. y col. (2019). “Condensation before compressor: a key issue of low pressure EGR in eu7 context”. En: *24th Supercharging Conference* (vid. pág. 3).
- Payri, F. y J.M. Desantes (2017). *Motores de combustión interna alternativos*. Sexta Edición. Editorial Reverté y Editorial UPV (vid. pág. 3).
- Serrano, J. y col. (2015). “On Cooler and Mixing Condensation Phenomena in the Long-Route Exhaust Gas Recirculation Line”. En: *SAE* (vid. págs. 6, 7).
- Siemens, Building Technologies Group (2014). *Diagrama psicrométrico - Estructura y aplicaciones*. www.siemens.com (vid. pág. 5).
- Tarí, D. (2018). “Effect of inlet configuration on the performance and durability of an automotive turbocharger compressor”. En: *Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia* (vid. pág. 8).

