



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*ANÁLISIS CFD DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DE
UN RECINTO*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

ALUMNO

Francisco Caruncho Salgado

TUTORA

María Isabel Lamas Galdo

FECHA

SEPTIEMBRE 2019

TÍTULO Y RESUMEN

Análisis CFD del sistema de climatización de un recinto.

En el presente trabajo aborda el estudio y simulación de diferentes configuraciones para climatizar un despacho de un edificio de oficinas, tanto en calefacción como en refrigeración. Dicho estudio se basa en el empleo de un modelo numérico de dinámica de fluidos computacional (CFD). Para ello, inicialmente se realiza una breve recopilación bibliográfica sobre el flujo de aire y transferencia de calor en espacios interiores. A continuación, se explican los fundamentos de la dinámica de fluidos computacional y de la climatización y distribución de aire en recintos. Definiendo las condiciones exteriores e interiores del recinto se procede a calcular las cargas térmicas existentes. Posteriormente se expone de forma detallada el proceso de creación y mallado de la geometría, así como la configuración de los distintos escenarios en el software Fluent. Una vez realizadas las simulaciones se procede a la exposición de los resultados y un análisis de estos.

Análise CFD do sistema de climatización dun recinto.

No presente traballo abórdase o estudo e simulación de diferentes configuracións para climatizar un despacho dun edificio de oficinas, tanto en calefacción como en refrixeración. Dito estudio basease no emprego dun modelo numérico de dinámica de fluídos computacional (CFD). Para iso, inicialmente realizase unha breve recompilación bibliográfica sobre o fluxo de aire e transferencia de calor en espazos interiores. A continuación, explícanse os fundamentos da dinámica de fluídos computacional e da climatización e distribución de aire en recintos. Definiendo as condicións exteriores e interiores do recinto procédese a calcular as cargas térmicas existentes. Posteriormente expone de forma detallada o proceso de creación e mallado da xeometría, así como a configuración dos distintos escenarios no software Fluent. Unha vez realizadas as simulacións procédese á exposición dos resultados e un análises de estes.

CFD analysis of the HVAC system of an enclosure.

The present project deals with the study and simulation of different configurations to air condition an office of an office building, both in heating and cooling. This study is based on the use of a numerical model of computational fluid dynamics (CFD). For this, a brief bibliographic compilation on the air flow and heat transfer in indoor spaces is first carried out. Next, the fundamentals of computational fluid dynamics and air conditioning and distribution of air in enclosures are explained. Defining the exterior and interior conditions of the enclosure, the existing thermal loads can be calculated. Subsequently, the process of creating and meshing the geometry are explained in detail, as well as the configuration of the different scenarios in the Fluent software. Once the simulations have been carried out, the results are presented and analyzed.



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*ANÁLISIS CFD DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DE
UN RECINTO*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento

MEMORIA

ÍNDICE

Título y Resumen.....	2
Índice.....	4
Índice de figuras	7
Índice de tablas.....	11
1 Introducción	12
1.1 Objetivos.....	13
2 Estado del arte.....	14
3 Dinámica de fluidos computacional (CFD).....	17
3.1 Introducción a las técnicas CFD	17
3.2 Ventajas e inconvenientes de CFD	17
3.3 Procedimiento de análisis CFD.....	18
3.3.1 Pre-procesamiento.....	18
3.3.2 Procesamiento	21
3.3.3 Post-procesamiento	22
3.4 Ecuaciones generales de la mecánica de fluidos	22
3.4.1 Ecuación de continuidad.....	22
3.4.2 Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento	22
3.4.3 Ecuación de conservación de la energía	23
3.4.4 Ecuaciones del modelo de turbulencia.....	23
3.5 Métodos de discretización	24
3.5.1 Método de las diferencias finitas	24
3.5.2 Método de los volúmenes finitos	25
3.5.3 Método de elementos finitos.....	25
4 Introducción a la climatización	26
4.1 Tipos de instalación	26
4.1.1 Según centralización de las unidades.....	26
4.1.2 Según el fluido portador.....	26
4.2 Ventilación	29
4.2.1 Distribución de aire en espacios acondicionados	29
5 Cálculo de cargas térmicas	39
5.1 Condiciones exteriores de cálculo:	40
5.2 Condiciones interiores de cálculo:	41

5.3 Cálculo de las cargas térmicas:.....	41
5.3.1 Cargas térmicas en verano	41
5.3.2 Cargas térmicas en invierno.....	50
5.4 Sistema de climatización.....	52
6 Validación experimental	54
6.1 Validación 2D	55
6.1.1 Modelado y mallado.....	55
6.1.2 Simulación numérica	57
6.1.3 Post-procesado.....	64
6.1.4 Resultados 2D	66
6.2 Validación 3D	69
6.2.1 Modelado y mallado.....	69
6.2.2 Simulación numérica	70
6.2.3 Resultados 3D	71
7 Simulaciones numéricas.....	75
7.1 Modelado y mallado	75
7.2 Resolución en Fluent	78
7.2.1 Modelos de resolución.....	78
7.2.2 Materiales.....	79
7.2.3 Condiciones de operación	79
7.2.4 Condiciones de contorno	80
7.2.5 Solución	82
7.3 Post-procesado	82
8 Resultados y discusión.....	86
8.1 Verano	86
8.1.1 Configuración de rejillas I (0°).....	86
8.1.2 Configuración de rejillas I (45°)	89
8.1.3 Configuración de rejillas II (0°).....	91
8.1.4 Configuración de rejillas II (45°)	93
8.1.5 Configuración de rejillas III (0°)	95
8.1.6 Configuración de rejillas III (45°)	97
8.2 Invierno.....	98
8.2.1 Configuración de rejillas I (0°).....	98
8.2.2 Configuración de rejillas I (45°)	100
8.2.3 Configuración de rejillas II (0°).....	102
8.2.4 Configuración de rejillas II (45°)	103
8.2.5 Configuración de rejillas III (0°)	105

8.2.6 Configuración de rejillas III (45°)	106
8.2.7 Configuración con estufa	108
9 Conclusiones	110
10 Referencias.....	111

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Recinto estudiado por Posner, Buchanan y Rankin [7]	16
Figura 2: Malla estructurada ortogonal (A) y no ortogonal (B) para un codo en dos dimensiones [17]	19
Figura 3: Malla estructurada en bloques [17]	20
Figura 4: Mallas no estructuradas [17]	20
Figura 5: Sistema todo-aire [25]	27
Figura 6: Sistema todo-agua [25]	27
Figura 7: Esquema básico de un ventilconvector [12]	28
Figura 8: Dirección conveniente del aire [12]	30
Figura 9: Efecto Coandă [13]	31
Figura 10: Impulsión lateral. Aspiración por rejilla baja [13]	33
Figura 11: Impulsión por el techo. Aspiración por rejilla baja [13]	33
Figura 12: Impulsión y aspiración por el suelo [13]	34
Figura 13: Impulsión y aspiración en un bloque [13]	34
Figura 14: Zonificación de espacios para distribuir la difusión [13]	34
Figura 15: Difusor de techo circular [13]	35
Figura 16: Difusor de techo cuadrado [13]	36
Figura 17: Difusores rectilíneos [13]	36
Figura 18: Planta del edificio de oficinas [Elaboración propia]	39
Figura 19: Planta y alzado del recinto [1]	54
Figura 20: Posición de los puntos de medida [1]	55
Figura 21: Geometría del recinto 2d [Elaboración propia]	55
Figura 22: Mallado en Gambit [Elaboración propia]	56
Figura 23: Comparación de las tres mallas en torno al calentador: a) malla formada por cuadriláteros, b) malla refinada con capa de contorno y c) malla formada por triángulos [Elaboración propia]	57
Figura 24: Ventana de elección de la versión [Elaboración propia]	58
Figura 25: Comprobación de la malla [Elaboración propia]	58
Figura 26: Modelos de resolución del Solver [Elaboración propia]	59
Figura 27: Modelo turbulento [Elaboración propia]	60
Figura 28: Propiedades del aire [Elaboración propia]	61
Figura 29: Condiciones de operación [Elaboración propia]	61
Figura 30: Contornos [Elaboración propia]	62
Figura 31: Controles de la solución [Elaboración propia]	63

Figura 32: Configuración de los residuos [Elaboración propia]	64
Figura 33: Valores residuales primera malla [Elaboración propia]	65
Figura 34: Valores residuales segunda malla [Elaboración propia].....	65
Figura 35: Valores residuales tercera malla [Elaboración propia]	65
Figura 36: Contornos de temperatura [Elaboración propia].....	67
Figura 37: Comparación perfiles de temperatura experimentales (izquierda) [1] y simulados 2D (K) (derecha) [Elaboración propia]	68
Figura 38: Comparación contornos de velocidad entre simulación 2D (arriba) [Elaboración propia], simulación (centro) y experimental (abajo) de Jiang, Y. y Chen, Q. [1].....	69
Figura 39: Geometría 3D [Elaboración propia].....	70
Figura 40: Condiciones de operación [Elaboración propia]	71
Figura 41: Perfiles de temperatura experimentales (izquierda) [1] y simulados 3D (K) (derecha) [Elaboración propia]	72
Figura 42: Comparación contornos de velocidad entre simulación 3D (arriba) [Elaboración propia], simulación (centro) y experimental (abajo) de Jiang, Y. y Chen, Q. [1].....	73
Figura 43: Geometrías del despacho para climatización todo-aire [Elaboración propia]	75
Figura 44: Geometría del despacho para climatización con estufa [Elaboración propia]	76
Figura 45: Malla de uno de los casos de estudio y zona cercana a la rejilla refinada [Elaboración propia]	77
Figura 46: Grado de asimetría respecto a las aristas [Elaboración propia].....	77
Figura 47: Grado de asimetría respecto a los ángulos [Elaboración propia]	78
Figura 48: Modelos de resolución del Solver [Elaboración propia].....	79
Figura 49: Condiciones de contorno de la fachada este para el estudio en verano [Elaboración propia]	80
Figura 50: Condiciones de contorno de la impulsión para una de las configuraciones [Elaboración propia]	81
Figura 51: Residuos simulación transitoria [15]	83
Figura 52: Residuos caso refrigeración [Elaboración propia]	83
Figura 53: Residuos caso calefacción [Elaboración propia]	84
Figura 54: Comprobación de flujos másico (izquierda) y calorífico (derecha) para el caso verano [Elaboración propia].....	84
Figura 55: Comprobación flujos másico (izquierda) y calorífico (derecha) para el caso invierno [Elaboración propia]	85
Figura 56: Configuración de rejillas I [Elaboración propia]	86
Figura 57: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración I (0°) [Elaboración propia]	88
Figura 58: Disposición de los planos en el despacho [Elaboración propia]	88
Figura 59: Campo de velocidades (m/s) para configuración I (0°) [Elaboración propia].	89
Figura 60: Campo de presiones manométricas (Pa) para configuración I (0°) [Elaboración propia]	89

Figura 61: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración I (45°) [Elaboración propia].....	90
Figura 62: Campo de velocidades (m/s) para configuración I (45°) [Elaboración propia].....	91
Figura 63: Configuración de rejillas II [Elaboración propia]	91
Figura 64: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración II (0°) [Elaboración propia].....	92
Figura 65: Campo de velocidades (m/s) para configuración II (0°) [Elaboración propia]	93
Figura 66: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración II (45°) [Elaboración propia].....	94
Figura 67: Campo de velocidades (m/s) para configuración II (45°) [Elaboración propia]	94
Figura 68: Configuración de rejillas III [Elaboración propia]	95
Figura 69: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración III (0°) [Elaboración propia].....	96
Figura 70: Campo de velocidades (m/s) para configuración III (0°) [Elaboración propia].....	96
Figura 71: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración III (45°) [Elaboración propia].....	97
Figura 72: Campo de velocidades (m/s) para configuración III (45o) [Elaboración propia]	98
Figura 73: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración I (0°) [Elaboración propia]	99
Figura 74: Campo de velocidades (m/s) para configuración I (0°) [Elaboración propia].....	100
Figura 75: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración I (45°) [Elaboración propia].....	101
Figura 76: Campo de velocidades (m/s) para configuración I (45°) [Elaboración propia]	101
Figura 77: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración II (0°) [Elaboración propia].....	102
Figura 78: Campo de velocidades (m/s) para configuración II (0°) [Elaboración propia]	103
Figura 79: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración II (45°) [Elaboración propia].....	104
Figura 80: Campo de velocidades (m/s) para configuración II (45°) [Elaboración propia]	104
Figura 81: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración III (0°) [Elaboración propia].....	105
Figura 82: Campo de velocidades (m/s) para configuración III (0°) [Elaboración propia]	106
Figura 83: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración III (45°) [Elaboración propia].....	107
Figura 84: Campo de velocidades (m/s) para configuración III (45°) [Elaboración propia]	107

Figura 85: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración de estufa [Elaboración propia].....	108
Figura 86: Campo de velocidades (m/s) para configuración de estufa [Elaboración propia].....	109
Figura 87: Campo de presiones manométricas (Pa) para configuración de estufa [Elaboración propia]	109

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Velocidades de aire recomendadas.....	29
Tabla 2: Velocidades recomendadas en las bocas de salida	37
Tabla 3: Coeficientes de transmisión de los cerramientos	40
Tabla 4: Valores límite de la transmitancia según CTE.....	40
Tabla 5: Condiciones exteriores.....	40
Tabla 6: Condiciones interiores.....	41
Tabla 7: DTE para paredes	42
Tabla 8: DTE para techos.....	43
Tabla 9: Correcciones de diferencias equivalentes de temperatura	44
Tabla 10: Tasa de transmisión de calor a través de cerramientos opacos con radiación solar	45
Tabla 11: Tasa de transmisión de calor por convección-conducción	46
Tabla 12: Tasa de transmisión de calor por radiación.....	46
Tabla 13: Caudales de ventilación por persona.....	46
Tabla 14: Calor sensible de ventilación	47
Tabla 15: Calor latente de ventilación.....	47
Tabla 16: Ganancias debidas a los ocupantes	48
Tabla 17: Potencia máxima de iluminación	49
Tabla 18: Resumen de cargas en verano.....	49
Tabla 19: Tasa de transmisión de calor a través de cerramientos.....	50
Tabla 20: Calor sensible de ventilación	51
Tabla 21: Calor latente de ventilación.....	51
Tabla 22: Resumen de cargas en invierno	52
Tabla 23: Flujo másico de las distintas mallas.....	66
Tabla 24: Flujo calorífico de las distintas mallas	66

1 INTRODUCCIÓN

El siguiente Trabajo Fin de Grado surge del interés de calcular, analizar y optimizar un despacho en cuanto a confort térmico se refiere. Para ello se ha utilizado un software comercial de dinámica de fluidos computacional (CFD) Fluent 6.2.16, el cual permite resolver y analizar problemas sobre el flujo y transferencia de calor de fluidos mediante la utilización de métodos numéricos.

El alcance de este trabajo incluye una somera definición de las bases de la mecánica de fluidos computacional, así como de la climatización y difusión de aire en recintos. Posteriormente contiene de forma detallada el proceso de mallado y análisis mediante CFD de los distintos escenarios, para optimizar el confort térmico en el recinto a estudiar.

El confort térmico podría definirse como una sensación neutra de las personas respecto a un ambiente térmico determinado, es decir, cuando las personas no experimentan sensación de frío ni de calor. Para ello las condiciones de temperatura, humedad y movimientos del aire deben de ser favorables a la actividad que se estén desarrollando. Evaluar el confort térmico es una tarea compleja, ya que valorar sensaciones conlleva una importante carga subjetiva, aunque existen parámetros que se pueden tomar como generales.

Disponer de un buen sistema de climatización se hace indispensable para poder alcanzar el confort térmico. Es por ello por lo que el conocimiento de distintos tipos de climatización, así como de distribución de aire suponen una gran ventaja a la hora de diseñar una configuración que resulte eficaz.

La dinámica de fluidos computacional es ampliamente utilizada en diferentes sectores de la industria. Este campo ofrece gran diversidad de posibilidades como optimizar casos reales o, una de las características más importantes, poder simular lo que de forma empírica conduciría a enormes gastos económicos y de tiempo. Sin embargo, conseguir representar fielmente la realidad mediante una simulación CFD no es una tarea trivial. La dinámica de fluidos computacional está basada en las ecuaciones de Navier-Stokes. Discretizando la geometría y resolviendo estas ecuaciones en cada elemento discreto se puede predecir el comportamiento de un fluido. No obstante, existen fenómenos como el de la turbulencia que no se han podido simular con exactitud. A la hora de simular estos fenómenos se puede recurrir a diversos modelos, cada uno con sus ventajas y desventajas, cuyos resultados pueden ser de gran utilidad. No existe un modelo adecuado para un determinado tipo de problema, y es por ello por lo que en el presente trabajo se ha realizado una breve recopilación de estudios que a lo largo de los últimos años han investigado la viabilidad de estos modelos a problemas en la línea de este TFG.

1.1 Objetivos

Los objetivos perseguidos por el presente TFG se muestran a continuación:

- Cálculo teórico de las cargas térmicas presentes en el recinto, tanto para el caso de calefacción como para el de refrigeración.
- Breve estudio sobre climatización y difusión de aire en locales.
- Sucinto resumen sobre las bases de la mecánica de fluidos computacional.
- Creación la geometría del recinto e implementación del mallado al modelo mediante el uso del software Gambit 2.2.30.
- Simulación de los distintos escenarios y análisis posterior por medio del software específico de CFD Fluent, eligiendo la configuración que conlleve el mayor confort térmico en los dos escenarios estacionales estudiados. Se pretende a su vez validar las técnicas CFD como una herramienta eficaz a la hora de evaluar diferentes comportamientos de los fluidos.

2 ESTADO DEL ARTE

El objetivo de este trabajo es realizar simulaciones CFD de distintas configuraciones posibles para climatizar un despacho. Existen varios modelos a elegir en las simulaciones CFD cuya viabilidad y precisión han sido estudiados a lo largo de los últimos años en numerosos artículos. A continuación se muestran algunos de estos estudios aplicados a casos de climatización de recintos.

La dinámica de fluidos computacional se ha convertido en una herramienta útil para el estudio del ambiente interior y exterior. Un artículo de Q. Chen y J. Srebric [2] muestra el desarrollo de varios modelos Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) y Large Eddy Simulation (LES) para mejorar las capacidades del CFD en el uso de ambientes interiores y exteriores.

Como resultado de este estudio un modelo turbulento de dos capas (consiste en dos modelos de turbulencia) permite predecir con más precisión la transferencia de calor en una pared que el modelo $k-\epsilon$ standard. El tiempo de computación requerido es algo mayor que en el $k-\epsilon$ standard, aunque mucho menor que en un modelo $k-\epsilon$ con un bajo número de Reynolds.

Un modelo de turbulencia con cero ecuaciones (se utiliza una sola función algebraica para expresar la viscosidad turbulenta como función de la velocidad local media) mostró una reducción significativa de los costes de computación. Para un solo recinto el tiempo de computación necesario para alcanzar una solución estacionaria es de unos pocos minutos.

Mediante simulaciones CFD también se puede evaluar el confort térmico en recintos sometidos a convección natural en condiciones transitorias. C. Buratti, D. Palladino y E. Moretti [3] realizaron un estudio experimental, con una simulación CFD 3D como apoyo en la obtención del campo de temperaturas y velocidades, así como el confort local y global en un aula de la Universidad de Perugia, configurando solo las condiciones climáticas exteriores y considerando convección natural y la influencia de la radiación solar.

Para la simulación, en este caso transitoria, se utilizaron tanto la ecuación de la energía como el modelo turbulento $k-\epsilon$. Además, para poder simular la convección natural se implementó la aproximación de Boussinesq, así como el modelo solar para tener en cuenta las ganancias solares. Se tomaron las siguientes suposiciones:

- Las paredes exteriores opacas se modelaron como paredes equivalentes homogéneas.
- Como condición de contorno para todas las paredes exteriores se usó la transferencia térmica por convección.
- Para el resto de las paredes opacas se testaron dos condiciones de contorno diferentes: adiabáticas y a temperatura constante.

El modelo fue validado comparando tres parámetros de control (temperatura del aire y la temperatura de las superficies opacas y transparentes). Se realizó una simulación no estacionaria durante las horas previstas de ocupación, cuyos resultados fueron muy cercanos a las medidas experimentales.

Estos resultados remarcan la importancia de simulaciones CFD como apoyo a estudios experimentales gracias a su capacidad de evaluar el confort térmico local.

Un estudio sobre el flujo de aire y transferencia de calor en una oficina fue realizado por A. Stamou y I. Katsiris [4]. Se utilizó un modelo turbulento SST $k-\omega$ para calcular las velocidades y temperaturas en la oficina usando el software comercial CFX. Estos cálculos se compararon con datos experimentales de otro estudio y con otras simulaciones con los

modelos turbulentos $k-\epsilon$ standard y RNG $k-\epsilon$, así como con un modelo laminar. Las simulaciones siguieron las siguientes suposiciones:

- El *solver* se configuró como *Coupled e Implicit*.
- El tipo de contorno de los difusores se estableció como *Velocity Inlet*.
- La presión de retorno se asumió igual a la atmosférica.
- Se modeló tanto al ocupante como mobiliario y equipo, teniendo en cuenta las cargas térmicas que pueden suponer.

Se concluyó que todos los modelos turbulentos predijeron satisfactoriamente los parámetros cualitativos del flujo, así como el campo de temperaturas, siendo el modelo SST $k-\omega$ el que mejor se ajustó. La convergencia se alcanzó en todos los modelos, aunque para los dos modelos $k-\epsilon$ y para el laminar se tuvo que forzar el flujo de salida igual al de entrada. Por esto, todos los modelos turbulentos son aptos para fines prácticos, siendo el $k-\omega$ el más exacto con los requisitos de una malla mucho más refinada en las inmediaciones de las paredes y un tiempo de computación mayor.

El conocimiento de la estratificación de la temperatura en recintos interiores es importante para el confort térmico de los ocupantes, la calidad del aire interior y para el diseño y evaluación de la disposición del sistema de ventilación. Esto ha sido estudiado por S. Gilani, H. Montazeri y B. Blocken [5] mediante un modelo CFD 3D estacionario con el método Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) en un recinto con una fuente de calor y dos aberturas para la ventilación. Para el acoplamiento presión-velocidad se utilizó el algoritmo *SIMPLE*. La discretización de las ecuaciones se llevó a cabo mediante esquemas de segundo orden, excepto para los términos de presión, para los que el *PRESTO!* fue utilizado. El modelo se valida con las medidas de temperatura del aire en un recinto real.

La validación se llevó a cabo en tres mallas de diferente refinamiento, resultando en una variación mínima de los resultados del perfil de temperaturas vertical entre ellas.

El resultado del estudio mostró que para que un modelo de turbulencia SST $k-\omega$ puede predecir de manera precisa la estratificación de las temperaturas para ese recinto en particular. Sin embargo, solo los modelos SST $k-\omega$ y el $k-\omega$ standard tuvieron éxito al reproducir la estructura térmica de la pluma, mientras que tres modelos $k-\epsilon$ no lo consiguieron.

L. Zhu, R. Li y D. Yuan [6] estudiaron el flujo de aire interior mediante sistemas de refrigeración. El estudio se realizó sobre un recinto de 7,2x5,6x3,2 m con dos configuraciones distintas: el retorno siempre en una pared y la impulsión en el techo o en la misma pared. Se simuló el recinto tridimensional con flujo incompresible y modelo de turbulencia en Fluent. Se tomaron las siguientes suposiciones:

- El aire interior era incompresible, con propiedades constantes, flujo estacionario y se utilizó la simplificación de Boussinesq.
- La transferencia de calor en las paredes fue constante y considerada como estacionaria.
- No hubo ninguna pérdida de aire. Las ventanas y puertas estaban cerradas y bien selladas.
- No se tuvo en cuenta la radiación solar ni ninguna fuente interna de calor.
- El modelo de turbulencia utilizado fue el $k-\epsilon$ junto con la función de pared.

Para validar los resultados de la simulación numérica se llevó a cabo un modelo experimental. Se tomaron medidas de temperatura y velocidad del aire en 9 puntos y se compararon con los obtenidos en la simulación. Ambos resultados coincidieron con un pequeño margen de error, validando apropiadamente el modelo CFD.

J.D. Posner, C.R. Buchanan y D. Dunn-Rankin [7] estudiaron la medida y predicción del flujo de aire en un recinto, el cual cuenta con una importante obstrucción (Figura 1). Los

resultados experimentales se obtuvieron de un modelo a escala 1:10 del recinto. Para la simulación CFD se utilizó el software Fluent, y se configuró de la siguiente forma:

- El flujo se modeló utilizando los modelos de turbulencia $k-\epsilon$ standard y RNG $k-\epsilon$, así como flujo laminar. Para ambos modelos de turbulencia las constantes se han dejado por defecto.
- Para discretizar las ecuaciones que gobiernan el flujo se utilizó un esquema *Power Law*. La discretización del tiempo es implícita.
- El acoplamiento de presión-velocidad se realizó con el algoritmo *SIMPLE*.
- Para alcanzar la convergencia la simulación fue transitoria.

De todas las simulaciones realizadas el modelo que mayor parecido obtuvo con los resultados experimentales fue el RNG $k-\epsilon$, aunque los otros dos modelos obtuvieron resultados bastante similares.

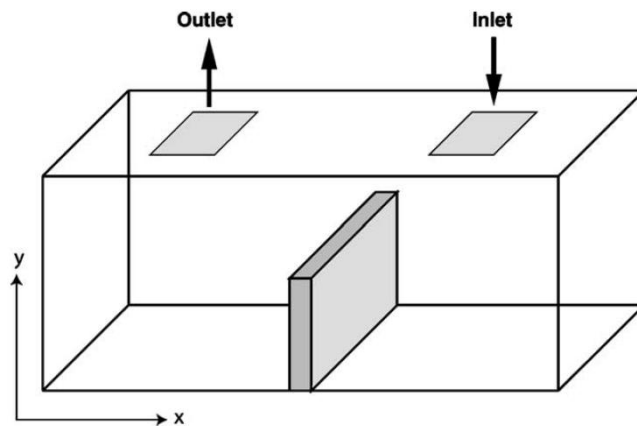


Figura 1: Recinto estudiado por Posner, Buchanan y Rankin [7]

3 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

3.1 Introducción a las técnicas CFD

La Dinámica de Fluidos Computacional es una rama de la mecánica de fluidos que utiliza el análisis numérico para estudiar sistemas que comprenden flujos de fluidos, transferencia de calor y otros fenómenos tales como reacciones químicas.

La base fundamental de la mayoría de los problemas de mecánica de fluidos son las ecuaciones de Navier-Stokes, que se obtienen de la aplicación de los principios de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. Este conjunto de ecuaciones no dispone de una solución general, por lo que solo se puede hallar una solución analítica para determinados tipos de flujo y situaciones muy concretas. De esta manera en la mayoría de las ocasiones es necesario recurrir al análisis numérico para determinar una solución aproximada.

Las técnicas CFD se han utilizado en la industria aeroespacial desde los años 60 en el diseño, I+D y fabricación de aviones y motores a reacción. Para hallar una solución por CFD se requiere manipular miles o incluso millones de números, por lo que los avances en estas técnicas y aplicación a problemas más complejos están directamente relacionados con los avances en hardware de computación. Es por esto por lo que dichas técnicas no se expandieron hasta la década de los 90, cuando la disponibilidad de hardware informático de alto rendimiento e interfaces fáciles de usar se hicieron asequibles.

Hoy en día las técnicas CFD se han expandido a áreas industriales y no industriales como pueden ser la aerodinámica de aeronaves y vehículos, la hidrodinámica de buques, combustión en motores y turbinas, climatización de recintos, ingeniería ambiental e ingeniería biomédica.

3.2 Ventajas e inconvenientes de CFD

Los inconvenientes de la utilización de técnicas CFD son los siguientes:

- El uso de estas técnicas es costoso. No solo se necesita un hardware con gran capacidad de cálculo y almacenamiento, sino que también es necesario un software específico. El coste total del equipo más la licencia del software puede llegar a ascender a decenas de miles de euros.
- Se necesita personal cualificado, tanto para manejar el software como para interpretar los resultados. También puede ser necesario que cuente con conocimientos de modelado.
- No siempre se alcanza un resultado preciso. Se suele simplificar el modelo, por lo que el resultado será tanto más preciso cuanto más adecuada sea la simplificación. Además, existen modelos como el de la turbulencia que no son completamente representables.

Las ventajas que presentan estas técnicas son:

- Reducción de costes y tiempos de nuevos diseños.
- Capacidad de estudiar sistemas inviables a la hora de simular experimentalmente, como pueden ser sistemas en condiciones extremas (por ejemplo muy altas o bajas temperaturas, altas velocidades, ...), sistemas en condiciones peligrosas o más allá de sus límites de funcionamiento (estudios de seguridad y escenarios de accidentes) o sistemas de grandes dimensiones.

- Si el sistema lo permite se puede alcanzar un resultado con el nivel de precisión y detalle que se desee.
- Aunque utilizar técnicas CFD sea caro, normalmente es más barato que realizar un estudio experimental de calidad. Asimismo, al contrario que en estudios experimentales, estas técnicas pueden producir grandes volúmenes de resultados sin coste adicional, y es barato realizar estudios paramétricos por ejemplo para optimizar el rendimiento de un equipo.

3.3 Procedimiento de análisis CFD

El análisis CFD se puede dividir en tres etapas principales:

3.3.1 Pre-procesamiento

Consiste en la introducción de un problema de flujo al programa CFD con las necesarias transformaciones para que el programa lo interprete de forma adecuada.

En esta etapa se crea la geometría y el volumen de control. Una vez se tiene la geometría se generará la malla, proceso denominado como mallado o discretización del dominio computacional, cuya función es dividir la geometría en elementos más pequeños (denominados celdas) que nunca se superponen y que están unidos por nodos. El siguiente paso será elegir los fenómenos físicos y químicos que se desean simular, siguiendo con las propiedades del fluido y terminando con las condiciones de contorno.

La solución del problema está relacionada con el número de celdas de la malla. A mayor número de celdas (malla más fina) mayor precisión, pero también aumenta el coste computacional y, por tanto, el tiempo de cálculo será mayor. Es por esto por lo que una malla óptima no suele ser uniforme: en zonas donde hay grandes variaciones de las condiciones la malla será más fina, mientras que en zonas con poco cambio la malla será más gruesa.

3.3.1.1 Tipos de mallas

Las mallas pueden ser estructuradas o no estructuradas. La forma individual de las celdas varía, y cada forma tiene ventajas y desventajas. Estas formas comprenden desde triángulos y cuadriláteros para dos dimensiones, a tetraedros y hexaedros para tres dimensiones.

Mallas estructuradas

Las mallas estructuradas tienen una regularidad geométrica consistente, donde las familias de líneas de la malla (en una dirección) no se cruzan entre ellas. Estas mallas se pueden clasificar además en ortogonales y no ortogonales.

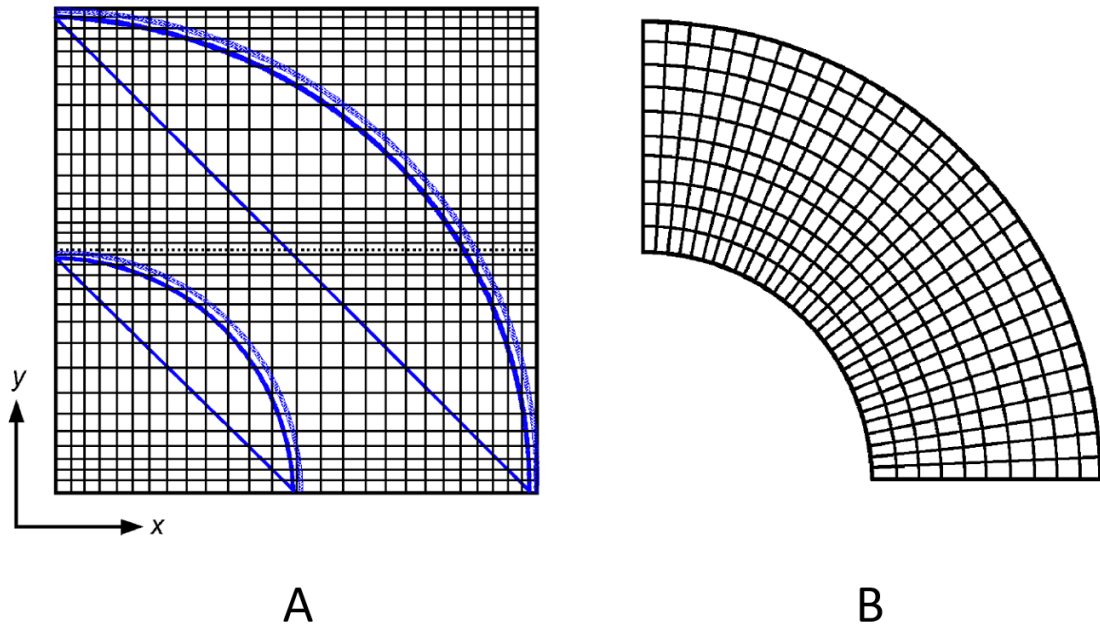


Figura 2: Malla estructurada ortogonal (A) y no ortogonal (B) para un codo en dos dimensiones [17]

Las mallas ortogonales presentan el esquema más simple, basado en los sistemas de coordenadas cartesianos o cilíndricos. En la Figura 2A las celdas exteriores al codo son bloqueadas para el análisis CFD o son convertidas a celdas que no participan en el campo del flujo. Esta aproximación de celdas en forma de escalera a una superficie curva puede conllevar a errores, por lo que se necesitan mallas más finas para representar adecuadamente la curva. La reducción de tamaño en esa zona puede propagarse en el dominio, resultando en un aumento del número total de celdas. Esto, junto con las celdas no participantes en el campo del flujo hacen que este tipo de mallas no sean nada recomendables para superficies curvas.

Para representar superficies curvas o inclinadas es beneficiosa la flexibilidad de las mallas no ortogonales. En la Figura 2B se puede ver una malla de este tipo para un codo. Este tipo de mallas representan adecuadamente la geometría sin necesidad de ninguna aproximación. Una malla ortogonal puede ser estructurada, estructurada en bloques o estructurada superpuesta.

Una malla estructurada en bloques consiste en un grupo de regiones malladas (bloques) que forman colectivamente el dominio de interés, por lo que se suele denominar dominio multi-bloque. Los bloques suelen tener una malla más fina en la región de interés con objeto de proveer de mayor detalle a la hora de analizar el flujo, y una malla más gruesa en las regiones alejadas. En la Figura 3 se puede observar un codo conectado a un conducto. La malla es más fina en las zonas próximas a la superficie del codo (bloque 1) para estudiar mejor la capa límite. Este refinamiento se propaga a los bloques 2 y 3. Las uniones de los bloques pueden tener mallas coincidentes, como la unión entre el bloque 1 y 2; o no coincidentes, como entre el bloque 2 y 3. El que la malla no coincida entre dos bloques es resultado de pasar de una malla más fina a una más gruesa, y estas uniones pueden causar errores de precisión. Es recomendable que el ratio de tamaño de las celdas entre bloques no sea mayor a dos para tratar de minimizar estos errores.

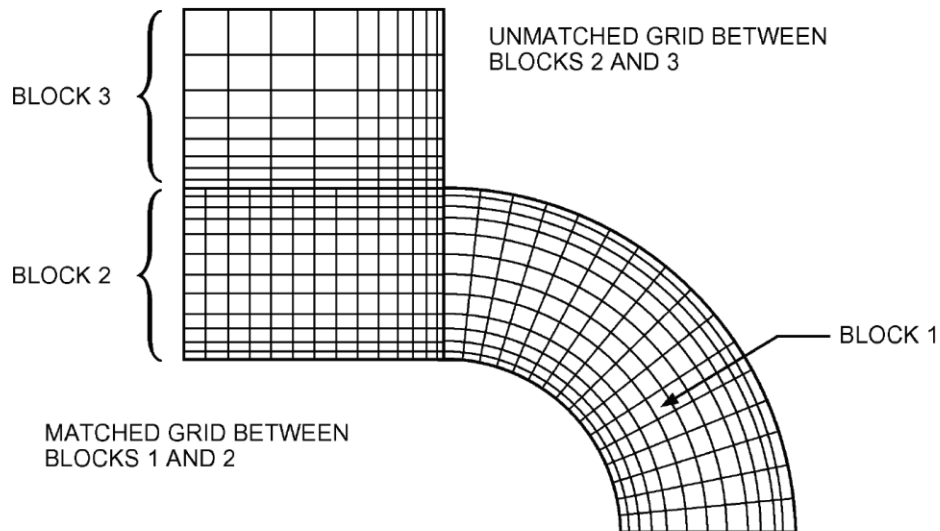


Figura 3: Malla estructurada en bloques [17]

Las mallas estructuradas simplifican la programación del código para el CFD y proporcionan una estructura regular para la matriz de ecuaciones algebraicas. Sin embargo, no suelen adecuarse bien a geometrías complejas, y dificultan el refinamiento en zonas de interés sin propagar el refinamiento al resto del dominio.

En general, existen dos tipos de procesos de generación de mallas estructuradas en uso: métodos algebraicos y mapeado mediante ecuaciones diferenciales parciales (PDE).

Mallas no estructuradas

Las mallas no estructuradas posibilitan la representación de geometrías complejas gracias su flexibilidad y, además, se puede refinar una zona de interés sin propagar ese refinamiento al resto de la malla. Las celdas de una malla no estructurada pueden tener diferentes formas, por ejemplo, para una misma geometría, en la Figura 4A se usan celdas tetraédricas y en la Figura 4B celdas hexaédricas. Cabe destacar que ambas mallas poseen una capa de contorno mallada cerca de la superficie para resolver la capa límite. A diferencia de las mallas estructuradas, la matriz de ecuaciones algebraicas no posee una estructura diagonal regular, lo que conlleva soluciones más lentas.

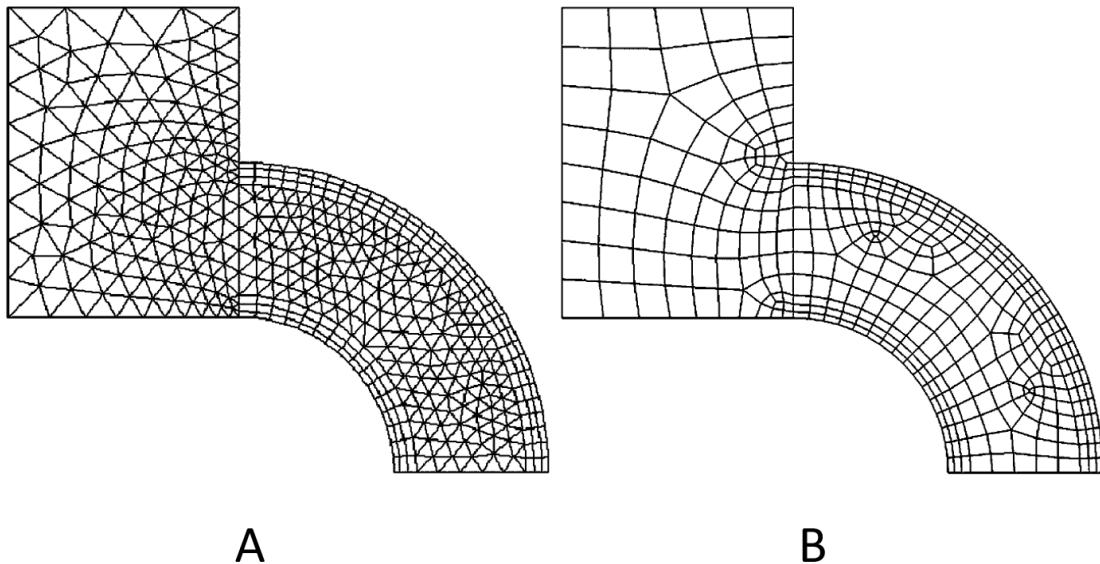


Figura 4: Mallas no estructuradas [17]

Los métodos de volúmenes y elementos finitos pueden ser aplicados a mallas no estructuradas. Esto es porque las ecuaciones que gobiernan el flujo están escritas en forma integral y la integración numérica se puede llevar a cabo directamente en el dominio de la malla no estructurada para el que no es necesario ninguna transformación de coordenadas.

Existen dos métodos generales de creación de mallas no estructuradas: los métodos de Delaunay-Voronoi (DVM) y métodos de avance para triángulos (2D) y tetraedros (3D).

Calidad de la malla

La calidad de la malla se puede medir por la forma de cada celda, el tamaño de la celda relativo a las características del flujo de interés y el salto de tamaño de la malla entre dos o más bloques.

Es importante conseguir una malla de calidad. Los valores de las variables calculados en los centros de las celdas son interpolados a las caras de esta, lo que permite el cálculo de flujos en las caras de un volumen de control. Una malla de mala calidad consigue unos resultados menos precisos en las interpolaciones, introduciendo imprecisiones a la solución. Si la malla tiene una calidad no demasiado buena los tiempos de convergencia se pueden incrementar, llegando incluso a divergir en casos extremos.

Las Figuras 2, 3 y 4 muestran mallas buenas con celdas no distorsionadas ya que los triángulos no están demasiado deformados y las esquinas de los cuadriláteros no distan demasiado de los 90°. La cantidad de distorsión se suele denominar *skewness* (falta de simetría).

Independencia de la malla

El nivel de independencia de una malla de la solución del campo de flujo es importante. Mallas similares aplicadas a un mismo problema deben de dar soluciones similares.

La independencia de la malla se puede lograr experimentalmente refinando sucesivamente una malla en las zonas donde el flujo sufre mayores variaciones y donde las celdas de la propia malla presentan una mayor distorsión. De esta manera se pueden comparar los resultados obtenidos de una malla más fina y otra más gruesa. Si los resultados de dos mallas sucesivas son comparables, entonces los dos modelos son independientes de la malla.

3.3.2 Procesamiento

En el procesamiento se resuelven las ecuaciones que definen los fenómenos físicos elegidos en la etapa de procesamiento. La resolución se puede dividir en tres partes:

- Integración de las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluido en los volúmenes de control.
- Discretización. Se convierten las ecuaciones integrales en ecuaciones algebraicas.
- Solución de las ecuaciones algebraicas por un método iterativo.

Al usar un método iterativo para la resolución del problema siempre habrá errores de redondeo y truncamiento. Se comienza con un valor inicial a partir del cual se calcula la primera iteración, a partir de esta iteración se calcula la siguiente y se calcula la diferencia entre las dos soluciones, obteniendo así el valor residual. Así sucesivamente hasta que converja llegando al valor residual o al número de iteraciones designados por el usuario.

3.3.3 Post-procesamiento

Es la etapa en la cual, una vez obtenidos los resultados, se procede a su análisis. Para ayudar a analizar los resultados los softwares de CFD suelen incluir herramientas de visualización que muestran por ejemplo la geometría y la malla, gráficos de vectores, seguimiento de partículas, animación del proceso, etc.

3.4 Ecuaciones generales de la mecánica de fluidos

Las ecuaciones que rigen el movimiento de un fluido provienen de enunciar matemáticamente los siguientes principios y leyes:

- Conservación de la masa del fluido.
- Conservación de la cantidad de movimiento.
- Conservación de la energía.

Su expresión en forma de derivadas parciales es conocida como las "Ecuaciones de Navier-Stokes".

3.4.1 Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad expresa un balance de masas, de tal forma que para una superficie cerrada en el sistema la variación de masa encerrada por la superficie en el tiempo será igual a la masa que atraviesa dicha superficie, positiva si entra y negativa si sale. La ecuación será, para un sistema no estacionario, tridimensional y para un fluido compresible:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0$$

Donde ρ es la densidad del fluido, t es el tiempo y v la velocidad del fluido.

El primer término de la ecuación es la variación en el tiempo de la densidad. El segundo término describe el flujo neto de masa que sale de la superficie cerrada y se denomina término convectivo.

3.4.2 Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

Proviene de la segunda ley de Newton, la cual indica que la variación de cantidad de movimiento de un fluido será igual a la suma de fuerzas que actúan sobre el fluido. Se pueden distinguir dos tipos de fuerzas en un fluido: las fuerzas de superficie, como son las fuerzas por presión o viscosidad, y las fuerzas másicas, como son las fuerzas por gravedad, fuerzas de Coriolis o fuerzas centrífugas.

De esta manera, para tres dimensiones, las ecuaciones serán las siguientes:

$$\begin{aligned}\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho(v \cdot \nabla)v &= \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \\ \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho(v \cdot \nabla)v &= \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \\ \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho(v \cdot \nabla)v &= \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz}\end{aligned}$$

Donde p es la presión sobre el fluido, τ la tensión producida por la viscosidad y S_M es un término fuente que denota la contribución de fuerzas másicas. Por ejemplo, la fuerza debida a la gravedad sería $S_{Mx} = 0$, $S_{My} = 0$ y $S_{Mz} = -\rho g$.

En los casos en los que el efecto de variación de la densidad del fluido con la temperatura sea significativo, una forma de incluir su efecto en la ecuación de cantidad de movimiento es mediante la aproximación de Boussinesq. Esta aproximación, que se suele utilizar cuando la variación con la temperatura es existente pero no elevada, consiste en modelar numéricamente el fluido como incompresible y el efecto de la variación de la densidad mediante el término $S_{Mz} = -\rho g \beta (T - T_{ref})$, siendo T_{ref} la temperatura de referencia, la cual se ha asumido como 288 K en el presente trabajo y β el coeficiente de expansión térmica del fluido, $\beta = \frac{1}{T}$.

3.4.3 Ecuación de conservación de la energía

La ecuación de la conservación de la energía deriva de la primera ley de la termodinámica, que establece que la variación de energía de una partícula de fluido es igual a la variación de calor de la partícula más el trabajo realizado sobre la partícula.

$$\rho \frac{\partial E}{\partial t} + \rho (E \cdot \nabla) E = -\nabla \cdot (p\mathbf{u}) + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \nabla \cdot (k\nabla T) + S_E$$

En esta ecuación la energía E la compone tanto la energía interna como la cinética del fluido. La energía potencial se tiene en cuenta como una fuerza másica que se incluye en el término fuente S_E , el cual es una fuente de energía por unidad de volumen y tiempo.

3.4.4 Ecuaciones del modelo de turbulencia

Todos los flujos, tanto los simples, como chorros bidimensionales, flujos por tuberías o capas límite en placas planas; como flujos tridimensionales más complejos, se vuelven turbulentos por encima de un cierto valor de número de Reynolds. En esta situación se desarrolla un estado de movimiento caótico y aleatorio en el que la velocidad y la presión varían continuamente con el tiempo dentro de regiones del flujo. Simular esta situación requeriría de un coste computacional que actualmente es inviable. Por este motivo, en vez de resolverse las ecuaciones de Navier-Stokes, para turbulencia se puede recurrir a tres métodos: Large Eddy Simulation (LES), Direct Numerical Simulation (DNS) y Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS).

El método LES filtra el espacio de las ecuaciones no estacionarias de Navier-Stokes antes de realizar los cálculos, quedándose sólo con los remolinos más grandes y descartando los pequeños. Los efectos de los remolinos pequeños se tienen en cuenta en el flujo resuelto mediante un modelo que se denomina Sub Grid Scale (SGS). Las ecuaciones no estacionarias tienen que resolverse, por lo que este método requiere de una gran capacidad de cálculo y almacenamiento.

El DNS calcula el flujo medio y todas las fluctuaciones de velocidad debidas a la turbulencia. Las ecuaciones se resuelven en una malla lo suficientemente fina y en pasos de tiempo lo suficientemente pequeños como para poder calcular las variaciones más pequeñas. Estos cálculos son extremadamente costosos, por lo que no se usan para cálculos de flujo industrial.

Las denominadas RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) se basan en que una magnitud instantánea se descompone en sus magnitudes fluctuantes y promediadas en el

tiempo, y su resolución requiere de un menor coste computacional. De esta manera, la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento es:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\bar{p} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right)$$

El lado izquierdo de esta ecuación representa el cambio en el momento medio del fluido debido a la inestabilidad en el flujo medio y a la convección por el flujo medio. Este cambio es debido a las fuerzas másicas medias, las tensiones debidas al campo de presiones medio, las tensiones viscosas y a una componente de turbulencia, $-\rho \overline{u'_i u'_j}$.

Para modelos con viscosidad turbulenta lineal existe la siguiente relación:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

La viscosidad turbulenta $\mu_t (= \rho \nu_t)$ es una propiedad del flujo que necesita ser modelada y deriva de variables turbulentas como son la energía cinética turbulenta k y la tasa de disipación turbulenta ε , mientras que la viscosidad dinámica, μ , es una propiedad del fluido que puede ser medida. La viscosidad turbulenta varía con la posición, y para números de Reynolds muy altos es mucho mayor que la viscosidad dinámica.

Los modelos con viscosidad turbulenta son populares porque son fáciles de implementar, la viscosidad extra ayuda a la estabilidad y tienen algunos fundamentos teóricos en flujos cuya deformación viene dada por una sola componente de la velocidad y el gradiente de la velocidad es constante y perpendicular a la velocidad. Sin embargo, con estos modelos, la anisotropía y los eventos que ocurren en el entorno y cambian las condiciones del estudio se descuidan. Además, dado que solo se utiliza un escalar (μ_t), solo una componente turbulenta ($-\rho \overline{u'_i u'_j}$) se puede representar con precisión, por lo que no se consiguen buenos resultados en flujos muy complejos.

3.5 Métodos de discretización

Como se ha visto, las ecuaciones que rigen el comportamiento de un fluido son diferenciales cuya resolución analítica no es viable.

Para poder hallar una solución numérica aproximada es necesario discretizar, es decir, aproximar un problema continuo a cantidades discretas. En CFD se distinguen tres discretizaciones:

- Discretización espacial: divide el dominio computacional en elementos más pequeños que constituyen la malla.
- Discretización de las ecuaciones: a partir de las ecuaciones diferenciales se genera un sistema de ecuaciones algebraicas que sí se pueden resolver numéricamente.
- Discretización temporal: se divide el tiempo en intervalos llamados pasos. Solo se aplicará a problemas transitorios.

Los métodos de discretización más usados en el ámbito de CFD son elementos finitos, volúmenes finitos y diferencias finitas.

3.5.1 Método de las diferencias finitas

Este método emplea el desarrollo en serie de Taylor para discretizar las derivadas de las variables de flujo. La mayor ventaja de este método es su simplicidad teórica y la posibilidad de aumentar la precisión aumentando el orden de aproximación de las derivadas.

Sin embargo, se requiere de una malla estructurada, por lo que no puede aplicarse a cualquier problema, quedando excluidos aquellos problemas con geometrías muy complejas. Además, sólo se puede aplicar sobre ecuaciones en coordenadas cartesianas. Por estas desventajas no suele usarse en aplicaciones industriales.

3.5.2 Método de los volúmenes finitos

El método de los volúmenes finitos utiliza directamente las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en su forma integral. Su principal ventaja es que la discretización espacial se lleva a cabo en el espacio físico del problema, por lo que no hay problemas con la transformación entre sistemas de coordenadas, al contrario que en el método de las diferencias finitas.

Comparado con el método de las diferencias finitas, éste es mucho más flexible, ya que puede implementarse tanto en mallas estructuradas como en mallas no estructuradas, pudiendo resolver problemas con geometría complejas. Bajo ciertas condiciones este método es equivalente al de las diferencias finitas. Por ello, hoy en día, es el método más utilizado.

3.5.3 Método de elementos finitos

Este método puede utilizar mallas estructuradas o no estructuradas y tiene una base matemática muy rígida. Sin embargo, en ciertos casos, este método es equivalente al método de los volúmenes finitos, pero requiere de un esfuerzo matemático mucho mayor, por lo que se suele utilizar menos.

En ocasiones se puede combinar con el método de los volúmenes finitos (normalmente en mallas estructuradas), como puede ser para el tratamiento de las condiciones de contorno y la discretización de flujos viscosos.

4 INTRODUCCIÓN A LA CLIMATIZACIÓN

La climatización consiste en otorgar a un espacio determinado las condiciones de temperatura, humedad relativa, calidad del aire y presión necesarias para el confort de personas o bien las necesarias para la conservación de un producto o para un proceso de fabricación. Para dotar dichas condiciones a un recinto será necesario contar con una instalación capaz de producir frío, calor o ambos y distribuirlo de manera adecuada.

Para la producción de frío o calor se utiliza un equipo denominado generador. Se pueden distinguir dos tipos de generadores principales:

- **Caldera:** Está formada por el quemador, cuya función es transmitir al agua el calor liberado por la combustión, y el cuerpo de la caldera. Se emplean combustibles como el gasóleo, gas natural, gases licuados del petróleo o biomasa.
- **Máquinas frigoríficas:** Son un conjunto de elementos mecánicos que mediante ciclos de evaporación, compresión, condensación y expansión de un fluido denominado refrigerante transmiten calor desde un llamado foco frío a un foco caliente. Cuando la única función de una máquina frigorífica es enfriar el foco frío se llama una máquina de "solo frío". Cuando su función es calentar el foco caliente se llama Bomba de calor. Si es posible invertir el ciclo, pudiendo enfriar el foco frío o calentar el foco caliente dependiendo del sentido de éste, entonces la maquina es una Bomba de calor reversible.

El fluido portador es el medio por el cual se transporta la energía térmica generada por las canalizaciones de una instalación de climatización. Este fluido suele ser aire o agua (con o sin aditivos), aunque dependiendo de las condiciones de operación se puede sustituir por fluidos portadores anticongelantes.

4.1 Tipos de instalación

Las instalaciones se pueden clasificar atendiendo a dos factores: la centralización de las unidades y el tipo de fluido portador.

4.1.1 Según centralización de las unidades

- **Instalación unitaria:** La producción de frío y/o calor es independiente para cada local. Ejemplos de este tipo de climatización son los equipos de ventana o los splits.
- **Instalación centralizada:** Instalación donde la producción de frío y/o calor se realiza en una central desde la que se aporta la energía térmica a varios subsistemas o unidades por medio del fluido portador.
- **Instalación semicentralizada:** Es aquella donde la producción de frío y/o calor está total o parcialmente centralizada, siendo la unidad receptora individual o unitaria.

4.1.2 Según el fluido portador

4.1.2.1 Sistemas todo aire

Los sistemas todo-aire están formados por un equipo compacto o por una unidad de tratamiento de aire central separada del espacio que se acondiciona. Como su nombre indica el fluido portador es el aire, que generalmente se distribuye mediante un solo

conducto con salidas standard de distribución y control directo de las condiciones del local. Estos sistemas se suelen utilizar en áreas destinadas a usos con condiciones constantes, aunque también se pueden utilizar en condiciones variables. Los sistemas convencionales se pueden clasificar en dos categorías principales: de volumen constante y temperatura variable y de volumen variable y temperatura constante.

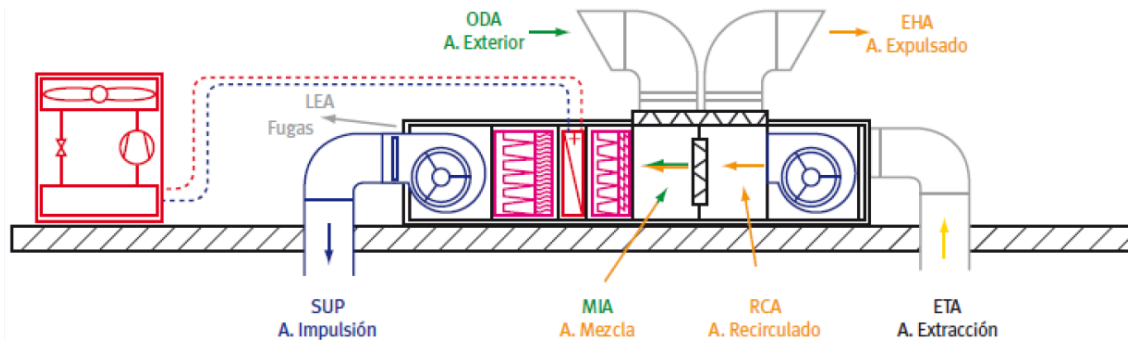


Figura 5: Sistema todo-aire [25]

Estos sistemas son de fácil instalación, manejo y diseño. Esto, junto con bajos requisitos y mínimas exigencias físicas de los componentes hacen que el coste inicial sea bajo. Como todos los elementos de los aparatos de servicio y refrigeración están concentrados en una misma ubicación, diferente al local o locales que se acondicionan, su funcionamiento será silencioso y además las operaciones de servicio y mantenimiento estarán centralizadas en la sala de máquinas.

Las desventajas de los sistemas todo-aire son que necesitan un mayor espacio para la distribución de conductos, sobre todo cuando las unidades de tratamiento están muy alejadas. Además, los caudales de aire que circulan por los conductos se deben regular para cada uno de los locales a acondicionar, lo que en ciertas ocasiones puede ser dificultoso.

4.1.2.2 Sistemas todo-agua

En estos sistemas, también llamados sistemas hidrónicos, solo llega agua a los locales que se desea climatizar, que puede ser caliente o fría. No se distribuye aire desde la unidad central. Cuando el único propósito es el de únicamente aumentar la temperatura del local se utilizan los radiadores, mientras que si el objetivo es disminuir o aumentar la temperatura se utilizarán ventilosconvectores (también llamados ventilador-serpentin, o fan-coil en inglés). En este último caso la climatización es incompleta, lo que lleva a introducir un sistema que renueve el aire interior con aire exterior.

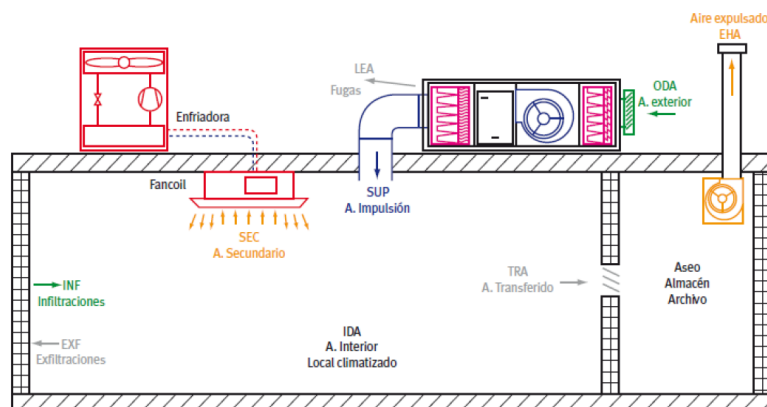


Figura 6: Sistema todo-agua [25]

Los sistemas todo-agua para uso comercial suelen tener un coste menor y una ocupación de espacio considerablemente menor a los sistemas todo aire, aunque para uso

residencial esto no se cumple necesariamente. Tanto el calor específico como la densidad son mayores en el agua que el aire, lo que implica una menor cantidad de volumen necesaria de agua para transferir la misma cantidad de calor. Como resultado el área de las tuberías de agua es mucho menor que el área necesaria para un conducto de ventilación para el mismo trabajo y, por lo tanto, los sistemas todo-agua son útiles cuando el espacio para la instalación es reducido.

Las desventajas de este tipo de sistema residen en la limitación del control de la humedad y los costes de mantenimiento de los múltiples ventiloconvectores.

4.1.2.3 Sistemas aire-agua

Estos sistemas distribuyen agua fría o caliente y aire acondicionado desde una unidad central a los diferentes espacios a climatizar, que cuentan con sus respectivas unidades.

La mayor parte de la energía se conduce a través del agua, por lo que las cantidades de aire distribuido son las necesarias para la ventilación. Usualmente el aire se conduce a altas velocidades. Esto hace que el espacio requerido para los sistemas aire-agua sea reducido, similar al necesario en sistemas todo-agua.

Existen dos tipos principales de sistemas aire-agua:

- Ventiloconvectores. Son unidades terminales que reciben el agua y el aire desde la unidad central y distribuyen el calor o el frío al ambiente mediante unas baterías provistas de un ventilador.

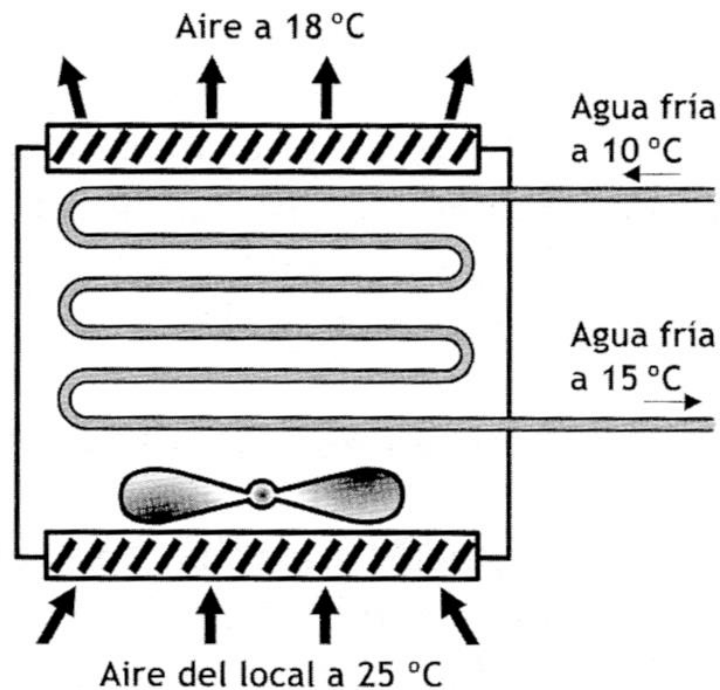


Figura 7: Esquema básico de un ventiloconvector [12]

- Inductores. También reciben el agua y aire desde la unidad central. El aire recibido a la unidad se denomina aire primario. Este aire circula a gran velocidad, lo que induce al aire del recinto (denominado aire secundario) a través de la unidad, produciéndose la transferencia de calor entre éste y el agua. No requiere de ventiladores o motores, por lo que el mantenimiento se reduce considerablemente.

4.2 Ventilación

La ventilación consiste en sustituir el aire del interior de un espacio por otro a la temperatura, humedad y calidad requeridas. A los seres humanos la ventilación les resuelve funciones vitales como son la provisión de oxígeno para la respiración o el control del calor que producen, así como proporciona condiciones de confort. No solo es necesaria una correcta ventilación en recintos donde se espere ocupación humana, si no que para máquinas e instalaciones y procesos industriales la ventilación permite controlar el calor, la toxicidad o la potencial explosividad del ambiente.

4.2.1 Distribución de aire en espacios acondicionados

En el presente trabajo se estudiarán las condiciones térmicas y de difusión del aire dentro de una oficina. Para alcanzar las condiciones de calidad y confort del aire éste es tratado mediante un sistema de climatización todo aire. Dado que el estudio CFD se realiza únicamente en el interior del recinto sobre todo son de interés los fenómenos que se dan en el interior de este y conocer cuáles son los factores que modifican la distribución del aire y los principios por los que ésta se rige.

El aire llega a los recintos a través de ciertos dispositivos denominados genéricamente unidades terminales de impulsión (UTI) que pueden adoptar formas muy diversas: difusores de inducción elevada con venas radiales rotativas, de geometría fija o variable, toberas de largo alcance y bajo ruido, elementos para difusión por desplazamiento, así como una gran selección de rejillas y difusores. La finalidad de todos estos tipos de UTI es la misma: facilitar la llegada del y su posterior mezcla con el aire del recinto.

4.2.1.1 Factores a tener en cuenta

Temperatura

El sistema de distribución de aire debe de estar diseñado de modo que la temperatura del recinto se mantenga dentro de los límites establecidos por la normativa. En una habitación se admite una variación máxima aproximada de 1 °C entre los distintos puntos de la zona ocupada. Si se trata de un grupo de habitaciones situadas dentro de un espacio la variación máxima será de 1,7 °C. Las variaciones de temperaturas son, generalmente, más rechazables durante la época de calefacción que durante la de refrigeración.

Velocidad del aire

En la Tabla 1, obtenida del manual de Carrier [12], se pueden ver las velocidades de aire recomendables en espacios acondicionados y las reacciones de los ocupantes a ellas. En el caso de estudio la velocidad debería de estar comprendida entre 0,12 y 0,25 m/s.

Tabla 1: Velocidades de aire recomendadas

Velocidad (m/s)	Reacción	Aplicación recomendada
0 – 0,8	Quejas por estancamiento del aire	Ninguna
0,12	Proyecto ideal. Favorable.	Todas las aplicaciones comerciales
0,12 – 0,25	Probablemente favorable, pero la máxima velocidad admisible para personas sentadas	Todas las aplicaciones comerciales

	es de 0,25 m/s aproximadamente	
0,35	Desfavorable, los papeles ligeros colocados en las mesas son insuflados	Ninguna
0,4	Límite máximo para personas que se desplazan lentamente. Favorable	Almacenes y comercios
0,4 – 1,5	Instalaciones de acondicionamiento de aire de algunas fábricas. Favorable	Velocidades más altas de acondicionamiento para refrigeración de punto o localizada

Dirección del aire

Para una persona sentada la dirección conveniente del aire es aquella en la que se mueve directamente hacia su frente, siendo aceptable una dirección vertical de arriba hacia abajo. Las peores situaciones son en las que el aire se dirige a su espalda o hacia ella a muy poca altura. Esto se ve reflejado en la Figura 8.



Figura 8: Dirección conveniente del aire [12]

Pérdida de carga

Es la diferencia de presiones entre el aire que llega a la UTI y el que aire en la boca de salida. Esto depende enormemente de la morfología de la UTI y, dado que en el estudio se simula directamente desde la boca de salida no se entrará en más detalles en este apartado.

4.2.1.2 Principios de la distribución de aire

Alcance

El alcance es la distancia horizontal que recorre una corriente de aire desde la boca de salida. La medida de esta distancia se realiza a 2,1 metros por encima del suelo y

comprende desde la boca de salida hasta un punto donde la velocidad alcanza un valor mínimo definido, generalmente 0,25 m/s.

El alcance es proporcional a la velocidad de aire primario a la salida de la boca de impulsión.

Caída

Es el mismo concepto que el alcance, pero en este caso tomando en cuenta la distancia vertical.

El aire que sale de la UTI forma un chorro que, cuando se proyecta sobre o muy cerca de una superficie, se produce un fenómeno muy importante que es la adhesión del chorro sobre la superficie, también denominado Efecto Coandă. Esto se produce por la existencia de bajas presiones en el espacio entre la vena y la superficie. Cuando este efecto está presente el chorro adherente disminuye la caída y aumenta el alcance. Se debe de tener muy en cuenta este efecto, ya que hay situaciones en las que es preferible evitarlo y otras en las que puede ser interesante aprovecharlo.

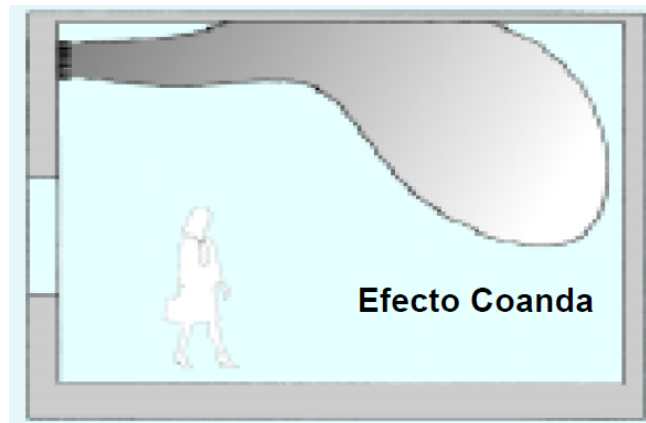


Figura 9: Efecto Coandă [13]

El efecto Coandă queda anulado cuando la vena se encuentra con algún obstáculo como puede ser una viga o una luminaria que sobresalga. Si se quiere beneficiar de este efecto se debe colocar la impulsión en la medida de lo posible de tal modo que la vena sea paralela al obstáculo.

Inducción

La inducción es el arrastre de aire del recinto por parte del aire impulsado por la boca de salida. El aire que sale directamente de la boca de impulsión se denomina aire primario, y el que es aspirado y arrastrado a lo largo de la trayectoria del aire primario se denomina secundario. La corriente conjunta de los dos aires se denomina aire total.

La ecuación que rige la inducción es la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento:

$$\dot{m}_1 c_1 + \dot{m}_2 c_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) c_3$$

Donde:

\dot{m}_1 es el caudal másico de aire primario;

\dot{m}_2 es el caudal másico de aire secundario;

c_1 es la velocidad de aire primario;

c_2 es la velocidad de aire secundario; y

c_3 es la velocidad de aire total.

En la mayoría de los casos se puede suponer que la densidad del aire es constante, por lo que la ecuación anterior pasa a ser:

$$\dot{V}_1 c_1 + \dot{V}_2 c_2 = (\dot{V}_1 + \dot{V}_2) c_3$$

Donde:

\dot{V}_1 es el caudal volumétrico de aire primario y

\dot{V}_2 es el caudal volumétrico de aire secundario.

Se puede definir la razón de inducción R como la relación entre aire total y aire primario:

$$R = \frac{\dot{V}_1 + \dot{V}_2}{\dot{V}_1}$$

Como se ha comentado anteriormente el alcance es función de la velocidad, y el decremento de la velocidad depende de la relación de inducción, el alcance varía inversamente proporcional a la cantidad de inducción.

La cantidad de inducción es directamente proporcional al perímetro de la corriente de aire primario. Una boca de impulsión en forma de rectángulo largo y estrecho consigue la mayor inducción con el menor alcance, mientras que una con sección circular obtiene el mayor alcance con la menor inducción.

Dispersión

La dispersión es el ángulo de divergencia de la corriente de aire después de salir de la boca de impulsión. Al igual que la inducción, la ley que rige la dispersión es la de la cantidad de movimiento.

Una boca de impulsión por la que expulsa aire uniformemente hacia delante sin ninguna interposición produce una dispersión de 18° a 20°, tanto vertical como horizontalmente. La forma de la boca afecta a esta dispersión, pero prácticamente todas consiguen unos valores de entre 15° a 23°.

Envolvente

Designa el lugar geométrico de los puntos del recinto en los que la velocidad del aire es mayor o igual a una velocidad concreta, denominada velocidad terminal. Esta velocidad no presenta un valor fijo, pero se suele utilizar 1 m/s para el aire primario y 0,25 m/s para el aire total.

Zona de estancamiento

Las corrientes de convección producen zonas en las que el aire está estratificado respecto a la temperatura y la velocidad de este es prácticamente nula (inferior a 0,1 m/s). Estas zonas son las zonas de estancamiento y, en refrigeración suelen situarse cerca del techo mientras que en calefacción cerca del suelo.

4.2.1.3 Disposiciones de las bocas de impulsión y retorno

Las posiciones de las bocas de impulsión y retorno pueden ser muy diversas y es importante disponerlas adecuadamente con el fin de obtener la mejor difusión de aire posible. La arquitectura interior, la construcción del edificio y focos de contaminantes o partículas de polvo influyen en la ubicación de las bocas.

Los principios que rigen la distribución del aire respecto al flujo, caída de presión, capacidad y circulación de aire en el recinto crean unas limitaciones, posiblemente distintas a las anteriores, para el sistema de distribución de aire.

Las cargas térmicas producidas por la ocupación de personas, el calor desprendido por maquinaria u otro equipo, la situación de paredes exteriores y ventanas también influyen en la elección de la ubicación de las bocas de impulsión y retorno.

En muchas situaciones es imposible conseguir que la disposición del sistema de ventilación sea la óptima para cada uno de los condicionantes descritos, por lo que se debe tratar de conseguir la mejor distribución posible en cómputo general.

Para recintos de dimensiones discretas las disposiciones más comunes son las que se presentan a continuación.

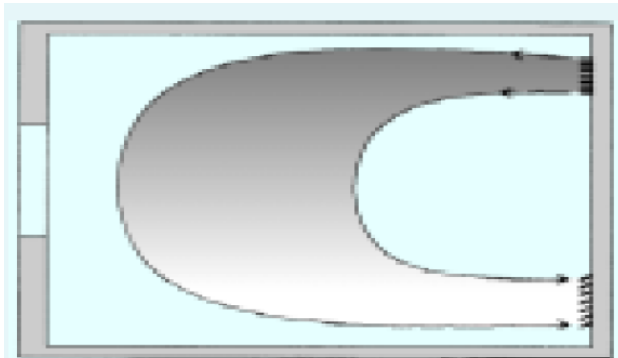


Figura 10: Impulsión lateral. Aspiración por rejilla baja [13]

de aire hacia abajo y evitar el obstáculo, pero esto podría producir malestar en los ocupantes ya que el aire entraría en la zona de ocupación con demasiada velocidad.

La situación del retorno en la zona baja de la pared es la óptima, sobre todo para el caso de calefacción, ya que primero es aspirado el aire frío, que por tener mayor densidad se encuentra en la zona inferior del local.

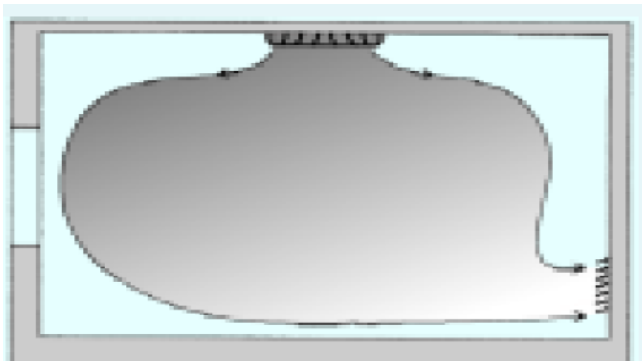


Figura 11: Impulsión por el techo. Aspiración por rejilla baja [13]

La impulsión y aspiración por el suelo logra una buena homogeneidad de temperatura en el recinto sin necesidad de tener una altura de techo importante. No obstante, para casos en los que el recinto esté destinado a las personas, sobre todo si están sentadas, esta distribución es inadmisibles ya que resultaría molesta. Además, tanto la impulsión como el retorno supondrían colectores de suciedad, que imponen condiciones difíciles de trabajo a los filtros.

La Figura 10 muestra una impulsión lateral con retorno de pared. Para locales con poca altura de techo ésta es la disposición más clásica ya que distribuye eficazmente el aire. Las bocas de impulsión pueden adoptar cualquier forma.

Como el techo está libre de obstrucciones la ubicación de la boca de impulsión en la pared se prefiere elevada. Si hubiese por ejemplo una viga, la impulsión se situaría a menor altura para evitar ese obstáculo. Otra opción sería utilizar deflectores para dirigir la corriente

La disposición de la Figura 11 es la de impulsión por techo. Esta disposición permite la introducción de grandes caudales de aire con una buena distribución, pero hay que tener en cuenta que se necesitan alturas superiores a los 3 metros, sobre todo si la propulsión es directa hacia abajo, ya que el aire de impulsión necesita mezclarse con el aire secundario antes de llegar a la zona ocupada. En general los difusores de techo son circulares o cuadrados. La boca de aspiración en el zócalo suele ser una rejilla rectangular alargada.

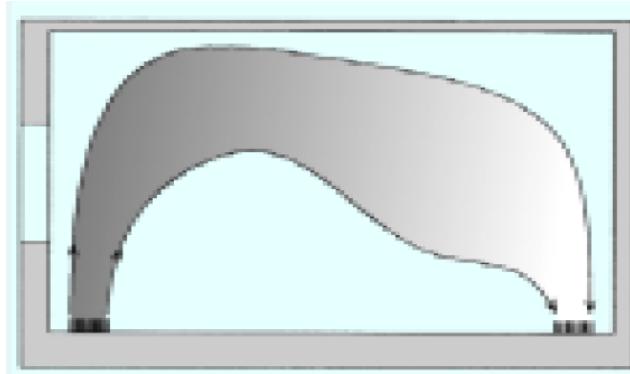


Figura 12: Impulsión y aspiración por el suelo [13]

La Figura 13 muestra un sistema en bloque, cuya ventaja es la compacidad, solo es recomendable para refrigeración o para recintos de gran tamaño como puede ser una nave industrial, ya que para el caso de calefacción se producen diferencias de temperatura importantes.

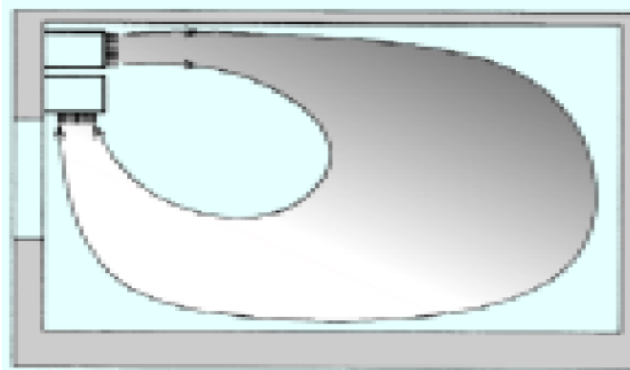


Figura 13: Impulsión y aspiración en un bloque [13]

Si los locales alcanzan dimensiones considerables o formas irregulares debe de zonificarse la difusión recurriendo a distribuir los impulsores orientando sus descargas y acoplando sus efectos de modo que no resulten contrarios.

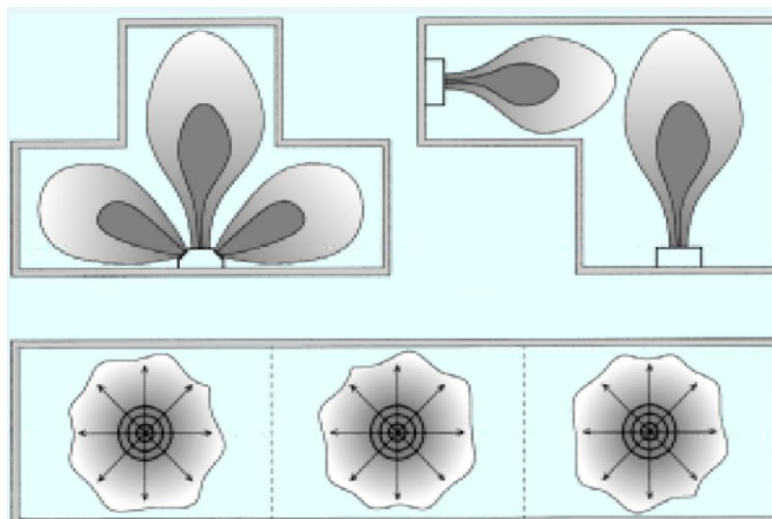


Figura 14: Zonificación de espacios para distribuir la difusión [13]

4.2.1.4 Tipos de difusores

Estos elementos tienen como función modificar la velocidad y dirección de la corriente de aire suministrada, así como distribuirla lo más homogéneamente posible. Existen diversas formas de clasificación, pero en este caso atenderemos exclusivamente a la clasificación según su morfología.

Difusores de techo

La difusión por techo es la mejor, ya que se encuentra fuera de la zona ocupada. Estos difusores pueden tener forma circular o cuadrada.

Los difusores circulares están contruidos por varios conos concéntricos que proyectan el aire paralelamente al techo y en todas direcciones. Otro tipo presenta aletas torsionadas que impulsan el chorro en espiral. También existen semicirculares, adecuados para una situación cercana a una pared. Algunos llevan incorporados dispositivos de regulación que permiten orientar el chorro parcialmente hacia el suelo. Es conveniente la instalación una compuerta en el conducto de alimentación del difusor para regular el caudal de aire. El radio de difusión viene definido por la velocidad terminal, indicada en el catálogo del fabricante.

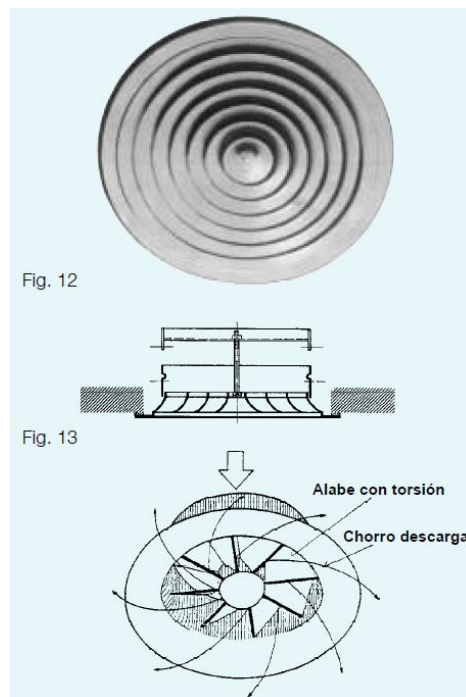


Figura 15: Difusor de techo circular [13]

Los difusores cuadrados se comportan de manera similar a los circulares, con la diferencia de que se acentúan los cuatro chorros correspondientes a los cuatro lados del cuadrado. Existen modelos que pueden descargar por solo tres, dos o un solo lado, pudiendo ser utilizados los dos últimos en algunas paredes.

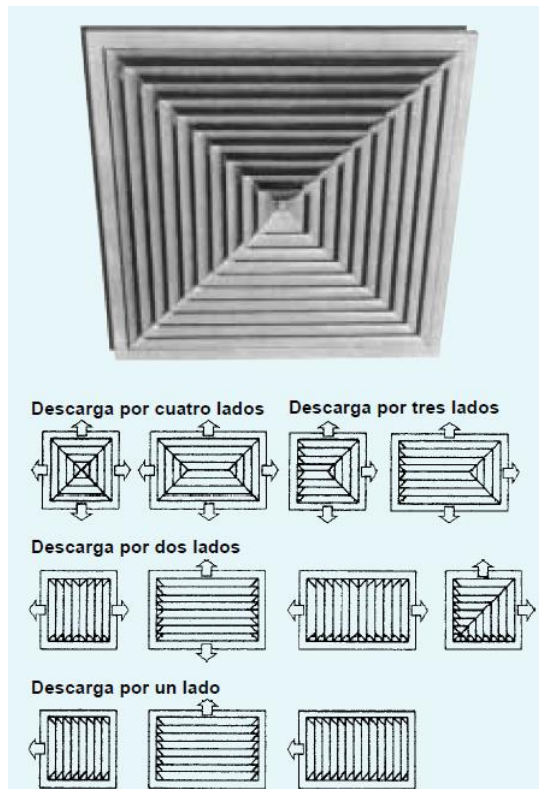


Figura 16: Difusor de techo cuadrado [13]

Difusores rectilíneos

La principal aplicación de estos difusores es en aire acondicionado mural. Suelen ser rectangulares, desde proporciones cercanas a un cuadrado hasta rendijas de varios metros de longitud. En todos los casos se dispone de aletas paralelas, pudiendo ser horizontales o inclinadas, y normalmente fijas, aunque también existen regulables.

El alcance del chorro y la dispersión está influido por la forma de la rejilla. Unas láminas horizontales producirán una divergencia de entre 18° y 20° en todas las direcciones, lo que vienen a ser unos 30 cm por cada 2 m de alcance de la impulsión.

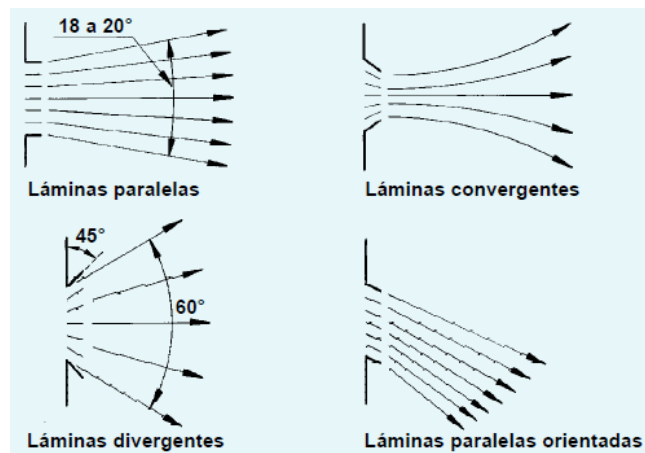


Figura 17: Difusores rectilíneos [13]

Con guías convergentes la vena a muy corta distancia de la boca se contrae ligeramente, pero poco después se alcanza la misma dispersión que con láminas

horizontales. La ventaja reside en que la distancia de propulsión aumenta en torno al 15% respecto a las láminas horizontales.

Con deflectores divergentes se produce un ensanche de la vena muy marcado en cuanto a su dirección y alcance. Estando los deflectores laterales a 45° con el conducto y los interiores formando ángulos intermedios, se produce una corriente de aire cuyo ángulo horizontal es de 60° aproximadamente. En estas condiciones el alcance se llega a reducir hasta un 50%.

Difusores de suelo

Estos difusores se deben colocar en la periferia del recinto junto a las paredes, evitando de esta manera la obstaculización del chorro por los ocupantes y mobiliario. Suelen estar empotrados en el suelo, y llevan aletas que permiten la modificación de la orientación del chorro, así como compuertas de regulación de caudal.

Bocas de aspiración

El retorno o descarga del aire hacia el ambiente exterior se realiza a través de ellas. Normalmente poseen aletas fijas, inclinadas de tal manera que no se vea el interior del conducto, aunque también pueden ser una simple malla. Para bocas rectangulares o lineales, por efectos estéticos, se suelen utilizar bocas iguales a los difusores de impulsión. Generalmente se instala una boca de aspiración por cada dos de impulsión.

4.2.1.5 Limitaciones de ruido

Resulta complejo calcular las condiciones de ruido atendiendo al caudal de aire y a las características absorbentes del recinto. De forma general se pueden utilizar las velocidades de impulsión de la Tabla 2, obtenida del manual de Carrier [12], que proporcionan niveles de ruido aceptables para algunos tipos de aplicaciones.

Tabla 2: Velocidades recomendadas en las bocas de salida

Aplicación	Velocidad (m/s)
Estudios de radiodifusión	1,5 – 2,5
Residencias	2,5 – 4
Apartamentos	2,5 – 4
Iglesias	2,5 – 4
Dormitorios de hotel	2,5 – 4
Teatros	2,5 – 4
Oficinas particulares, tratadas acústicamente	2,5 – 4
Oficinas particulares, no tratadas	2,5 – 4
Salas de cine	5
Oficinas públicas	5 – 6,5
Almacenes comerciales, plantas superiores	7,5
Almacenes comerciales, planta principal	10

Algunos catálogos ya especifican los niveles máximos de ruido de la boca de impulsión en función del caudal suministrado.

5 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

El despacho presenta unas medidas de 4,85 metros de largo, 3,47 metros de ancho y 3 metros de alto; lo que hace una superficie de 16,83 m² y un volumen total de 50,49 m³.

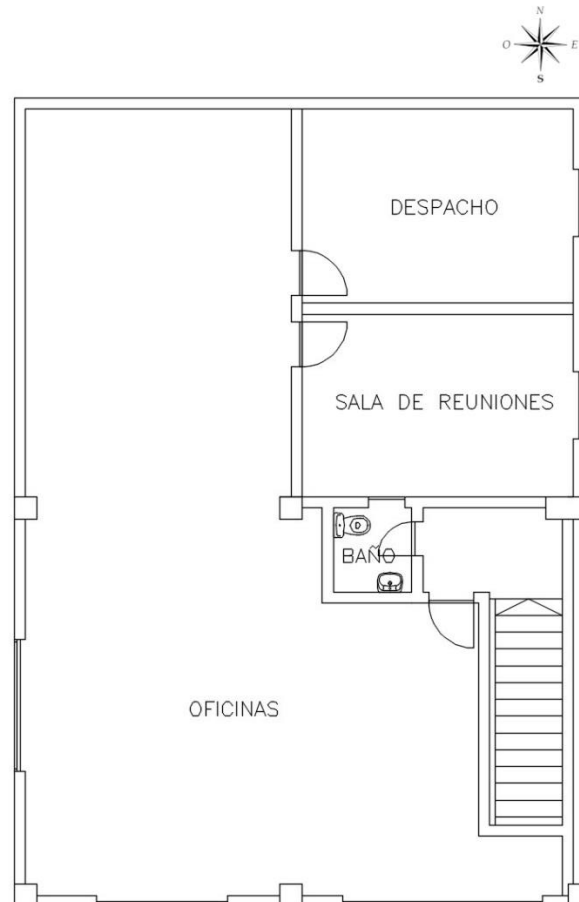


Figura 18: Planta del edificio de oficinas [Elaboración propia]

Se ha trabajado con los siguientes datos de partida:

- Situación: Ferrol (A Coruña).
- Zona climática: La zona climática es función de la capital de provincia y altura respecto a nivel del mar. Según el Documento Básico de Ahorro de Energía (DB-HE) del Código Técnico de la Edificación (CTE) la zona climática correspondiente a Ferrol es la C1.
- Iluminación: el despacho dispone de dos pantallas fluorescentes, cada una de 4x18 W.
- Cerramientos:
 - Fachadas de panel prefabricado de hormigón (20 cm), hormigón ligero (15 cm) y panel aislante (25mm). Densidad superficial 605 kg/m².
 - Ventana de vidrio doble 1,2 x 1,5 m (6 mm de espesor de la lámina de aire).
 - Cubierta de paneles prefabricados clase heráclita (5 cm) con techo suspendido y aislante (63 mm). Densidad superficial de 44 kg/m².

La Tabla 3 indica valores de coeficientes de transmisión de estos cerramientos. Dichos valores no superan los valores límite que especifica el CTE en el DB-HE en función del tipo de cerramiento para la zona climática C1.

Tabla 3: Coeficientes de transmisión de los cerramientos

Cerramiento	W/m ² K
Fachada	0,73
Vidrio	3,49
Cubierta	0,40

Tabla 4: Valores límite de la transmitancia según CTE

D.2.9 ZONA CLIMÁTICA C1

Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno	U_{Mlim}: 0,73 W/m² K
Transmitancia límite de suelos	U_{Slim}: 0,50 W/m² K
Transmitancia límite de cubiertas	U_{Clim}: 0,41 W/m² K
Factor solar modificado límite de lucernarios	F_{Llim}: 0,37

% de huecos	Transmitancia límite de huecos U _{Hlim} W/m ² K				Factor solar modificado límite de huecos F _{Hlim}					
	N/NE/NO	E/O	S	SE/SO	Baja carga interna			Media, alta o muy alta carga interna		
					E/O	S	SE/SO	E/O	S	SE/SO
de 0 a 10	4,4	4,4	4,4	4,4	-	-	-	-	-	-
de 11 a 20	3,4	3,9	4,4	4,4	-	-	-	-	-	-
de 21 a 30	2,9	3,3	4,3	4,3	-	-	-	-	-	-
de 31 a 40	2,6	3,0	3,9	3,9	-	-	-	0,56	-	0,60
de 41 a 50	2,4	2,8	3,6	3,6	-	-	-	0,47	-	0,52
de 51 a 60	2,2	2,7	3,5	3,5	-	-	-	0,42	-	0,46

5.1 Condiciones exteriores de cálculo:

Las condiciones exteriores de cálculo se fijan según el documento de apoyo del DB-HE "Archivos de datos de todas las zonas climáticas" del CTE. Con dicho documento, conseguimos una tabla con los valores de temperatura seca, humedad específica e irradiación solar para cada hora de todos los días de un año de cada zona climática. De este modo, obtenemos los siguientes valores de temperatura seca y humedad específica para los días y horas escogidos de cálculo para la zona climática C1.

Tabla 5: Condiciones exteriores

Estación	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa (%)
Verano	31,3	24
Invierno	0,5	80

Para el cálculo de refrigeración, se ha escogido el día 22 de julio a las 15:00 h debido a que se correspondía a la temperatura más elevada. Para el cálculo de calefacción se ha

escogido el día 24 de enero a las 9:00 h. Este valor se corresponde con uno de los valores más bajos del archivo a las 9 de la mañana, hora a la que el edificio estaría abierto.

5.2 Condiciones interiores de cálculo:

Las condiciones interiores de cálculo se fijan según la IT 1.1.4.1 del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE), obteniendo así las condiciones interiores de temperatura y humedad relativa que proporcionan una sensación de confort a las personas que se encuentran en el interior de este.

Estas condiciones interiores varían en función de la actividad que se realiza en su interior. En el caso de oficinas, dichas condiciones interiores en verano y en invierno son las siguientes:

Tabla 6: Condiciones interiores

Estación	Temperatura operativa (°C)	Humedad relativa (%)
Verano	23 a 25	45 a 60
Invierno	21 a 23	40 a 50

5.3 Cálculo de las cargas térmicas:

Una carga térmica es una ganancia o pérdida de calor que se produce en el local que se desea climatizar. Esta carga puede ser de dos tipos: carga sensible, aquella que tiende a modificar la temperatura debido a las diferencias de temperatura existentes; o carga latente, aquella provocada por la variación de la humedad en el ambiente. A su vez, en función de su origen, las cargas térmicas pueden dividirse en dos tipos, siendo cargas térmicas externas (a través de cerramientos, ventilación, infiltraciones, etc.) o internas (ocupantes, iluminación, equipos, etc.). El planteamiento de cálculo es diferente a la hora de abordar las cargas térmicas en verano y en invierno, debido a que en ocasiones se producirán ganancias que no se contabilizarán en el cómputo total. Sin embargo, tanto en verano como en invierno se abordarán los cálculos desde el punto de vista más desfavorable para la climatización, es decir, en el instante más caluroso en verano y en el instante más frío en invierno.

5.3.1 Cargas térmicas en verano

Para el cálculo de las cargas térmicas en verano, como ya se especificó con anterioridad, se selecciona el momento más desfavorable, es decir, en la hora más calurosa de dicha estación. De acuerdo con el archivo de apoyo del CTE, se considera por lo tanto el 22 de julio a las 15:00 h, hora a la que se dan las condiciones exteriores expuestas en la Tabla 5. A partir de estos datos y de los datos obtenidos anteriormente, de las características de los cerramientos, del número de ocupantes y de la superficie se calcularán las cargas térmicas en verano.

5.3.1.1 Transmisión de calor a través de cerramientos opacos con radiación solar

La ganancia de calor viene dada por:

$$Q = SU(DTE)$$

Donde:

Q es la tasa de transferencia de calor (W),

U es el coeficiente global de transmisión (W/m^2K),

S es la superficie (m^2),

DTE es la diferencia equivalente de temperaturas ($^{\circ}C$).

La diferencia equivalente de temperaturas (DTE) es una diferencia de temperaturas interior y exterior corregida. El empleo de la expresión $SU(T_{ext}-T_{int})$ proporcionaría la transferencia de calor por convección-conducción. Sin embargo, si en lugar de utilizar la diferencia de temperaturas $T_{ext} - T_{int}$ se utiliza DTE se incluye el efecto de la radiación solar variable a través de una estructura. Además, la DTE tiene en cuenta los diferentes tipos de construcción y orientaciones, la situación del edificio (latitud) y las condiciones de proyecto. Su valor se consigue de las Tablas 7 y 8, obtenidas del manual de Carrier [12].

Tabla 7: DTE para paredes

Valedero para muros de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h mes de Julio y 40° de latitud Norte																										
ORIENTACION	PESO DEL MURO *** (kg/m ²)	HORA SOLAR																								
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
NE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1		
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8	
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	3,9	
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	1,7		
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0	
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3	
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7	6,7	
SE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	4,4	3,9	
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0	
S	100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5	
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,1	3,3	2,8	
	700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	
SO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-3,5	-0,5	
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7	
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5	
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	1,3	7,2	7,2	
NO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5	
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	5,3	2,8	
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0	
N (sombra)	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1		
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5	
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		HORA SOLAR																								

Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m².

Tabla 8: DTE pata techos

Valedero para techos de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h mes de Julio y 40° de latitud Norte

CONDI- CIONES	PESO DEL MURO *** (kg/m ²)	HORA SOLAR																								
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
Soleado	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7	
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5	8,9	12,8	16,7	20	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1	
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5	3,3	
	300	5	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10	8,9	7,2	6,1	
400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15	12,8	11,1	10	7,8		
Cubierto de agua	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8	
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0	
Roceado	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7	
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5	-0,5	
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	
En la sombra	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8	
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5	5,5	5,5	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		HORA SOLAR																								

Las Tablas 7 y 8 se corresponden con las siguientes condiciones:

- Intensidad de la radiación solar en julio y a 40° de latitud Norte.
- Intervalo de variación de 11°C de la temperatura seca exterior en 24 horas.
- Temperatura máxima exterior de 35°C y temperatura interior de proyecto 27°C.
- Coeficiente de absorción de paredes y techos de 0,9. Este coeficiente de absorción es de 0,5 para las paredes de color claro y de 0,7 para las de color medio.
- Las horas indicadas son horas solares.

Para condiciones diferentes a estas de referencia, la diferencia de temperatura equivalente viene dada por:

$$DTE_C = a + DTE_{som} + b \frac{R_s}{R_m} (DTE_{sol} - DTE_{som})$$

Siendo:

DTE_C : la diferencia equivalente de temperatura corregida;

a : la corrección proporcionada por la Tabla 9, teniendo en cuenta un incremento distinto de 8 °C entre las temperaturas interior y exterior (esta última tomada a las 15 horas del mes considerado) y una variación de la temperatura exterior distinta de 11°C;

DTE_{som} : la diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra;

DTE_{sol} : la diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada (Tabla 7 u 8);

b : el coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared. Para paredes de color oscuro $b = 1$ (azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro, etc); para paredes de color medio $b = 0,78$ (verde, azul o gris claros); para paredes de color claro $b = 0,55$ (blanco, crema, etc);

R_s : la máxima insolación (W/m^2), correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared); u horizontal (techo);

R_m : máxima insolación (W/m^2) en el mes de julio, a 40° de latitud Norte, a través de una superficie acristalada, vertical, para la orientación considerada (pared); u horizontal (techo).

Tabla 9: Correcciones de diferencias equivalentes de temperatura

Temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 HS																					
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26	-26,5	-27	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8				
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22	-22,5	-23,4	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8				
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18	-18,5	-19	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8				
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14	-14,5	-15	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8				
0	-5	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6				
+2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7	-7,5	-7,9	-8,4	-8,9	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7				
+4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7				
+6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4	-4,5	-5	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8				
+8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2	-2,5	-3	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8				
+10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2	-2,8	-3,3	-3,9				
+12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8				
+14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2				
+16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2				
+18	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2				
+20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2				
+22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10	9,4	8,9	8,3				

El caso de estudio no presenta las condiciones de referencia, por lo que es necesario el uso de la DTE_c . En el presente caso el coeficiente $b = 0,78$ y, según los “Archivos de datos de todas las zonas climáticas” del CTE, la variación de la temperatura exterior en 24 horas para el día designado es de $15,9^\circ C$. La temperatura exterior menos la temperatura interior es $31,3 - 24 = 7,3^\circ C$.

Los valores de R_s y R_m no son necesarios ya que ambos corresponden al mes de Julio, 40° latitud Norte (Ferrol se encuentra a $43,5^\circ$ latitud Norte, pero ya que apenas existe variación se ha asumido su situación en 40° Norte) y a la misma orientación, de modo que su cociente es 1.

Con estos datos se pueden sacar todos los valores de las Tablas 7, 8 y 9 necesarios para los cálculos.

Fachada Este

$$DTE_c = -3,2 + 1,1 + 0,78 \cdot 1 \cdot (10,85 - 1,1) = 5,51^\circ C$$

Fachada Sur

$$DTE_c = -3,2 + 1,1 + 0,78 \cdot 1 \cdot (6,1 - 1,1) = 1,8^\circ C$$

Cubierta

$$DTE_c = -3,2 + 7,2 + 0,78 \cdot 1 \cdot (21,1 - 7,2) = 14,84^\circ C$$

Las paredes Norte y Oeste no se han tenido en cuenta en los cálculos puesto que son paredes interiores que se asume que colindan con espacios también climatizados, es decir, también a temperatura de confort y por tanto se comportan como adiabáticas. El suelo también se ha considerado adiabático asumiendo que en la planta inferior también se encuentran oficinas climatizadas y por tanto a temperatura de confort.

Los resultados obtenidos se indican en la Tabla 10. La cubierta presenta una superficie de 16,83 m² con un coeficiente de transmisión de 0,4 W/m²K. La fachada Este de 14,55 m² y compuesta por un cerramiento de coeficiente de transmisión global 0,73 W/m²K. La fachada Sur, de 10,41 m², cuenta con una ventana de 1,8 m², por lo tanto, la pared restante es de 8,61 m² y cuenta con el mismo cerramiento que la fachada Sur.

Tabla 10: Tasa de transmisión de calor a través de cerramientos opacos con radiación solar

Cerramiento	S (m ²)	DTE _c (°C)	U (W/m ² K)	Q _{trans} (W)
Fachada Este	14,55	5,5	0,73	58,42
Fachada Sur	8,61	1,8	0,73	11,31
Cubierta	16,83	14,84	0,4	99,90

El total de calor transferido a través de los cerramientos es de 169,63 W.

5.3.1.2 Transmisión de calor a través de ventana

Contaremos con una transmisión de calor por convección-conducción, de la misma forma que en el caso de los cerramientos opacos y otra transmisión de calor por la radiación solar que incide sobre ellas, siendo respectivamente:

$$Q_{conv-cond} = SU(T_{ext} - T_{int})$$

$$Q_{rad} = RSf$$

Donde:

$Q_{conv-cond}$ es la tasa de transferencia de calor por conducción-convección (W),

U es el coeficiente global de transmisión (W/m²K),

T_{ext} es la temperatura exterior (°C),

T_{int} es la temperatura interior (°C),

S es la superficie (m²),

Q_{rad} es la tasa de transferencia de calor por radiación (W),

f es el factor solar del acristalamiento (W/m²K),

R es la radiación solar difusa a la hora de cálculo (W/m²).

La Tabla 11 indica la tasa de transferencia de calor por conducción-convección y la Tabla 12 la tasa de transferencia de calor por radiación. Para dicho cálculo se emplea el valor de radiación obtenido del archivo de apoyo del DB-HE.

Tabla 11: Tasa de transmisión de calor por convección-conducción

Cerramiento	S (m ²)	T _{int} (°C)	T _{ext} (°C)	U (W/m ² K)	Q _{conv-cond} (W)
Ventana	1,8	24	31,3	3,49	45,86

Tabla 12: Tasa de transmisión de calor por radiación

Cerramiento	S (m ²)	R (W/m ²)	f	Q _{rad} (W)
Ventana	1,8	92	0,37	61,27

5.3.1.3 Transmisión de calor por ventilación

Es la pérdida calorífica que se producen por la entrada de aire exterior en el local.

En el caso de una oficina la calidad de aire interior corresponde a IDA 2 (calidad buena) según la IT 1.1.4.2.3 del RITE, lo que conlleva un caudal mínimo de ventilación de 12,5 dm³/s por persona, según se indica en la Tabla 13.

Tabla 13: Caudales de ventilación por persona

Categoría	dm ³ /s por persona
IDA 1 (calidad óptima)	20
IDA 2 (calidad buena)	12,5
IDA 3 (calidad media)	8
IDA 4 (calidad baja)	5

Para el cálculo del caudal de aire exterior necesitamos calcular la ocupación en función del uso previsto. Se ha previsto una ocupación de una persona, lo que equivale a una ocupación de 16,83 m²/persona, lo cual cumple con la densidad de ocupación máxima para oficinas de 10 m²/persona según lo estipulado en el Documento Básico de Seguridad en caso de Incendio (DB-SI) del CTE.

Por tanto, el caudal mínimo de ventilación es el caudal por el número de ocupantes:

$$V_{vent} = 12,5 \cdot 1 = 12,5 \frac{dm^3}{s} = 0,0125 m^3/s$$

Esta carga térmica de ventilación se descompone en una carga sensible y otra latente.

La carga térmica sensible se debe a la diferencia de temperatura de este aire exterior con el aire interior y se corresponde con la siguiente ecuación, en la que además se tiene en cuenta la cantidad de aire húmedo presente en el aire:

$$Q_{vent,sens} = V_{vent} \rho_{aire} (c_{p,aire} + c_{p,agua} w_{ext}) (T_{ext} - T_{int})$$

Siendo:

$Q_{vent,sens}$: carga térmica sensible de ventilación (W),

V_{vent} : caudal de ventilación (m³/s),

T_{int} : temperatura interior (°C),

T_{ext} : temperatura exterior (°C),
 $c_{p,aire}$: calor específico del aire (J/KgK),
 $c_{p,agua}$: calor específico del agua (J/KgK),
 w_{ext} : humedad específica exterior (kg H₂O/kg aire),
 ρ_{aire} : densidad del aire (kg/m³).

Los resultados se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14: Calor sensible de ventilación

V_{vent} (m ³ /s)	w_{ext} (kg H ₂ O/kg aire)	$c_{p,aire}$ (J/kgK)	$c_{p,agua}$ (J/kgK)	ρ_{aire} (m ³ /kg)	T_{int} (°C)	T_{ext} (°C)	$Q_{vent,sens}$ (W)
0,0125	0,007826	1012	4180	1,2	24	31,3	114,40

Por otro lado, se encuentra la carga térmica por ventilación latente, que es debida a la transmisión calorífica por el cambio de fase. La correspondiente ecuación es la siguiente:

$$Q_{vent,lat} = V_{vent}\rho_{aire}(w_{ext} - w_{int})h_{lv}$$

Siendo:

$Q_{vent,lat}$: carga térmica latente de ventilación (W),
 V_{vent} : caudal de ventilación (m³/s),
 w_{int} : humedad específica interior (kg H₂O/kg aire),
 w_{ext} : humedad específica exterior (kg H₂O/kg aire),
 h_{lv} : calor latente de cambio de fase del agua (J/kg),
 ρ_{aire} : densidad del aire (kg/m³).

Los resultados se muestran en la Tabla 15. Nótese que el signo negativo indica que el calor es disipado hacia el exterior en lugar de recibido al interior.

Tabla 15: Calor latente de ventilación

V_{vent} (m ³ /s)	h_{lv} (J/kg)	ρ_{aire} (kg/m ³)	w_{ext} (kg H ₂ O/kg aire)	w_{int} (kg H ₂ O/kg aire)	$Q_{vent,lat}$ (W)
0,0125	2257000	1,2	0,007826	0,01090	-104,07

5.3.1.4 Transmisión de calor por ocupantes

Los ocupantes aportan al edificio cargas latentes y carga sensible. Estos valores dependen básicamente de la actividad, sexo y temperatura del local. Por lo tanto, el valor de dichas cargas térmicas será función de la ganancia por ocupante, tanto sensible como latente, del número de ocupantes y de la actividad que se realice en el interior del local. De

este modo, las cargas térmicas por el número de ocupantes se calcularán a partir de las ecuaciones siguientes:

$$Q_{ocup,sens} = n^{\circ} \text{ ocupantes} \cdot G_{sens} = 1 \cdot 71 = 71 \text{ W}$$

$$Q_{ocup,lat} = n^{\circ} \text{ ocupantes} \cdot G_{lat} = 1 \cdot 60 = 60 \text{ W}$$

Siendo:

$Q_{ocup,sens}$: transmisión de calor debido al número de ocupantes, carga sensible (W);

$Q_{ocup,lat}$: transmisión de calor debido al número de ocupantes, carga latente (W);

G_{sens} : ganancia de calor sensible por ocupante (W/ocupante);

G_{lat} : ganancia de calor latente por ocupante (W/ocupante).

En la Tabla 16, obtenida del manual de Carrier [12], se muestran las ganancias de calor por ocupante en función de la actividad que se está realizando y de la temperatura interior. La actividad seleccionada es de empleado de oficina para una temperatura interior de 24 °C en verano.

Tabla 16: Ganancias debidas a los ocupantes

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (W)	Metabolismo medio (W)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
				28		27		26		24		21	
				W		W		W		W		W	
				Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	114	102	51	51	57	45	61	41	67	35	75	27
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	131	116	52	64	56	60	63	53	70	46	79	14
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	139	131	52	79	58	73	63	68	71	60	82	49
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	161											
Sentado, de pie	Farmacia	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
De pie, marcha lenta	Banco												
Sentado	Restaurante	146	161	56	106	64	97	71	90	82	79	94	67
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	234	219	56	164	64	155	72	147	86	133	107	113
Baile o danza	Sala de baile	263	248	64	184	72	176	80	168	95	153	117	131
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante penoso	292	292	79	213	88	204	96	196	111	181	135	158
Trabajo penoso	Pista de bowling Fábrica	438	423	131	292	136	288	142	282	153	270	176	247

5.3.1.5 Transmisión de calor por iluminación

La iluminación del local constituye una fuente de calor sensible.

Tal y como se indicó anteriormente, el despacho cuenta con dos pantallas fluorescentes, cada una de 4x18 W. Por tanto, la potencia total es de 2x4x18 = 144 W. El tamaño estándar de estas lámparas es de unos 60 x 60 cm.

La potencia instalada en iluminación no supera los valores especificados en Sección HE 3 del DB-HE para una zona administrativa, Tabla 17, dado que para el presente caso es 144/16,83 = 8,56 W/m².

Tabla 17: Potencia máxima de iluminación

Uso del edificio	Potencia máxima instalada [W/m2]
Administrativo	12
Aparcamiento	5
Comercial	15
Docente	15
Hospitalario	15
Restauración	18
Auditorios, teatros, cines	15
Residencial Público	12
Otros	10
Edificios con nivel de iluminación superior a 600lux	25

Sin embargo, no toda la energía absorbida por las pantallas se transforma en calor. Para el caso de tubos fluorescentes el 25 % de la energía es transformada en luz, por lo que el 75% restante será la carga térmica. En este caso $144 \times 0,75 = 108 \text{ W}$.

También ha de tenerse en cuenta la cantidad de calor liberado por las reactancias necesarias para el funcionamiento de los fluorescentes. La potencia térmica adjudicada a estas es el 20% de la potencia eléctrica total, es decir $144 \times 0,2 = 28,8 \text{ W}$.

De este modo la carga térmica total por iluminación corresponde a la suma de las cargas de los fluorescentes y reactancias, siendo $108 + 28,8 = 136,8 \text{ W}$.

El flujo de calor que emitirán es la carga térmica entre el área total, resultando en 190 W/m^2 .

5.3.1.6 Otras transmisiones de calor

Se desprecian otras posibles transmisiones tales como las debidas a equipamiento debido a que no se conoce con exactitud el equipamiento a utilizar y que éste no tendría una gran repercusión final. También se desprecia la transmisión de calor debida a la propia instalación e infiltraciones por puerta y ventana.

5.3.1.7 Transmisión de calor total en verano

La carga térmica total en verano se obtiene sumando todas las cargas, Tabla 18.

Tabla 18: Resumen de cargas en verano

Cargas térmicas	Q sensible (W)	Q latente (W)
Cerramientos opacos	169,63	-
Ventana	107,13	-
Ventilación	114,40	- 104,07

Ocupación	71	60
Iluminación	136,8	-
TOTAL	598,96	-44,07

5.3.2 Cargas térmicas en invierno

A la hora de realizar este cálculo, como ya se indicó, no se realizará del mismo modo que para verano. En este caso no se considerará la carga térmica debida a la radiación solar ni por el número de ocupantes del local ya que estos cálculos producirían un beneficio que no se daría en la situación más desfavorable de cálculo.

Como ya se especificó con anterioridad, de acuerdo con el archivo de apoyo del CTE, se selecciona el 24 de enero a las 9:00 como instante más desfavorable del año para las condiciones exteriores.

5.3.2.1 Transmisión de calor a través de cerramientos opacos y ventana

En este caso no se tendrá en cuenta la radiación del sol sobre los cerramientos sino solamente la convección-conducción. Por tanto, al realizar dicho cálculo se tendrá en cuenta únicamente la variación de temperatura entre el exterior y el interior. Del mismo modo que en el cálculo en verano, esta transmisión de calor por convección-conducción será una carga térmica sensible calculada mediante la siguiente ecuación y se aplica tanto a cerramientos opacos como a la ventana.

$$Q = SU(T_{ext} - T_{int})$$

Siendo:

Q : tasa de transferencia de calor por conducción-convección (W),

U : coeficiente global de transmisión (W/m²K),

S : superficie (m²),

T_{int} : temperatura interior (°C),

T_{ext} : temperatura exterior (°C).

Los resultados obtenidos se indican en la Tabla 19. Las superficies de las fachadas, ventana y cubierta, así como sus coeficientes de transmisión globales son los mismos que en el caso en verano.

Tabla 19: Tasa de transmisión de calor a través de cerramientos

Cerramiento	S (m ²)	T _{int} (°C)	T _{ext} (°C)	U (W/m ² K)	Q _{trans} (W)
Fachada Este	14,55	22	0,5	0,73	- 228,4
Fachada Sur	8,61	22	0,5	0,73	- 135,1
Cubierta	16,83	22	0,5	0,4	- 144,7
Ventana	1,8	22	0,5	3,49	- 135,1

El total de transmisión de calor a través de los cerramientos es -643,3 W.

5.3.2.2 Transmisión de calor por ventilación

Esta carga térmica se calculará del mismo modo que en verano, descomponiéndose en una carga térmica sensible y otra latente mediante las siguientes expresiones:

$$Q_{vent,sens} = V_{vent}\rho_{aire}(T_{ext} - T_{int})(c_{p,aire} + c_{p,agua}w_{ext})$$

$$Q_{vent,lat} = V_{vent}\rho_{aire}(w_{ext} - w_{int})h_{lv}$$

Siendo:

$Q_{vent,sens}$: carga térmica sensible de ventilación (W),

$Q_{vent,lat}$: carga térmica latente de ventilación (W),

V_{vent} : caudal de ventilación (m³/s),

T_{int} : temperatura interior (°C),

T_{ext} : temperatura exterior (°C),

$c_{p,aire}$: calor específico del aire (J/KgK),

$c_{p,agua}$: calor específico del agua (J/KgK),

w_{ext} : humedad específica exterior (kg H₂O/kg aire),

w_{int} : humedad específica interior (kg H₂O/kg aire),

ρ_{aire} : densidad del aire (kg/m³),

h_{lv} : calor latente de cambio de fase del agua (J/kg).

Los resultados para el calor sensible y latente se muestran en las Tablas 20 y 21 respectivamente.

Tabla 20: Calor sensible de ventilación

V_{vent} (m ³ /s)	w_{ext} (kg H ₂ O/kg aire)	$c_{p,aire}$ (J/kgK)	$c_{p,agua}$ (J/kgK)	ρ_{aire} (kg/m ³)	T_{int} (°C)	T_{ext} (°C)	$Q_{vent,sens}$ (W)
0,0125	0,004033	1012	4180	1,2	22	0,5	- 331,81

Tabla 21: Calor latente de ventilación

V_{vent} (m ³ /s)	h_{lv} (J/kg)	ρ_{aire} (kg/m ³)	w_{ext} (kg H ₂ O/kg aire)	w_{int} (kg H ₂ O/kg aire)	$Q_{vent,lat}$ (W)
0,0125	2257000	1,2	0,004033	0,009727	-192,77

5.3.2.3 Transmisión de calor por ocupantes

Tal y como se indicó anteriormente, esta transmisión se desprecia en invierno del lado de la seguridad, ya que se pretende el instante más desfavorable.

5.3.2.4 Transmisión de calor por iluminación

Es igual que para el caso de invierno, es decir, un calor sensible de 136,8 W. No obstante, esta carga térmica no se tendrá en cuenta del lado de la seguridad para así obtener el caso más desfavorable posible.

5.3.2.5 Otras transmisiones de calor

Se desprecian otras posibles transmisiones tales como las debidas a equipamiento debido a que no se conoce con exactitud el equipamiento a utilizar, no tendría una gran repercusión final y además aportaría calor cuando lo que se está buscando es la situación más desfavorable. También se desprecia la transmisión de calor debida a la propia instalación e infiltraciones por puerta y ventana.

5.3.2.6 Transmisión de calor total en invierno

La carga térmica total en invierno se obtiene sumando todas las cargas, Tabla 22.

Tabla 22: Resumen de cargas en invierno

Cargas térmicas	Q sensible (W)	Q latente (W)
Cerramientos	- 643,3	-
Ventilación	- 331,81	- 192,77
Iluminación	-	-
TOTAL	- 975,11	- 192,77

5.4 Sistema de climatización

Se va a simular mediante CFD la adecuación de un sistema todo aire. Para ello, se trabajará con una rejilla de impulsión y de retorno, modelo IH de 200 x 100 mm según catálogo [20], con un caudal volumétrico de 150 m³/h, el cual supera el límite inferior de ventilación de 12,5 L/s por persona exigido por la IT 1.1.4.2.3 del RITE. Para un caudal volumétrico de 150 m³/h se obtiene un caudal másico de 150 m³/h x 1,2 kg/m³ = 180 kg/h = 0,05 kg/s.

En verano, la temperatura mínima de impulsión se obtiene de la siguiente expresión:

$$Q_{sensible,verano} = \dot{m}_{imp} c_{p,aire} (T_{int} - T_{imp,verano})$$
$$606,16 = 0,05 \cdot 1012 \cdot (24 - T_{imp,verano})$$

resultando una temperatura máxima de impulsión en verano de $T_{imp,verano}$ de 12°C, que será la que se utilice en el modelo CFD.

En invierno, la temperatura mínima de impulsión se obtiene de la misma manera a partir de:

$$Q_{sensible,invierno} = \dot{m}_{imp} c_{p,aire} (T_{int} - T_{imp,invierno})$$
$$-975,11 = 0,05 \cdot 1012 \cdot (22 - T_{imp,invierno})$$

resultando una temperatura mínima de impulsión en invierno de $T_{imp,verano}$ de 41,27°C. En la simulación CFD se simulará una temperatura de impulsión en invierno de 42°C.

6 VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

La validación se realiza como demostración de que el método numérico representa adecuadamente la realidad física. Esto se puede llevar a cabo comparando los resultados obtenidos numéricamente con resultados obtenidos de tres posibles fuentes: estudios experimentales, resultados numéricos de fuentes confiables y resultados empíricos. En este caso la fuente elegida para validar la precisión del modelo es el estudio experimental de Jiang, Y. y Chen, Q. [1].

El estudio consiste en un recinto de $5,16 \times 3,57 \times 2,28 \text{ m}^3$ cuyo ambiente exterior consta de velocidad de aire nula. Dentro del recinto se encuentra un calentador de 1500 W que generará las fuerzas de flotabilidad. La única entrada o salida del recinto es una puerta de $0,90 \times 1,98 \text{ m}^2$.

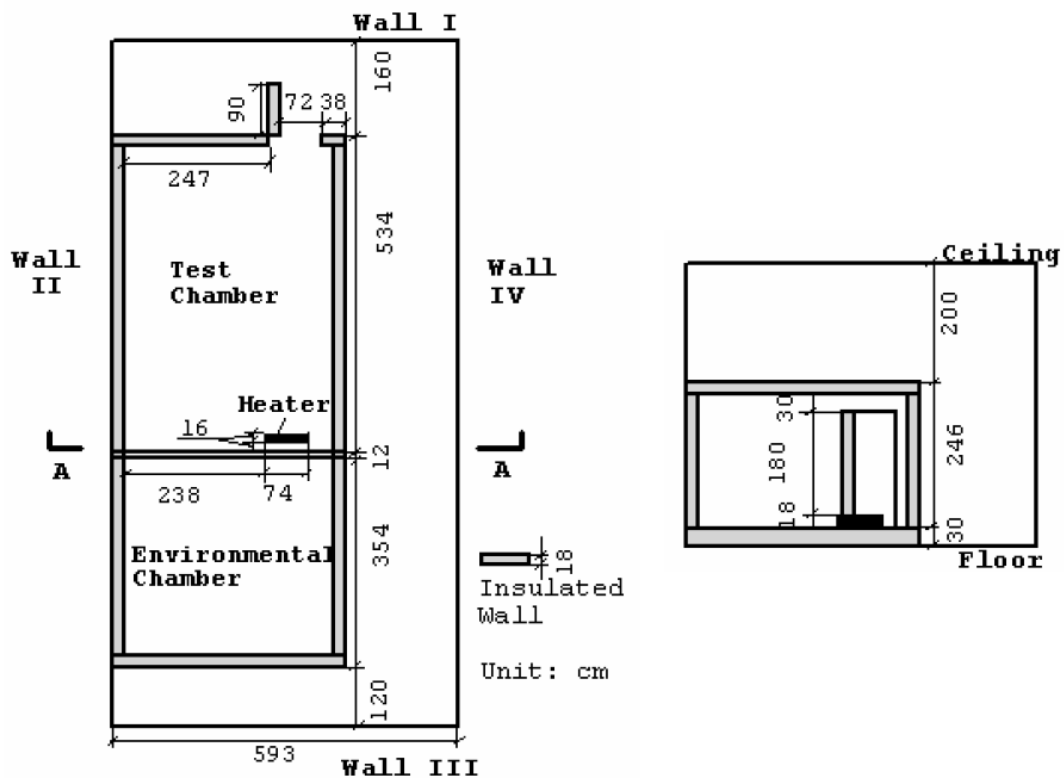


Figura 19: Planta y alzado del recinto [1]

La temperatura y velocidad del aire fue medida a diferentes alturas (0,1 m; 0,5 m; 0,9 m; 1,3 m; 1,7 m y 2,1 m desde el suelo) en cinco puntos diferentes (P1 a P5). Los dispositivos de medida tienen una incertidumbre menor de 0,1 m/s y un error de la temperatura de 0,3 K.

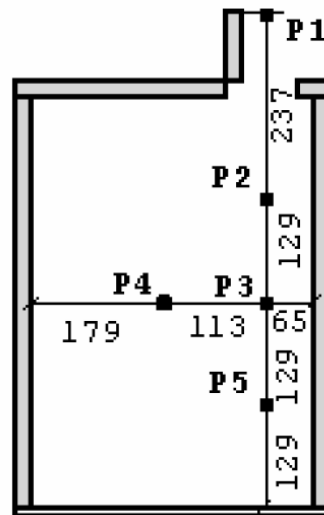


Figura 20: Posición de los puntos de medida [1]

Se ha decidido validar el método de dos maneras: una simulación 2D en el plano que contiene los puntos de medida P2, P3 y P5; y una simulación 3D del recinto completo.

6.1 Validación 2D

6.1.1 Modelado y mallado

Para poder simular el caso es necesario crear previamente la geometría y su malla, lo que es la etapa de pre-procesamiento. Tanto el modelado como el mallado del recinto se han realizado con el software Gambit 2.2.30, un software específico para el pre-procesado de análisis CFD con capacidad para modelado 2D y 3D, mallado de geometrías, examinación de la calidad de la malla y asignación de capas de contorno. La licencia de este software ha sido proporcionada por la Universidad da Coruña (UDC).

Gambit permite además elegir el software con el que se llevará a cabo el procesamiento, en el estudio actual Fluent 6.2.16, para asegurar la correcta compatibilidad de la malla creada y dicho software. El primer paso será por tanto la selección de Fluent 5/6 como solver.

La geometría en este caso es muy sencilla, por lo que no se ha tenido que tomar ninguna simplificación.

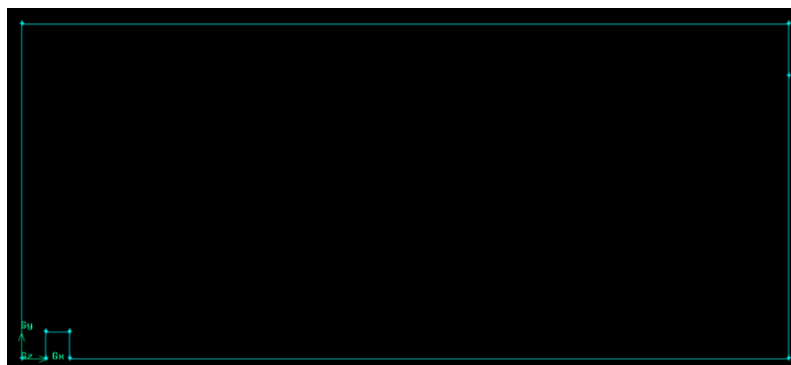


Figura 21: Geometría del recinto 2d [Elaboración propia]

Una vez se tiene la geometría se procede al mallado de la misma. El cómo está constituida la malla puede hacer variar los resultados que se obtienen al simular el caso. Es

por ello por lo que se ha decidido realizar tres mallados y comparar los resultados de cada uno de ellos con los resultados experimentales. Para casos en dos dimensiones Gambit posee dos tipos de elementos para las mallas: cuadriláteros, que generarán una malla estructurada; y triángulos, que generarán una malla no estructurada. Gambit permite elegir el tipo de elementos que forman la malla, número, tamaño y distribución de estos.

Para la validación en dos dimensiones se ha optado por el estudio de tres mallas diferentes: dos estructuradas y una no estructurada.

La primera malla se ha creado simplemente con la opción *Mesh Faces*. Se ha seleccionado la única superficie existente en la geometría (el plano del propio recinto) y se ha aplicado un espaciado de 0,01 m con cuadriláteros como celdas, resultando una malla estructurada de 115812 celdas.

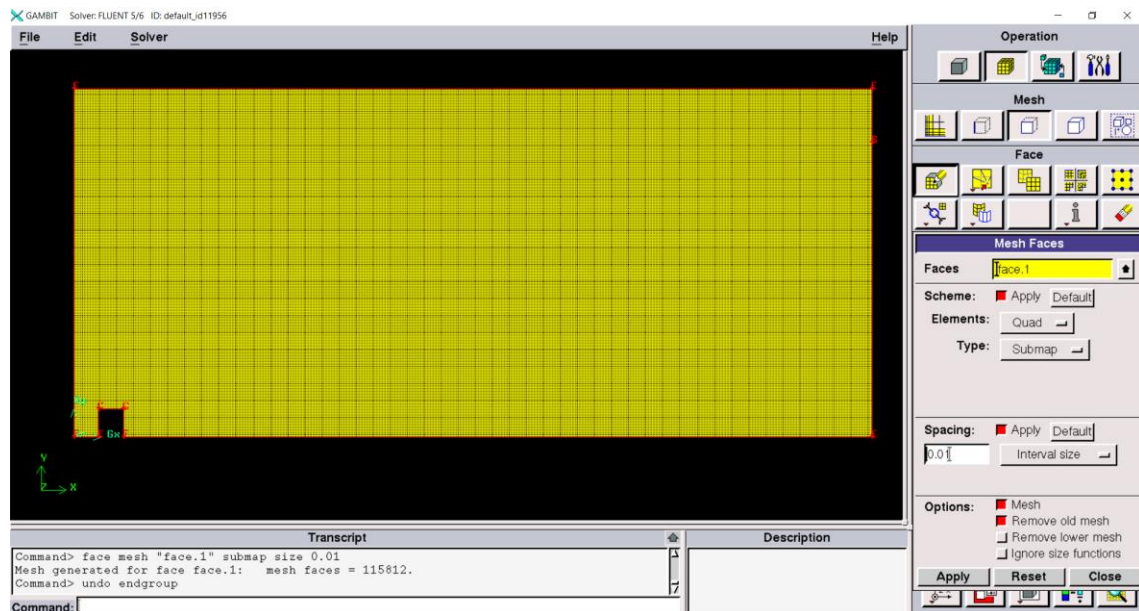


Figura 22: Mallado en Gambit [Elaboración propia]

La segunda malla se ha refinado creando una capa de contorno alrededor del calentador, dado que es dónde se genera el calor y, por lo tanto, donde presumiblemente estarán las mayores variaciones de temperatura y velocidad. El objeto de crear dicha capa es que Fluent pueda resolver con mayor exactitud el flujo de la capa límite, lo cual se consigue disminuyendo el error de truncamiento al estar las celdas alineadas con la dirección del flujo.

Para crear la capa de contorno se ha utilizado la opción *Create Boundary Layer*. Gambit permite modificar cuatro parámetros principales a la hora de crear la capa: la altura que tendrá la primera capa, el factor de crecimiento de las filas, el número de filas y la altura total de la capa. En esta malla la primera fila tiene una altura de 0,0025 m, un factor de crecimiento de 1,2 y un total de 7 filas. Al ajustar estos tres parámetros la altura total de la capa se calcula automáticamente.

Ya establecida la capa de contorno la malla se creará de igual manera a la primera, también con un espaciado de 0,01 m, resultando una malla con un total de 117612 celdas.

La tercera malla es la única no estructurada de las tres, pues está formada por triángulos. Esta malla también se ha refinado, pero de otro modo. El error de truncamiento es mayor en mallas triangulares al ser más complicado que las celdas estén alineadas con el flujo.

Una manera de reducir este error es hacer la malla más fina en las zonas dónde la dirección del flujo varía más. Con la opción *Mesh Edges* se han espaciado las aristas del

calentador con 0,005 m y, posteriormente con la opción *Mesh Faces* se ha seleccionado el tipo de celda triangular y un espaciado de 0,02 m. La malla generada tiene 83026 celdas.

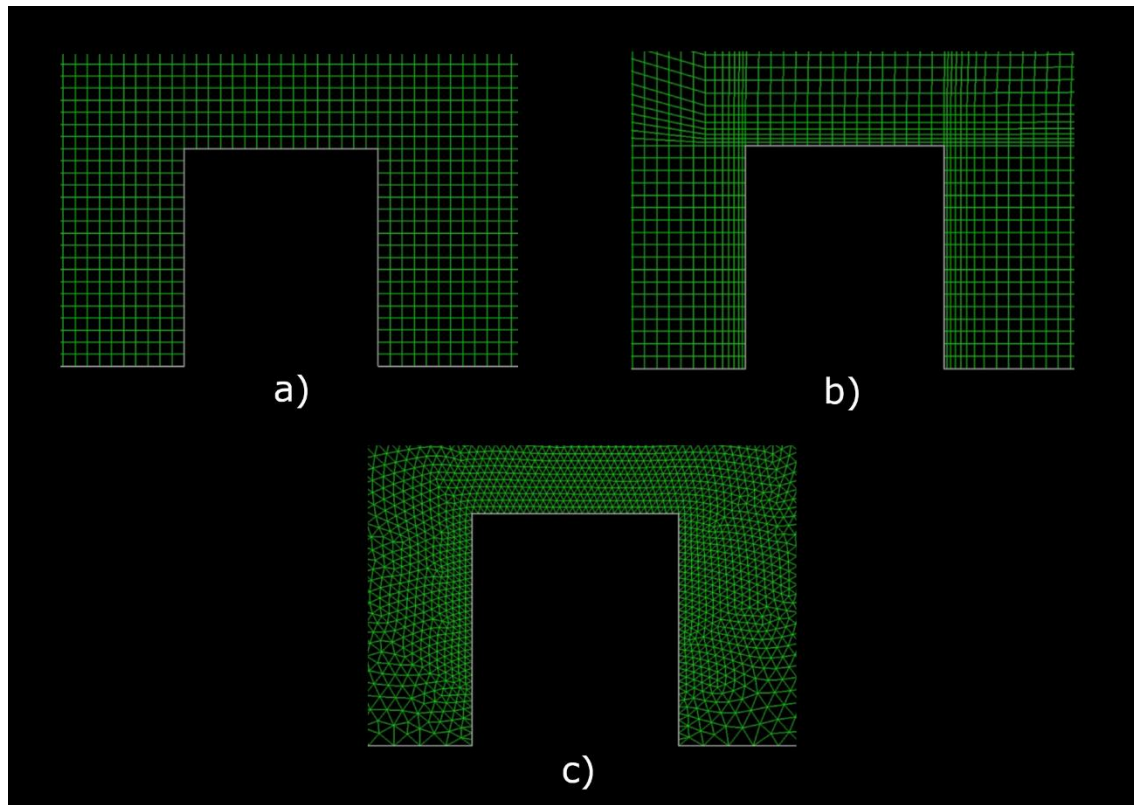


Figura 23: Comparación de las tres mallas en torno al calentador: a) malla formada por cuadriláteros, b) malla refinada con capa de contorno y c) malla formada por triángulos [Elaboración propia]

Como último paso de esta etapa se han especificado los tipos de contorno de la geometría. Para ello se ha utilizado la herramienta de Gambit *Specify Boundary Types*. Todos se han indicado como *Wall* (las paredes, techo, suelo y calentador) excepto la puerta, que se ha indicado como *Pressure Outlet*.

Una vez hecho todo lo anterior se puede proceder a exportar los mallados como archivos *.msh* mediante el menú *File* → *Export* → *Mesh*, eligiendo la opción de exportar como malla 2D.

6.1.2 Simulación numérica

Para la etapa de procesamiento se ha utilizado el software Fluent 6.2.16. Este software está diseñado específicamente para modelar el flujo de un fluido y su transferencia de calor en geometrías complejas. La elección de Fluent como software de procesamiento fue debida a la gran cantidad de recursos disponibles para el aprendizaje básico del funcionamiento (tutoriales, ejemplos prácticos, etc.) y a la disponibilidad de la licencia por parte de la Universidade da Coruña (UDC).

Al iniciar Fluent la primera opción que nos da el programa es seleccionar entre las versiones 2D y 3D, así como las versiones *single-precision* o *double-precision* de estas.

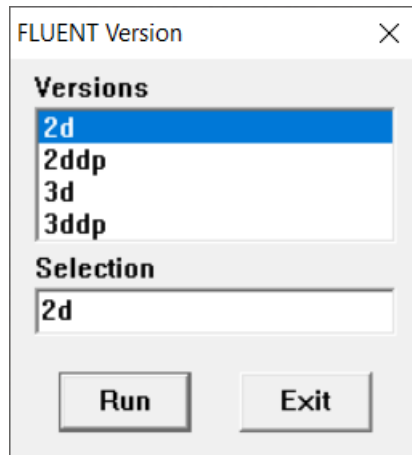


Figura 24: Ventana de elección de la versión [Elaboración propia]

Para la mayoría de los casos la versión *single-precision* es suficiente. Sin embargo, hay algunas excepciones en la que esta versión puede no ser todo lo precisa que se requiere, como por ejemplo geometrías con escalas de longitudes muy dispares o geometrías con varios recintos conectados con pequeñas tuberías en las que los niveles de presión sean muy superiores a los de los recintos. El actual caso de estudio no se encuentra dentro de ningún tipo de excepción, por lo que la versión 2D *single-precision* ha sido la seleccionada.

El siguiente paso será importar la malla creada anteriormente en Gambit y, antes de proceder a configurar la simulación, comprobar que la malla se ha importado correctamente. Para ello se utiliza la función *Grid* → *Check*, con la que se debe comprobar que todas las superficies de la malla tienen un valor positivo y, por lo tanto, la superficie mínima también lo es.

```
Grid Check
Domain Extents:
  x-coordinate: min (m) = 0.000000e+000, max (m) = 5.160000e+000
  y-coordinate: min (m) = 0.000000e+000, max (m) = 2.250000e+000
Volume statistics:
  minimum volume (m3): 9.999742e-005
  maximum volume (m3): 1.000046e-004
  total volume (m3): 1.158120e+001
Face area statistics:
  minimum face area (m2): 9.999752e-003
  maximum face area (m2): 1.000023e-002
Checking number of nodes per cell.
Checking number of faces per cell.
Checking thread pointers.
Checking number of cells per face.
Checking face cells.
Checking bridge faces.
Checking right-handed cells.
Checking face handedness.
Checking element type consistency.
Checking boundary types:
Checking face pairs.
Checking periodic boundaries.
Checking node count.
Checking nosolve cell count.
Checking nosolve face count.
Checking face children.
Checking cell children.
Checking storage.
Done.
```

Figura 25: Comprobación de la malla [Elaboración propia]

Fluent también permite representar la malla mediante el menú *Display* → *Grid*, en el que se puede elegir qué superficies exponer, las cuales son los contornos asignados anteriormente en Gambit y una superficie creada automáticamente por Fluent, *default-interior*, que representa el mallado interior.

Durante la creación de la geometría y la malla en Gambit las medidas de éstas no se establecieron en ninguna unidad en concreto, sino que se basaban simplemente en la misma escala. Ya importada en Fluent es importante asignar las unidades de medida

deseadas mediante el menú *Grid* → *Scale...* en donde por defecto la unidad de medida para longitudes es el metro.

6.1.2.1 Modelos de resolución

En este punto se decide el cómo se van a resolver las ecuaciones. Desde el menú *Define* → *Models* → *Solver...* se accede a los ajustes.

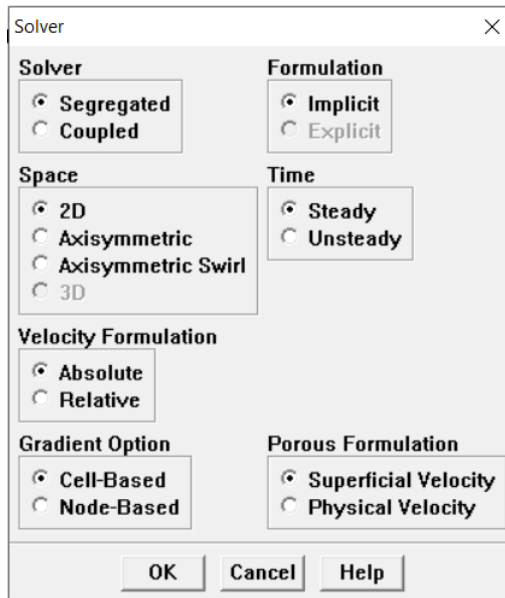


Figura 26: Modelos de resolución del Solver [Elaboración propia]

Para el *Solver* se tienen tres posibles opciones: *Segregated* y *Coupled*, este último pudiendo ser *Implicit* o *Explicit*. Las tres opciones suelen funcionar bien en gran cantidad de problemas, pero en algunos casos específicos puede que la solución se halle más rápido con una en concreto. La diferencia entre *Segregated* y *Coupled* radica en la forma de resolver las ecuaciones (continuidad, energía, etc.): mientras que la primera resuelve las ecuaciones secuencialmente, la segunda las resuelve simultáneamente. La diferencia entre *Implicit* y *Explicit* está en el proceso de discretización del tiempo.

El *Segregated solver* se ha utilizado tradicionalmente para resolver flujos incompresibles o poco compresibles, mientras que el *Coupled solver* en flujos compresibles a alta velocidad. Es por esto por lo que en el presente trabajo se ha seleccionado el *Segregated solver*.

En cuanto a *Time*, como lo que se busca es el estado estacionario en el que se encontrará el recinto con el calentador encendido y la puerta abierta se eligió la opción *Steady*. El resto de las opciones se dejaron las de defecto.

El siguiente paso ha sido escoger las ecuaciones que debe resolver Fluent. Ya que se tiene una transferencia de energía calorífica se debe activar la resolución de la ecuación de la energía en el menú *Define* → *Models* → *Energy...* De este modo lo que se resolverá serán las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía, así como las correspondientes al modelo de turbulencia.

En un principio se ha analizado el problema con un modelo de flujo laminar para realizar comprobaciones de convergencia y calidad de las mallas. Sin embargo, el modelo que interesa es el turbulento. Éste se elige en *Define* → *Models* → *Viscous...*

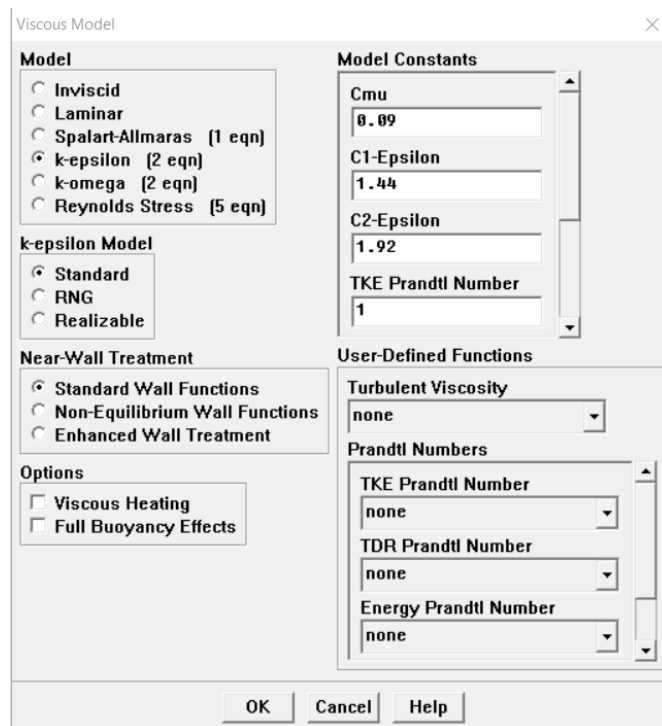


Figura 27: Modelo turbulento [Elaboración propia]

La elección de un modelo turbulento se puede realizar mediante varios modelos, siendo el elegido el $k-\epsilon$ *standard* debido a su amplio uso en problemas de ingeniería ya que proporciona un resultado bastante preciso con un bajo coste computacional en problemas de transferencia de calor.

6.1.2.2 Materiales

En el menú *Define* → *Materials...* se pueden modificar las propiedades de los materiales a simular. En este caso el material que se estudia es el aire contenido en el recinto. Fluent posee una base de datos de materiales y sus propiedades físicas, entre ellos el aire. Se ha optado por dejar la mayoría de los valores por defecto de estas propiedades, sin embargo, ha sido necesario realizar un cambio. Existen fuerzas de flotabilidad en los modelos de transferencia de calor como el de este estudio, y estas fuerzas vienen dadas por las diferencias de densidad existentes en el fluido debido al aporte calorífico. Por defecto Fluent establece una densidad constante para el fluido, por lo que esta opción se ha de modificar.

Para flujos con convección natural se puede obtener una convergencia más rápida con el modelo de Boussinesq que establece la densidad del fluido en función de la temperatura. Este modelo considera la densidad como constante en todas las ecuaciones excepto en el siguiente término de la ecuación de conservación de movimiento:

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g$$

Donde ρ_0 es la densidad del fluido, T_0 es la temperatura de operación y β es el coeficiente de expansión térmico, definido por la siguiente ecuación:

$$\beta = \frac{1}{T_0}$$

Esta aproximación es válida siempre y cuando los cambios de densidad sean pequeños, más concretamente cuando $\beta(T - T_0) \ll 1$. La principal ventaja de la simplificación de Boussinesq radica en que permite utilizar un solver de flujo compresible, cuya convergencia suele ser mejor que en un solver de flujo incompresible y el tiempo de cálculo menor, y a su

vez simular el efecto de variación de densidad, es decir, incompresibilidad del fluido de trabajo.

De este modo se ha elegido el modelo de Boussinesq para la densidad del aire y para una $T_0 = 288 \text{ K}$ un coeficiente de expansión térmica de $\beta = 0,00347 \text{ K}^{-1}$.

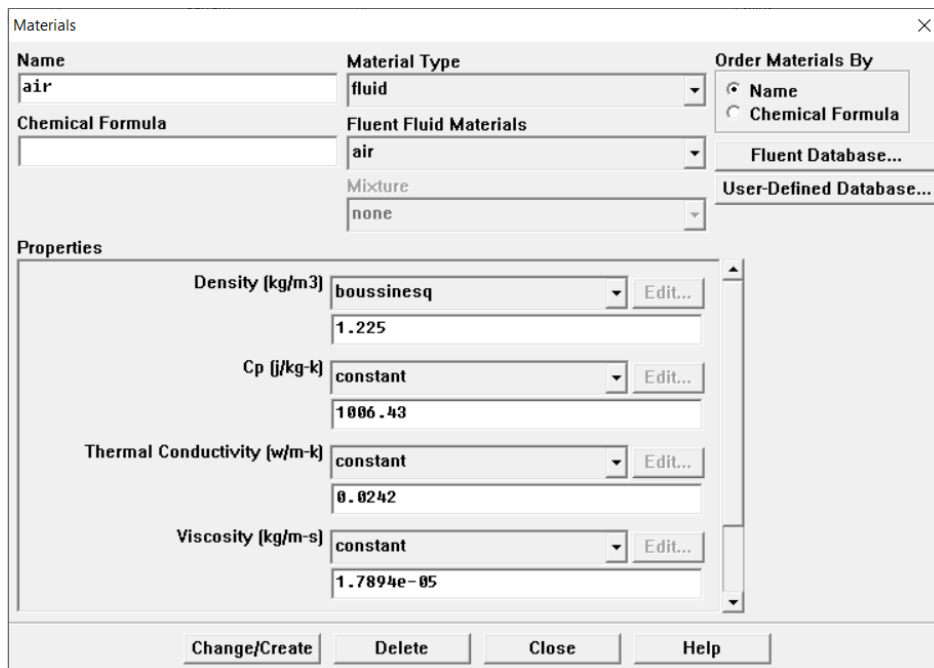


Figura 28: Propiedades del aire [Elaboración propia]

6.1.2.3 Condiciones de operación

Aquí se establecen las condiciones a las que está sometido el fluido durante la simulación. Se ha fijado una presión de operación de 101325 Pa y se ha establecido la aceleración de la gravedad como $-9,81 \text{ m/s}^2$ en el eje Y. En el apartado *Boussinesq Parameters* se debe introducir la T_0 que, como se ha especificado anteriormente, es de 288 K.

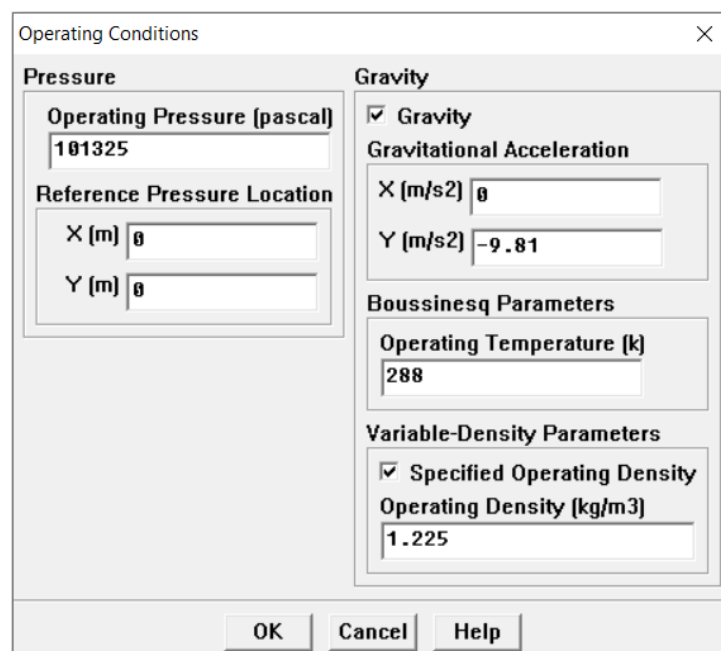


Figura 29: Condiciones de operación [Elaboración propia]

6.1.2.4 Condiciones de contorno

Desde *Define* → *Boundary Conditions...* se establecen las condiciones de contorno. En Gambit ya se definieron con anterioridad qué tipo de contorno corresponde a cada parte de la geometría. Ahora en Fluent se deben de establecer las condiciones de esos contornos. Para simplificar los cálculos y en ausencia de datos más precisos de los materiales de las paredes y techo, todas las paredes del recinto (incluido el suelo y el techo) se han establecido como adiabáticas y, aunque el material por defecto es el aluminio, esto no tiene mayor importancia ya que la misión de las paredes es simplemente confinar el aire del recinto sin permitir la transferencia de calor al exterior.

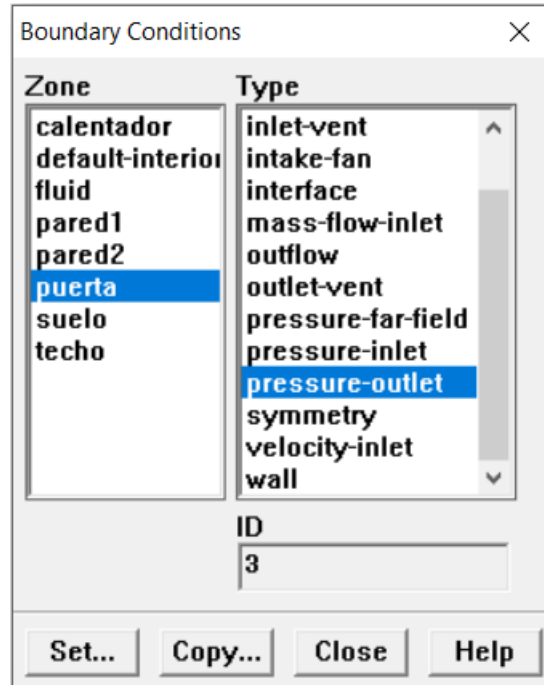


Figura 30: Contornos [Elaboración propia]

Para el calentador se ha tenido que especificar el flujo de calor en W/m^2 . Como la simulación es en 2D se asume que la profundidad del plano sería unitaria, por lo que los 1500 W del calentador se deberán dividir entre las tres superficies que conforman el calentador, resultando en $2884,62 W/m^2$.

La última condición de contorno es la de la puerta. Se ha asumido que la temperatura en el exterior del recinto es de 288 K, por lo que es ésta la que se deberá introducir en la *Backflow Total Temperature*.

6.1.2.5 Solución

El siguiente paso ha sido establecer el tipo de *Pressure-Velocity Coupling*, los factores de relajación y el tipo de discretización desde *Solve* → *Controls* → *Solution...*

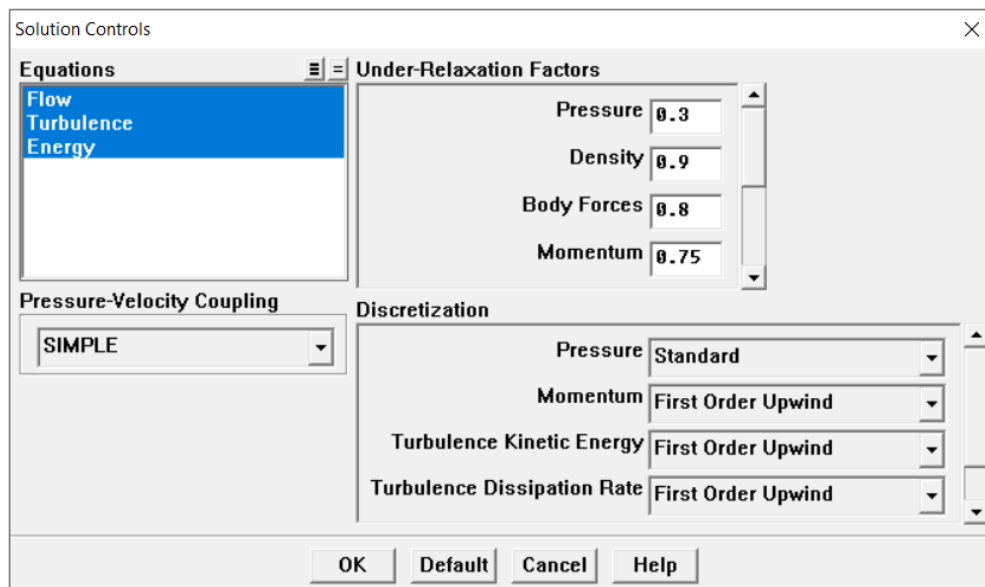


Figura 31: Controles de la solución [Elaboración propia]

El *Pressure-Velocity Coupling* establece el algoritmo que halla una ecuación para obtener la presión a partir de la ecuación de continuidad discretizada. Fluent cuenta con tres algoritmos:

- SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation). Es el algoritmo por defecto y funciona bien en la mayoría de los casos.
- SIMPLEC (SIMPLE-Consistent). Es similar al anterior, pero para problemas simples suele converger más rápido debido al uso de factores de relajación más elevados. Sin embargo, esto puede propiciar inestabilidades en la convergencia.
- PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators). Se recomienda para flujos transitorios con pasos de tiempo elevados. Para problemas estacionarios no ofrece ninguna ventaja frente a SIMPLE o SIMPLEC, excepto si la malla tiene un alto nivel de asimetría.

En el caso actual se ha probado tanto el algoritmo SIMPLE como el SIMPLEC, siendo el primero el que mejores resultados ha dado y por lo tanto el elegido para todas las simulaciones.

En cuanto a la discretización Fluent permite escoger el tipo para cada ecuación que gobierna el flujo del fluido. Para todas las ecuaciones se ha elegido *First Order Upwind* ya que, aunque siendo menos preciso que *Second Order Upwind*, si el flujo está alineado con la malla el resultado es aceptable, además de dar menos problemas de convergencia. Para el esquema de interpolación de la presión se ha optado por el *Standard*.

Los factores de relajación se han mantenido los de defecto excepto *Density*, *Body Forces* y *Momentum*, que se han disminuido levemente para mejorar la convergencia.

Antes de inicializar la solución es conveniente monitorear los valores residuales durante la simulación. Para ello se accede a *Solve* → *Monitors* → *Residual...* en donde marcaremos la casilla *Plot*.

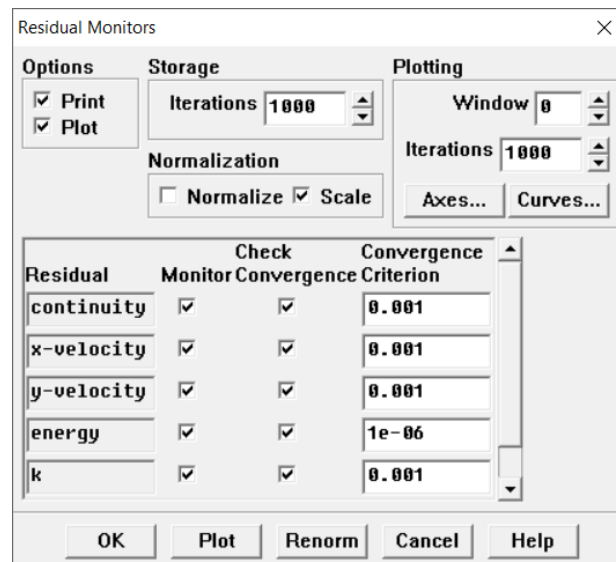


Figura 32: Configuración de los residuos [Elaboración propia]

Además, podemos ver y cambiar los criterios de convergencia de la solución, establecidos todos en 10^{-3} a excepción de la ecuación de la energía, cuyo criterio de convergencia es 10^{-6} .

Para iniciar la simulación se deben establecer unas condiciones iniciales a partir de las cuales se irán calculando las nuevas soluciones mediante un proceso iterativo. Estas condiciones se configuran en *Solve* → *Initialize* → *Initialize...* El resultado de la simulación en estado estacionario es independiente de las condiciones iniciales, sin embargo, cuanto más se asemejen las condiciones iniciales a la solución final mejor será la convergencia y la solución final se obtendrá en menos iteraciones. No obstante, se han dejado las condiciones por defecto ya que se asemejan bastante a la solución del problema que cabría esperar.

Con todo lo anterior realizado se puede proceder a comenzar la simulación, estableciendo el número de iteraciones que se desean realizar en *Solve* → *Iterate...* La simulación concluirá cuando todos los valores residuales hayan alcanzado el criterio de convergencia o cuando se haya llegado al número de iteraciones máximas establecidas por el usuario.

Cabe destacar que todo el procedimiento descrito hasta ahora se ha realizado para las tres mallas 2D.

6.1.3 Post-procesado

Terminada la simulación se pueden comprobar los valores residuales, dando así una idea de la convergencia del caso. Teóricamente la solución convergiría cuando los valores residuales fuesen cero, pero esto sólo sería posible en un ordenador con precisión infinita. Dado que esto es imposible se busca que los valores residuales sean lo suficientemente bajos como para dar por válida la solución.

A continuación se muestran los gráficos de los valores residuales de las tres simulaciones.

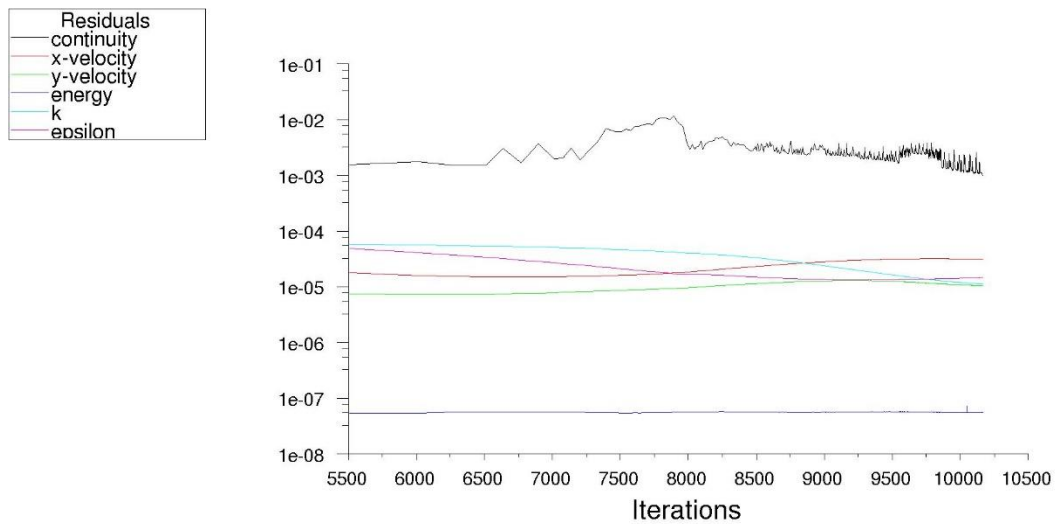


Figura 33: Valores residuales primera malla [Elaboración propia]

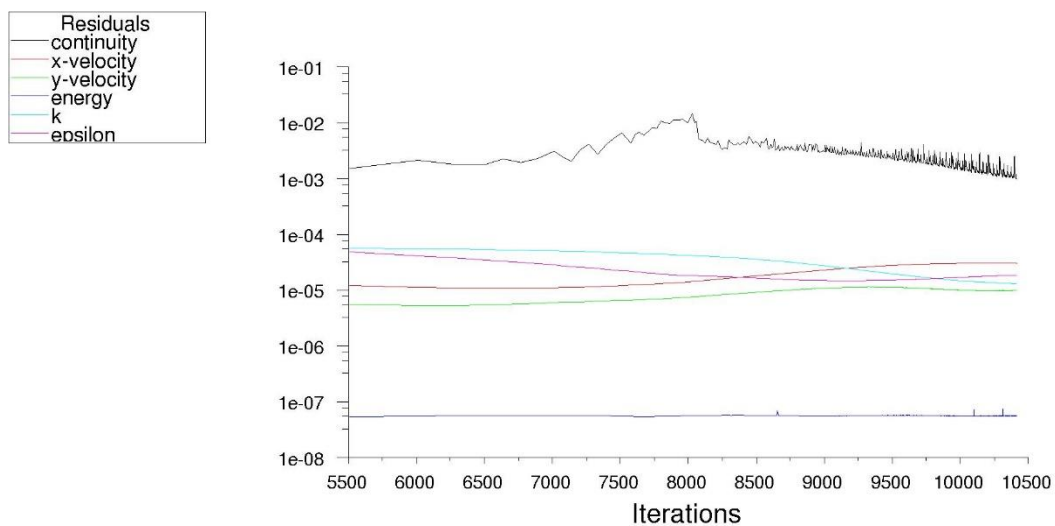


Figura 34: Valores residuales segunda malla [Elaboración propia]

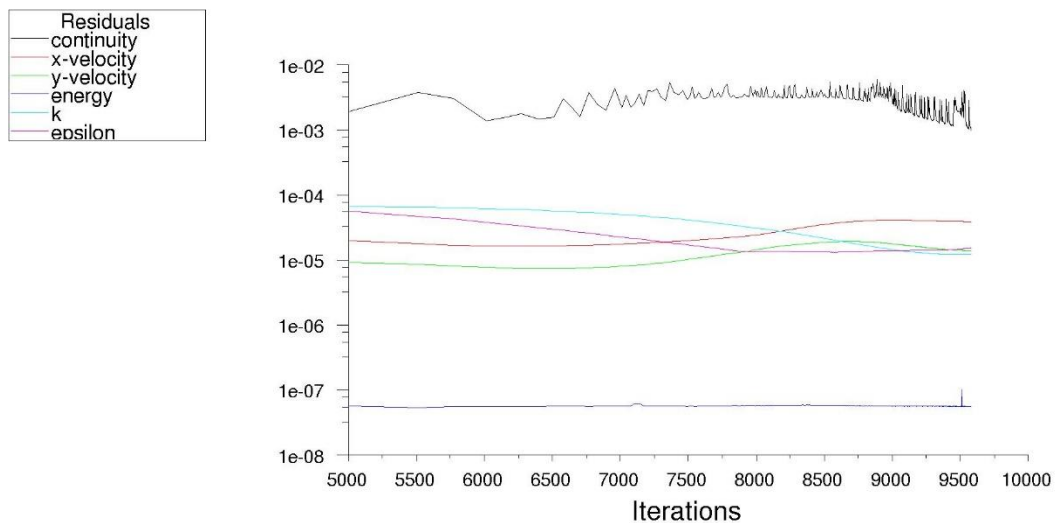


Figura 35: Valores residuales tercera malla [Elaboración propia]

Como se puede observar en todas las simulaciones se alcanzaron los requisitos de convergencia. La forma de las tres gráficas es bastante similar, aumentando los residuales de la ecuación de continuidad ligeramente al principio y oscilando después hasta alcanzar la

convergencia. El resto de los valores residuales alcanzan el criterio de convergencia mucho antes y se mantienen siempre por debajo.

Otra comprobación de interés es el reporte de flujos. En este caso la única entrada y salida de masa es la puerta por lo que se debe comprobar el flujo másico a través de ella. Dado que se debe de conservar la masa el reporte deberá de ser cuanto más cercano a cero mejor. Para las tres mallas los resultados son los que se exponen en la Tabla 23.

Tabla 23: Flujo másico de las distintas mallas

Malla	Flujo másico (kg/s)
1	6,868504e-8
2	7,4580546e-8
3	-4,63333e-7

Se puede ver que los valores de flujo másico son ínfimos, lo que ratifica la conservación de la masa. Otro flujo que comprobar es el de calor. En la siguiente tabla se especifican los flujos de calor (W) para las tres mallas.

Tabla 24: Flujo calorífico de las distintas mallas

Malla	Entrada	Salida	Diferencia
1	1500,0022	1516,1094	-16,10718
2	1500,0022	1514,2819	-14,27966
3	1500,0026	1514,7205	-14,7179

En un caso ideal la diferencia entre la entrada y salida debería de ser nula, pero es imposible obtener una solución perfectamente precisa. La diferencia es aproximadamente del 1% en los tres casos, por lo que se puede considerar que el flujo de entrada es el mismo que el de salida, conservándose la energía y siendo por tanto una solución válida.

6.1.4 Resultados 2D

El objetivo de este apartado es comparar los resultados obtenidos en la simulación con los obtenidos experimentalmente en el estudio experimental de Jiang, Y. y Chen, Q. [1] para validar el modelo.

Ante la ausencia de algunos datos en el estudio experimental debe de tenerse en cuenta que se han realizado varias suposiciones para poder simularlo: las paredes se han asumido como adiabáticas, la temperatura en el exterior del recinto se ha asumido como 288 K y las propiedades del aire se han considerado como las de defecto en Fluent.

Dado que se trata de una simulación 2D no se pueden comparar todos los puntos de medida existentes en el estudio experimental, si no solamente los contenidos en el plano; es decir, los puntos P2, P3 y P5. En la Figura 36 se puede ver el plano del recinto y los contornos de temperatura obtenidos en la simulación.

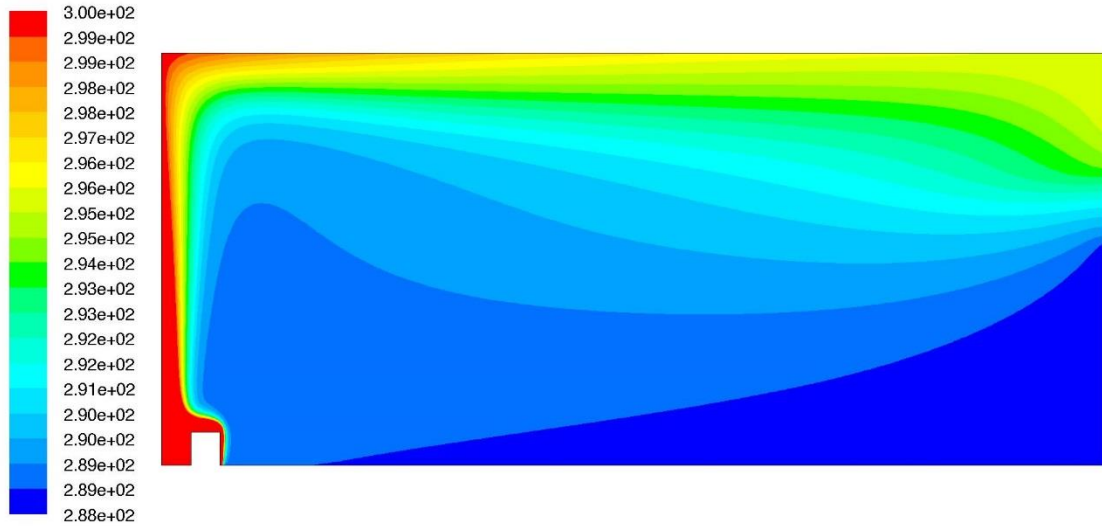
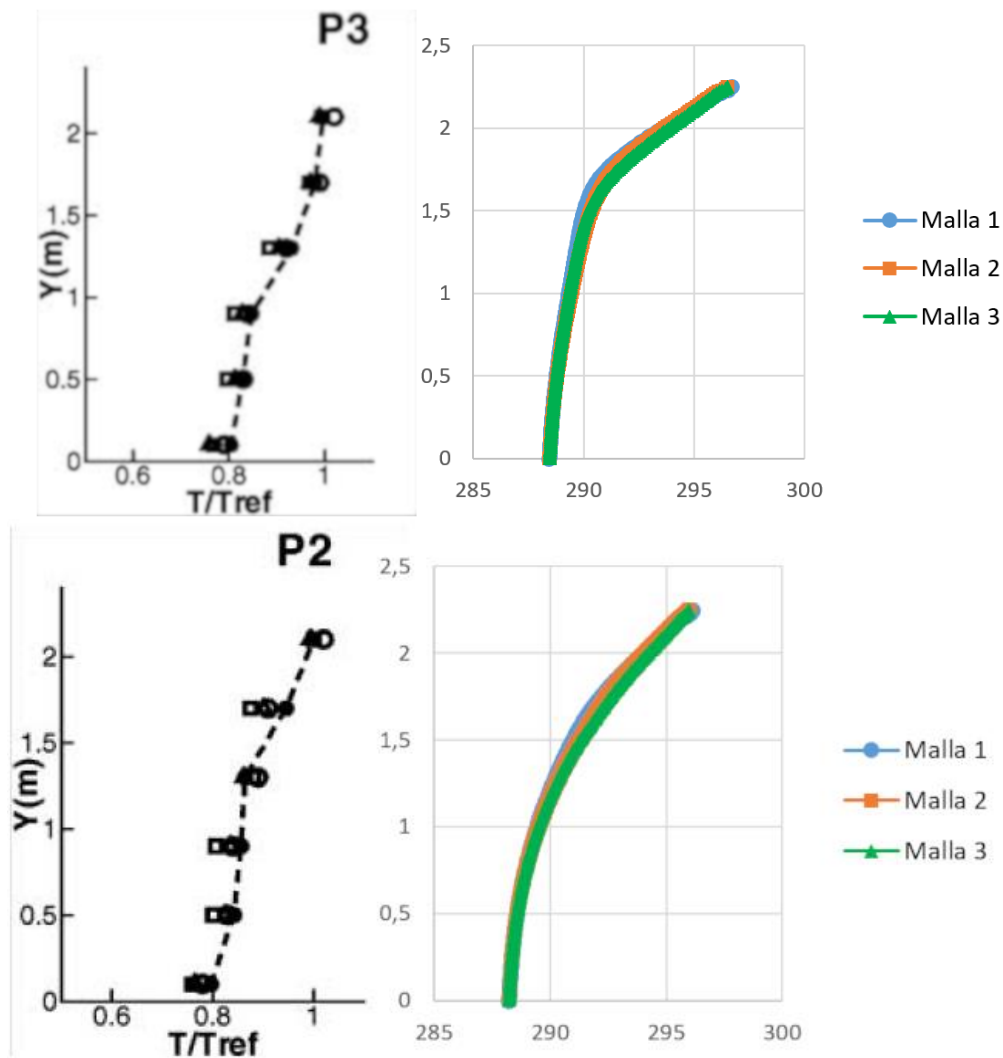


Figura 36: Contornos de temperatura [Elaboración propia]

En la Figura 37 se compara el perfil de temperatura en los puntos de medida del estudio experimental con la simulación.



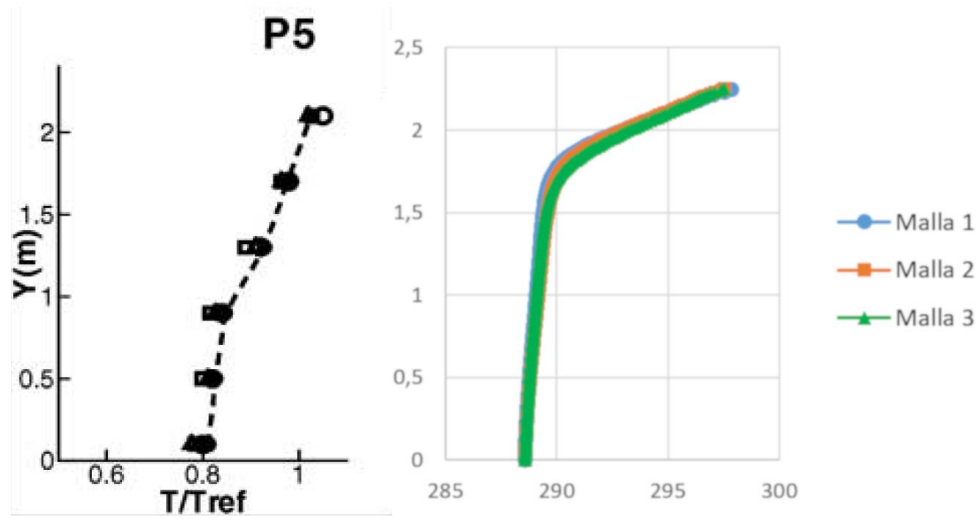
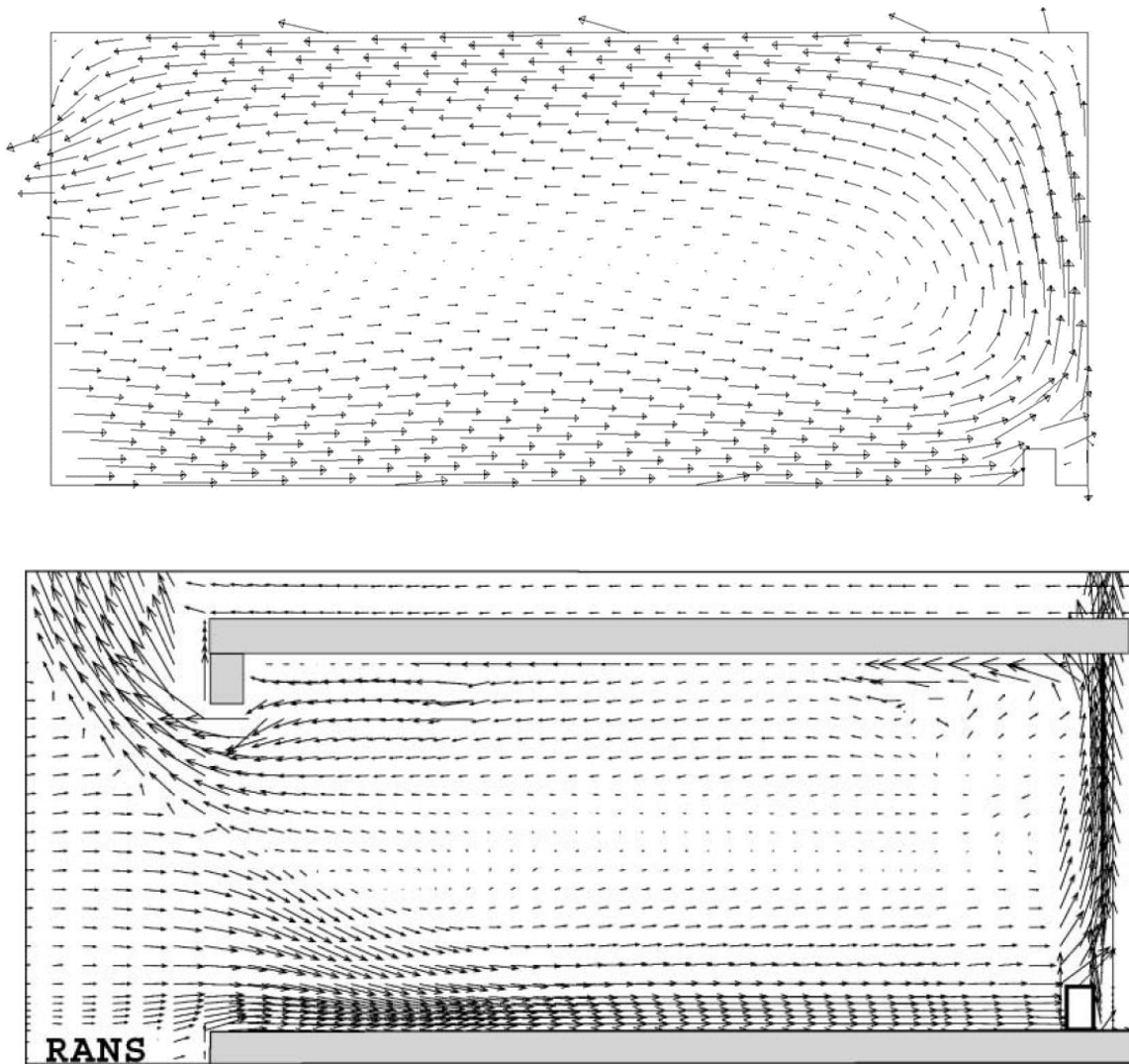


Figura 37: Comparación perfiles de temperatura experimentales (izquierda) [1] y simulados 2D (K) (derecha) [Elaboración propia]



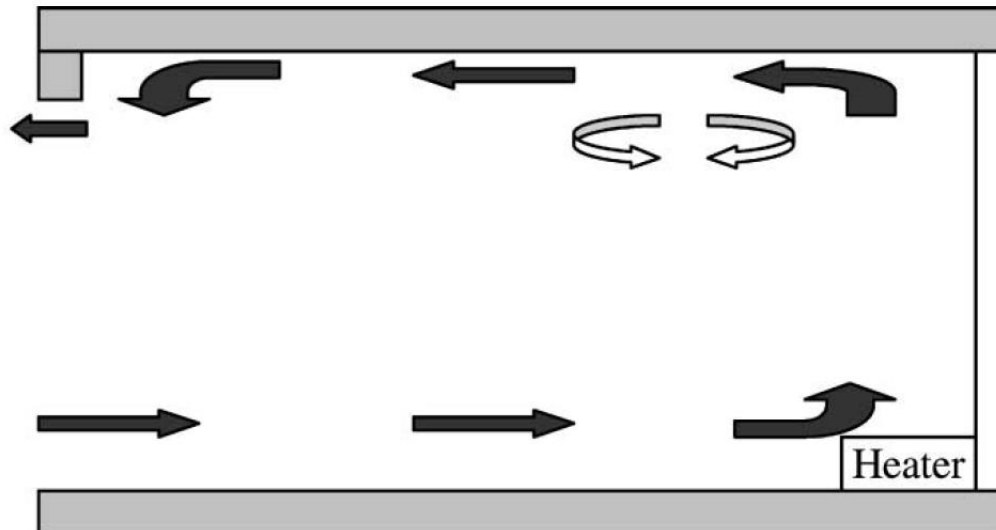


Figura 38: Comparación contornos de velocidad entre simulación 2D (arriba) [Elaboración propia], simulación (centro) y experimental (abajo) de Jiang, Y. y Chen, Q. [1]

La simulación se ha creado a partir del modelo experimental, pero con un cierto número de suposiciones y falta de datos (no se indica cual es la temperatura de referencia) que hacen que la comparación directa no sea posible. Sin embargo, se puede hacer un análisis cualitativo.

Los perfiles de temperatura mostrados en la Figura 37 tienen cierto parecido, ya que ambos dan una temperatura inferior en la zona cercana al suelo con un aumento progresivo de esta a medida que se acerca al techo. Además, en el estudio experimental se puede ver una variación algo menos brusca a una altura intermedia, que también aparece en la simulación a una altura algo mayor.

En cuanto a los contornos de velocidades de la Figura 38 muestran resultados similares, entrando el aire por la zona baja de la puerta hasta llegar al calentador, donde asciende y recorre el camino hacia la puerta por donde termina saliendo. En el estudio experimental hay un vórtice encima del calentador cerca del techo inexistente en la simulación ya que, al ser en dos dimensiones, no puede haber movimiento del aire en la tercera dimensión.

Cualitativamente la simulación consigue unos resultados similares al estudio experimental, por lo que el modelo se puede considerar validado.

6.2 Validación 3D

En la validación 3D se ha simulado el recinto completo. Como ya se ha explicado en profundidad el proceso de validación para el caso 2D y, siendo este prácticamente idéntico, en este capítulo solamente se indicarán los cambios necesarios para el correcto funcionamiento de esta nueva simulación. Se utilizará también el mismo software para el pre-procesado, procesado y post-procesado.

6.2.1 Modelado y mallado

El proceso de modelado y mallado se ha llevado a cabo en Gambit 2.2.30. La geometría continúa siendo lo suficientemente sencilla como para no ser necesario realizar ninguna simplificación. La geometría resultante se puede ver en la Figura 39.

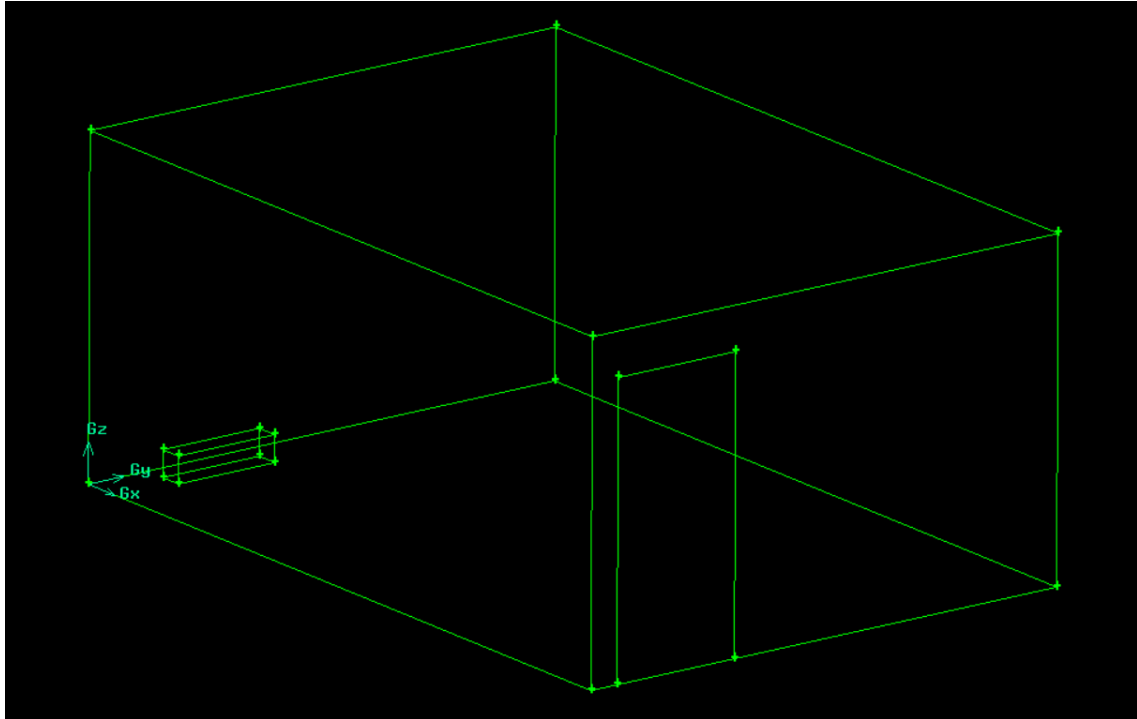


Figura 39: Geometría 3D [Elaboración propia]

En este caso también se ha optado por realizar tres mallas diferentes: dos estructuradas (una sin refinar y otra refinada) y una no estructurada.

La primera malla estructurada se ha creado con la opción *Mesh Volumes*, asignando una malla de tipo hexaédrica y con un espaciado de 0,05 m. No es un mallado muy fino, no obstante, se ha hecho de esta manera para que el procesado no se demorase demasiado por limitaciones del hardware, ya que se requiere un coste computacional bastante elevado, sobretodo en cuanto a memoria RAM y procesador. La cantidad de celdas de esta malla es de 336218.

La segunda malla estructurada es un refinamiento de la primera. Teniendo en cuenta las limitaciones se ha escogido utilizar la opción *Mesh Edges* y mallar con un espaciado de 0,025 m las aristas del calentador, mientras que el volumen se ha mallado con un espaciado de 0,05 m con hexaedros. Los beneficios de tener una malla mas fina en la zona del calentador ya se han comentado en el caso 2D. Esta malla contiene 335138 celdas.

La tercera malla, la no estructurada, se ha creado también con la opción *Mesh Volumes*, esta vez seleccionando el tipo de elementos *Tet/Hybrid* y con un espaciado de 0,05 m. Aunque el volumen tenga el mismo espaciado que las otras dos mallas, al ser ésta compuesta por tetraedros el resultado es mucho más fino. De hecho, el número de celdas de esta malla es de 2137094.

6.2.2 Simulación numérica

Esta vez se inicia Fluent en el modo 3d *single-precision*. El proceso a partir de aquí es exactamente el mismo exceptuando dos pasos.

Las condiciones de operación son las mismas que en 2D, pero ahora el eje en el que actúa la gravedad es el Z.

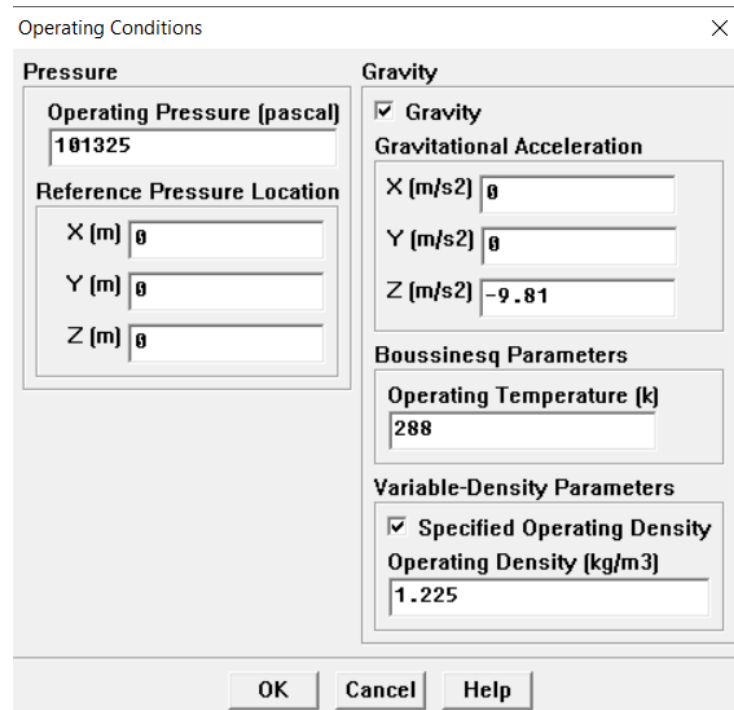


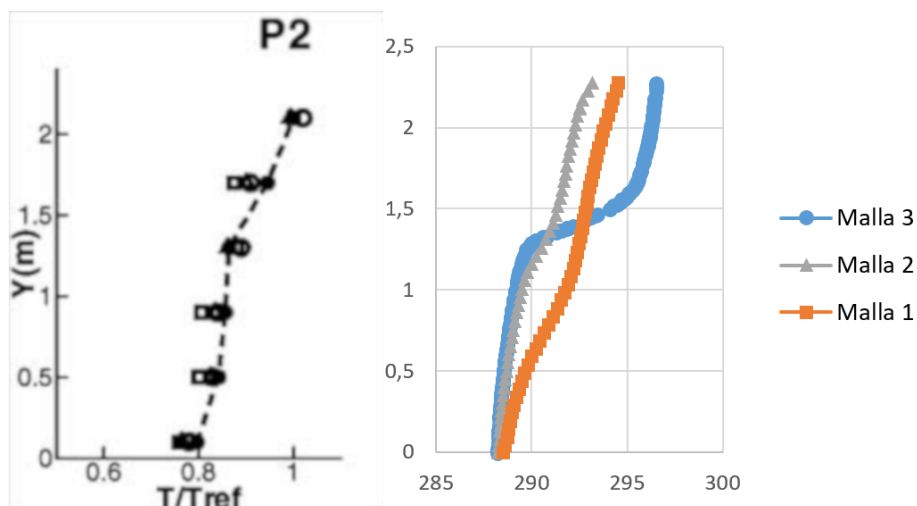
Figura 40: Condiciones de operación [Elaboración propia]

La otra diferencia es la condición de contorno del calentador. Los 1500 W han de dividirse entre el área de las cinco paredes que forman el calentador, por lo que ahora el flujo de calor es de $3390,6 \text{ W/m}^2$.

6.2.3 Resultados 3D

Se procederá a comparar los resultados de las simulaciones con los del estudio experimental. En este caso al haber modelado el recinto completo los puntos de medida que se pueden comparar son el P2, P3, P4 y P5. Como no se ha estudiado el exterior del recinto el punto P1 no se tendrá en cuenta.

Las mismas suposiciones del caso 2D se han tomado también en este caso, por lo que de nuevo una comparativa directa no es viable.



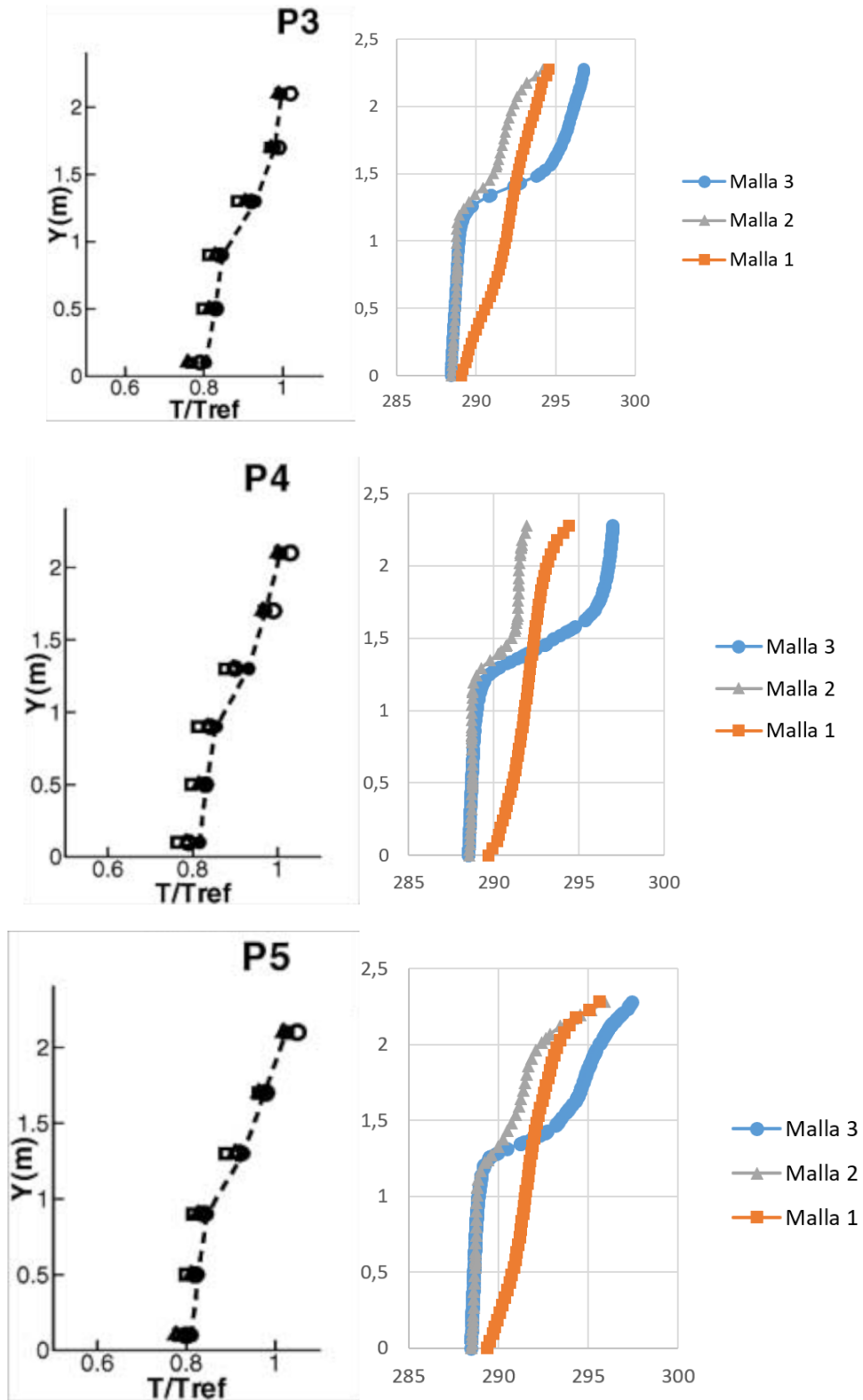


Figura 41: Perfiles de temperatura experimentales (izquierda) [1] y simulados 3D (K) (derecha) [Elaboración propia]

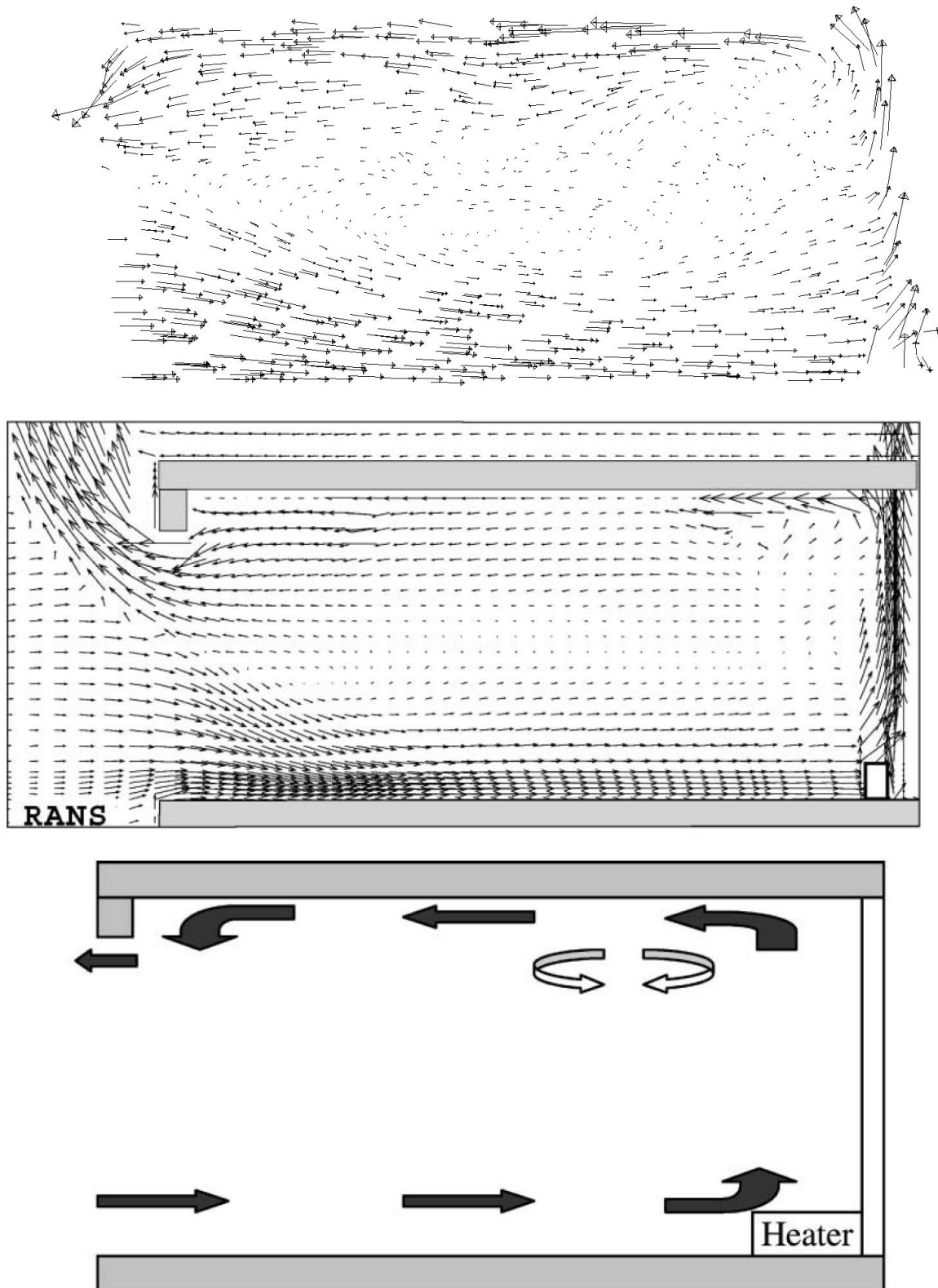


Figura 42: Comparación contornos de velocidad entre simulación 3D (arriba) [Elaboración propia], simulación (centro) y experimental (abajo) de Jiang, Y. y Chen, Q. [1]

Para el caso 3D el hecho de que las dos mallas estructuradas no fuesen lo suficientemente finas ha resultado en unos resultados de la simulación diferentes a la solución deseada. A diferencia de esas dos mallas, la tetraédrica ha dado unos perfiles de

temperatura bastante similares a los del estudio experimental, con menor temperatura en el suelo que el techo y una variación menos brusca de la temperatura a una altura intermedia.

El contorno de velocidades de la malla 3 muestra resultados similares al caso 2D y al estudio experimental. En este caso al haber las tres dimensiones sí existe el vórtice en la zona cercana al techo encima del calentador.

Con los resultados cualitativos de la malla tetraédrica (malla 3) el modelo en 3D se puede considerar validado.

7 SIMULACIONES NUMÉRICAS

7.1 Modelado y mallado

Tanto el modelado como el mallado se han llevado a cabo con el software Gambit 2.2.30, un software específico de pre-procesado para CFD y completamente compatible con Fluent, que permite al usuario la creación de geometrías y su posterior mallado de manera rápida a través de la gestión automática de la topología de la malla, así como definir los tipos de contorno de la geometría.

Como se ha comentado anteriormente el objeto de estudio es un despacho situado en una planta de oficinas de un edificio industrial. El estudio se lleva a cabo en verano (refrigeración) e invierno (calefacción).

En verano e invierno se simulan tres configuraciones diferentes de las rejillas de impulsión y retorno: retorno e impulsión situados en el techo, retorno en la parte baja de la pared e impulsión en el techo y retorno en la parte baja de la pared e impulsión en la parte alta de la pared. Para cada configuración se estudiará el caso con un ángulo de deflexión de 0° y de 45° . También se simulará para el caso de invierno calefacción mediante una estufa. En total se han creado cuatro geometrías distintas.

A la hora de crear la geometría se han tomado algunas simplificaciones. En simulaciones CFD el uso de simplificaciones es necesario con objeto de reducir el coste computacional. Especialmente en casos de climatización interior, donde el recinto tiene un tamaño mucho mayor al de elementos como difusores, rejillas, etc., el modelado de estos presenta un incremento de coste computacional al aumentar considerablemente el número de nodos y celdas. Es por esto por lo que las rejillas de impulsión y retorno se han modelado como simples aberturas planas por las que circula el fluido con el ángulo que dictarían las aletas de éstas.

El despacho tiene unas medidas de 4,85 metros de largo, 3,47 metros de ancho y 3 metros de alto. La ventana, la puerta, los fluorescentes y las rejillas se han modelado como superficies. Para que estas superficies no se superpongan con las paredes y techo se ha utilizado la operación booleana de sustracción, quedando de este modo los huecos de estos elementos en las paredes y techo. La estufa se ha modelado como un volumen de 0,16 x 0,74 x 0,18 m, que también se eliminó del volumen del recinto mediante una operación booleana. Para este último caso ya no se han modelado los fluorescentes ya que se supone que estarán apagados.

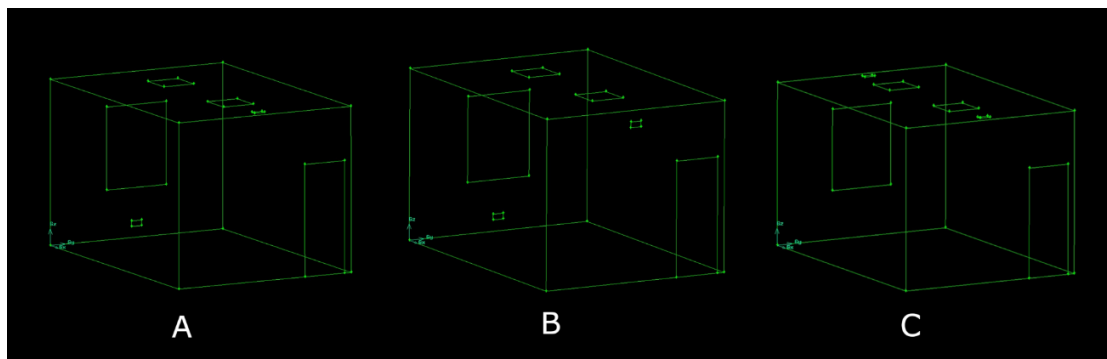


Figura 43: Geometrías del despacho para climatización todo-aire [Elaboración propia]

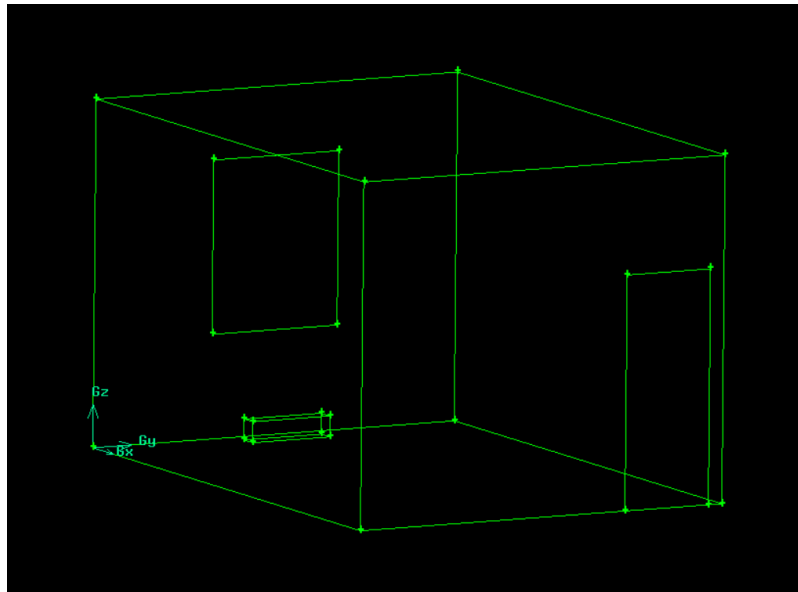


Figura 44: Geometría del despacho para climatización con estufa [Elaboración propia]

Una vez creadas las geometrías el siguiente paso es mallarlas. Para las cuatro se ha seguido el mismo proceso, por lo que se explicará solo una vez.

Para mallar el volumen se ha utilizado el método automático de Gambit *Mesh Volumes*, seleccionando el tipo de elementos tetraédricos con un espaciado de 0,1 m.

Es importante refinar la malla en las zonas donde mayor variación de flujo habrá. La mayor variación con el sistema todo-aire se espera en la zona cercana a la boca de impulsión, así como en la de retorno, ya que será donde se encuentren los mayores gradientes de temperatura y mayores velocidades de aire. Para el escenario de la estufa las mayores variaciones se esperarán en las inmediaciones de ésta. Otras zonas de interés son los fluorescentes, que aportan calor en el caso de verano; y la ventana, que al tener un coeficiente global de transmisión bastante superior al de la pared se pueden esperar gradientes de temperatura bruscos.

El refinamiento consiste en mallar los contornos de estas superficies de manera que al mallar el volumen total los tetraedros formados en las inmediaciones de éstas tengan un menor tamaño. Los contornos de las rejillas y la estufa se han mallado con un espaciado de 0,01 m y los de la ventana y los fluorescentes con 0,05 m.

Se ha optado por una malla no estructurada tetraédrica para disminuir el coste computacional y porque se ha observado en la validación que en estos casos el resultado obtenido es suficientemente preciso.

Todas las mallas creadas cuentan con aproximadamente 400000 celdas y 80000 nodos. En la Figura 45 se puede ver el resultado de una de ellas, así como el refinamiento de una de las rejillas más de cerca.

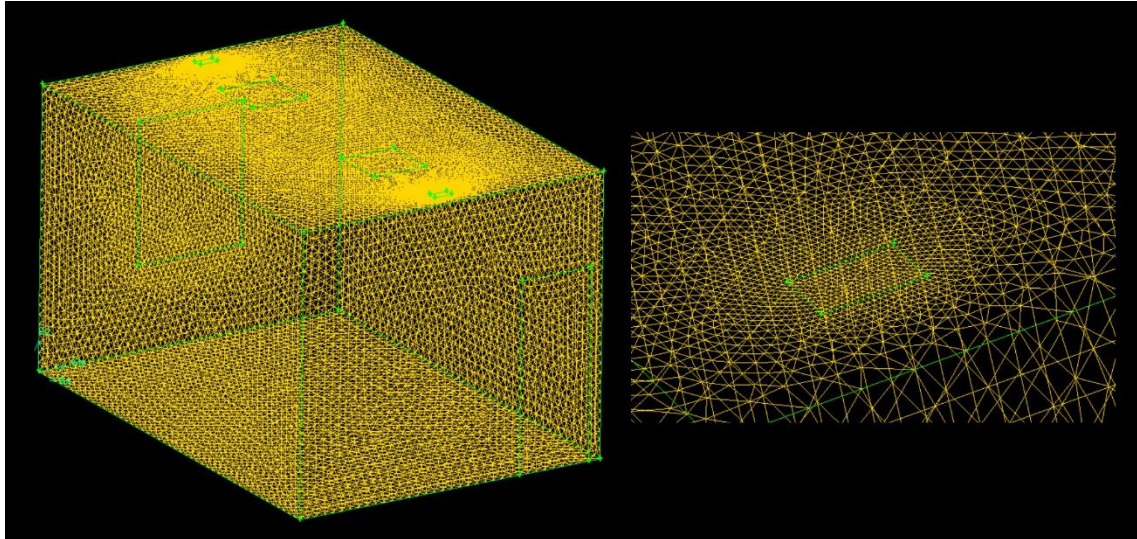


Figura 45: Malla de uno de los casos de estudio y zona cercana a la rejilla refinada [Elaboración propia]

Gambit posee una opción que permite examinar la malla en planos especificados por el usuario o atendiendo a algunos factores como puede ser la forma de las celdas. Una de las funciones más interesantes es poder medir la calidad de la malla. Se comentó en otro apartado que la falta de simetría en las celdas puede traer problemas de convergencia o soluciones poco precisas. Gambit permite agrupar las celdas de la malla en función de su grado de asimetría, tanto respecto al ángulo como respecto al tamaño de las aristas de los tetraedros.

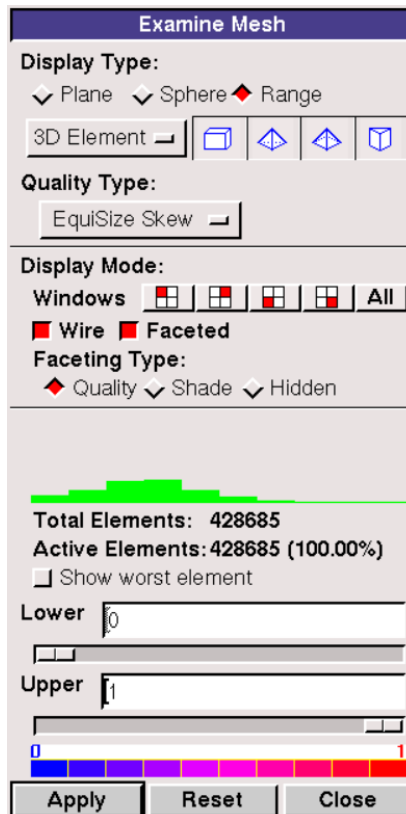


Figura 46: Grado de asimetría respecto a las aristas [Elaboración propia]

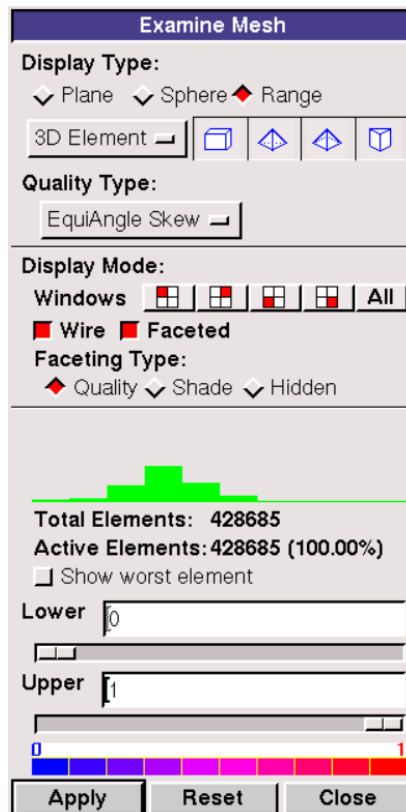


Figura 47: Grado de asimetría respecto a los ángulos [Elaboración propia]

El grado de asimetría que presentan los elementos de la malla, como se puede ver en las Figuras 46 y 47, es bastante bajo. Aunque Gambit no calcula el valor medio se puede ver que para el ángulo se encuentra en torno al 0,4 y para las aristas al 0,35. Sí se puede indicar el valor máximo de cada tipo, siendo 0,81 y 0,75 respectivamente. Para que una malla se considere buena estos valores no deberían de superar a 0,9, por lo que la malla se puede considerar correcta.

Por último, se deben de definir los tipos de contorno que conforman la geometría. En este caso todas las superficies se han establecido como *Wall*, a excepción de la rejilla de impulsión, que se ha establecido como *Mass Flow Inlet*, y la rejilla de retorno como *Pressure Outlet*.

7.2 Resolución en Fluent

El software empleado para la etapa de procesamiento y post-procesamiento ha sido Fluent 6.2.16, un software comercial específico para simulaciones CFD. En el apartado de validación se han explicado muchas de las opciones que han sido elegidas para esta serie de simulaciones. Por lo tanto, se obviarán comentarios explicativos que ya se hayan hecho con anterioridad en este trabajo.

El primer paso es importar la malla en Fluent, así como comprobar mediante el comando *Grid* → *Check* que el volumen de la celda mínimo sea positivo, asegurándonos de esta forma que todas las celdas tienen un volumen mayor a cero.

7.2.1 Modelos de resolución

Mediante el comando *Define* → *Models* se pueden seleccionar los modelos deseados para llevar a cabo la simulación.

Para el *Solver* se ha seleccionado el modelo *Segregated* ya que es el indicado para flujos incompresibles o poco compresibles.

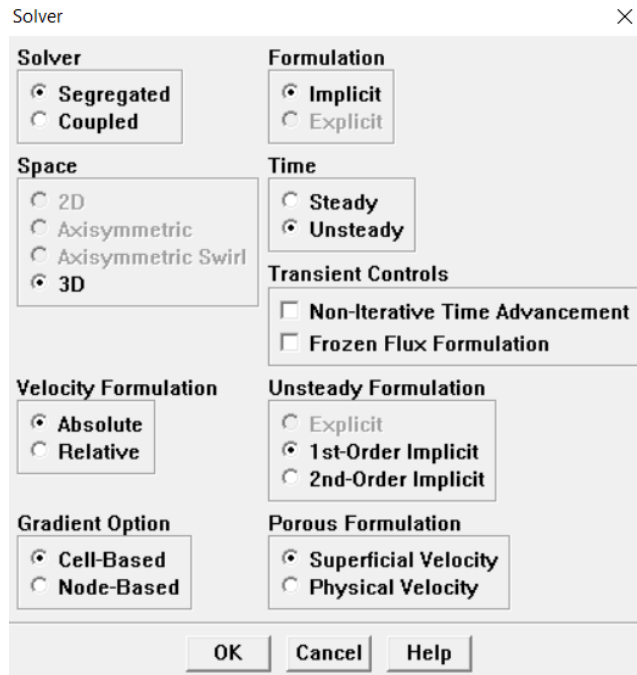


Figura 48: Modelos de resolución del Solver [Elaboración propia]

A diferencia de en la validación, en estas simulaciones lo que se busca es ver en qué momento se alcanzan las condiciones de confort en el despacho. Estas condiciones varían con el tiempo desde que el sistema de climatización comienza a funcionar hasta que se llega al confort. Por ello, en *Time* se ha seleccionado la opción *Unsteady*, que permitirá más adelante escoger durante cuánto tiempo real se desea realizar la simulación. Para *Unsteady Formulation* la formulación *1st-Order Implicit* es suficiente para la mayor parte de los problemas, por lo que solo se debe utilizar *2nd-Order Implicit* si es necesario aumentar la precisión. Dado que para nuestro caso con la precisión del *1st-Order Implicit* ha dado resultados satisfactorios ha sido la formulación elegida.

Otros modelos activados han sido la ecuación de la energía para poder simular las transferencias de calor y el modelo turbulento *k-ε standard* con las constantes que vienen por defecto.

7.2.2 Materiales

El fluido de trabajo es el aire. Fluent posee una base de datos con las propiedades de algunos materiales, entre ellos es aire. Todas estas propiedades se han dejado por defecto excepto la densidad, para la cual se ha activado el modelo *Boussinesq* que es especialmente útil en el caso de convección natural (estufa). En el sistema todo-aire la convección es forzada, pero no supone un aumento significativo del coste computacional y de esta manera se pueden representar mejor las pequeñas variaciones de densidad.

7.2.3 Condiciones de operación

Éstas son las condiciones a las que está sometido el fluido durante la simulación. Se ha especificado la presión de operación en 101325 Pa y la aceleración de la gravedad como 9,81 m/s² en el sentido negativo del eje Z. Como se ha utilizado el modelo de *Boussinesq* se

debe introducir una temperatura de referencia, en este caso de 288 K, así como una densidad de 1,225 kg/m³.

7.2.4 Condiciones de contorno

En Gambit se estableció el tipo de zona de cada contorno y, en este apartado se asignan las condiciones de cada una.

Las paredes que no están en contacto con el exterior, así como la puerta y el suelo del despacho, se han establecido como adiabáticas. El resto de las paredes, el techo y la ventana se han configurado según el modo *Convection* en *Thermal Conditions*. Se debe de especificar el *Heat Transfer Coefficient* de cada superficie (Tabla 3) y la *Free Stream Temperature*, la temperatura existente fuera del dominio (304,45 K para el estudio en verano y 273,65 K para el estudio en invierno).

Las condiciones de los fluorescentes varían entre el estudio en verano e invierno. En verano, a fin de lograr el caso más desfavorable, se toman los fluorescentes en funcionamiento. De este modo se modelan como una pared que emite un flujo de calor de 190 W/m². En invierno se consideran apagados, por lo que se toman para ellos las mismas condiciones que el techo.

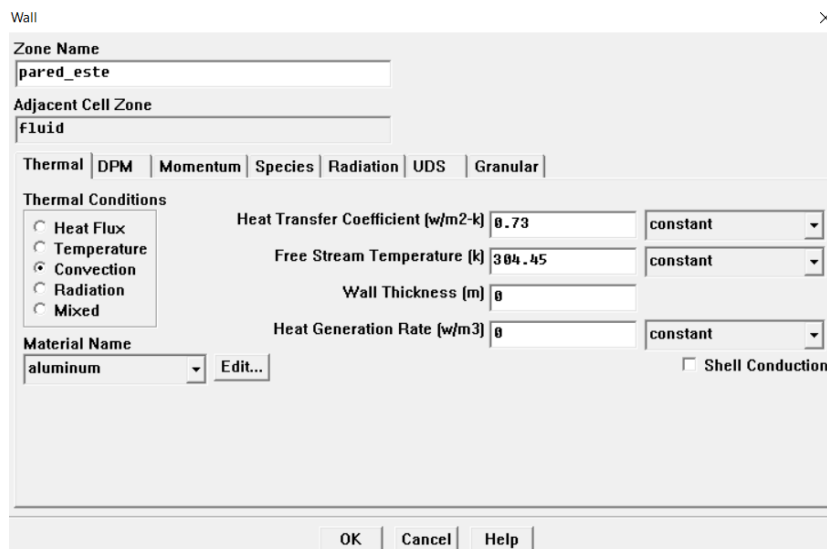


Figura 49: Condiciones de contorno de la fachada este para el estudio en verano [Elaboración propia]

En la impulsión ha habido que especificar el caudal másico de 0,05 kg/s, cuya temperatura será de 285,15 K para verano y 315,15 K para invierno. Como no se han modelado las aletas de las rejillas es necesario indicar las componentes de la dirección del flujo, las cuales variarán para cada caso dependiendo de la posición de la rejilla y del ángulo de deflexión.

El retorno cuenta con una presión manométrica de 0 Pa. La presión manométrica es la diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica, por lo que una presión manométrica nula indica que la salida es el ambiente.

Dado que el modelo de turbulencia usado es el *k-ε standard* es necesario calcular los valores de la energía cinética turbulenta (*k*) y la tasa de disipación turbulenta (*ε*) para la impulsión y el retorno. Para ello se hará uso de las siguientes ecuaciones:

$$k = \frac{3}{2} (ul)^2$$

$$= \frac{C_{\mu}^{3/4} k^{3/2}}{l}$$

Donde:

u es la velocidad

I es la intensidad turbulenta

C_{μ} es una constante de valor 0,09

l la escala de longitud turbulenta definida por:

$$l = 0,07L$$

Siendo L la longitud característica. Esta longitud para conductos rectangulares se puede suponer igual al diámetro hidráulico, cuyo valor se obtiene de la siguiente relación entre el área del conducto y el perímetro mojado:

$$L = D_h = \frac{4A}{P}$$

Se puede asumir que la velocidad en la boca de retorno será aproximadamente igual a la de la boca de impulsión y, dado que ambas rejillas poseen las mismas dimensiones, los valores de k y ε serán los mismos para las dos.

Los flujos de ventilación se encuentran dentro de los casos con media turbulencia, cuya intensidad turbulenta varía entre el 1 y el 5%. Escogiendo el peor caso posible se utilizará el 1%.

Sabiendo que el caudal de aire es de 150 m³/s y que las dimensiones de las rejillas son 200x100 mm se tienen todos los datos necesarios para los cálculos, cuyos resultados son:

$$k = 9,375 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\varepsilon = 5,055 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^3$$

Figura 50: Condiciones de contorno de la impulsión para una de las configuraciones [Elaboración propia]

Por último, la potencia de la estufa se ha considerado de 700 W, algo superior a las cargas térmicas sufridas en invierno (no se tienen en cuenta las cargas por ventilación ya que no hay en este escenario). La condición de contorno establecida para la estufa es por tanto un flujo de calor de 1582,28 W/m².

7.2.5 Solución

En *Solution Controls* se debe establecer el algoritmo que halle la presión, ya que se está usando el *pressure-based solver*. Para problemas no estacionarios el algoritmo *PISO* permite utilizar pasos de tiempo mayores. Sin embargo, para el paso de tiempo seleccionado la elección entre *PISO* y *SIMPLE* no presenta apenas diferencia alguna y, dado que con el algoritmo *SIMPLE* se ha alcanzado mejor la convergencia y con una velocidad de computación mayor ha sido éste el seleccionado.

En cuanto a la discretización de las ecuaciones se ha elegido *Standard* para la presión y *First Order Upwind* para el resto. Los factores de relajación se han dejado por defecto.

El siguiente paso es inicializar la simulación, otorgando unos valores iniciales a partir de los cuales se realizarán los cálculos. Como se trata de simulaciones no estacionarias estos valores modifican la solución final. Para el caso de refrigeración se han dejado los valores por defecto (presión manométrica de 0 Pa y temperatura de 300 K), mientras que para calefacción la temperatura inicial se ha disminuido hasta los 283 K.

Por último se deben ajustar las condiciones de iteración. Se ha establecido un tamaño de paso de tiempo de 0,3 segundos. Para todos los casos se ha optado por simular una hora de tiempo real. Por ello, el número de pasos de tiempo se debe de calcular como el tiempo real entre el tamaño del paso de tiempo, resultando en 12000 pasos de tiempo totales. El número máximo de iteraciones por paso de tiempo se ha establecido en 20.

Ante la posibilidad de que se alcanzaran las condiciones de confort antes de esa hora se ha optado por activar puntos de autoguardado cada 1000 pasos de tiempo, lo que son 5 minutos de tiempo real.

7.3 Post-procesado

Cuando la simulación ha terminado debe de comprobarse si se ha alcanzado la convergencia o no. Dado que se han simulado 13 casos en total no se expondrán los resultados de todos, sino que se mostrarán un representante del caso de climatización y otro del caso de refrigeración. Todas las simulaciones de cada caso presentan valores similares en cuanto a la comprobación de la convergencia, por lo que un solo representante es suficiente.

A modo explicativo la Figura 51 muestra un proceso de iteración transitorio (no estacionario). Se puede observar que ha calculado 6 pasos de tiempo. Los tres primeros no han alcanzado el criterio de convergencia, por lo que se calculan el máximo número de iteraciones por paso de tiempo impuestas. Los tres últimos sí alcanzan el criterio de convergencia. Si el criterio es alcanzado antes del número máximo de iteraciones se pasa directamente al siguiente paso de tiempo.

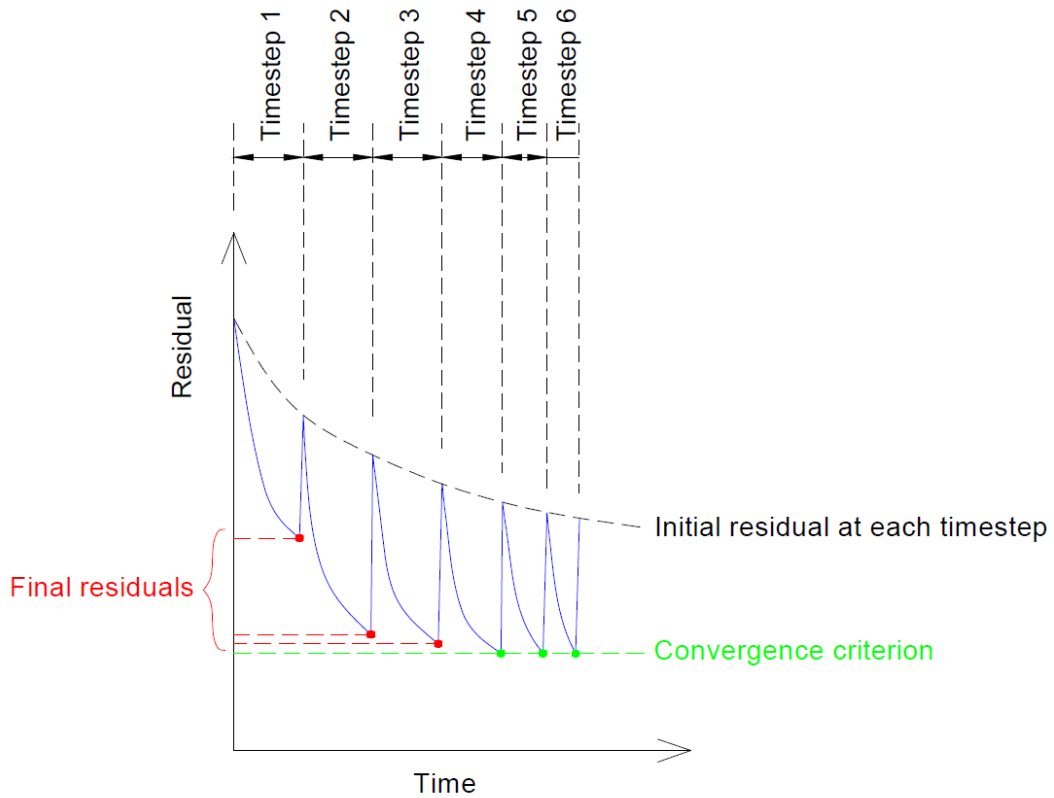


Figura 51: Residuos simulación transitoria [15]

A continuación se muestran los residuals de un caso de refrigeración y otro de calefacción. Dado que se han realizado en torno a 24000 y 63000 iteraciones respectivamente, Fluent no muestra todas ellas, sino que muestra las últimas 5000.

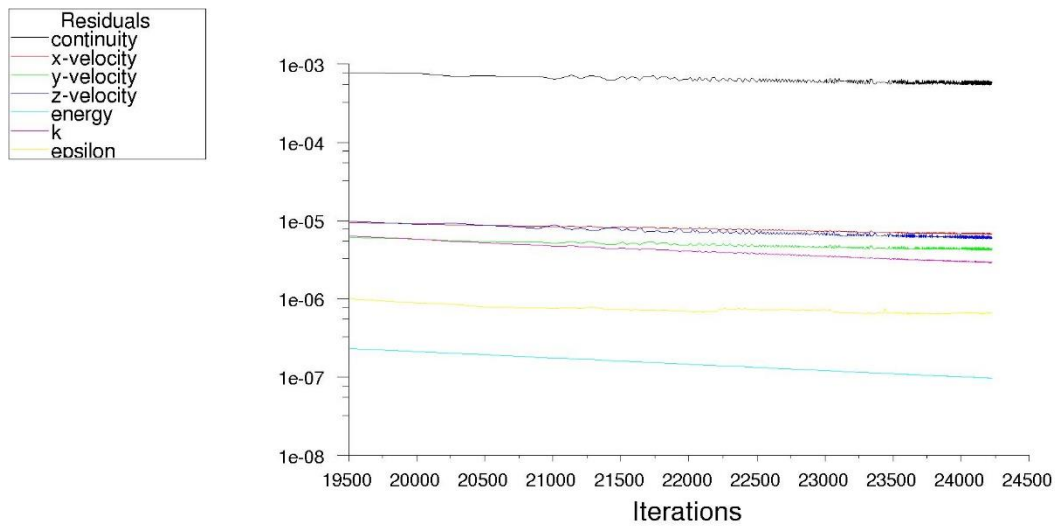


Figura 52: Residuos caso refrigeración [Elaboración propia]

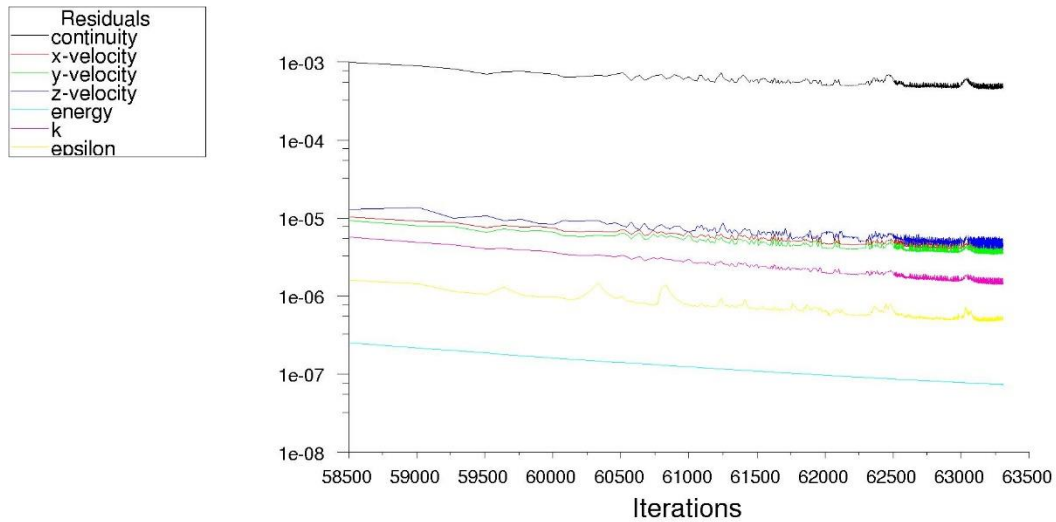


Figura 53: Residuos caso calefacción [Elaboración propia]

En ambos casos apenas se notan los pasos de tiempo. Esto es debido a que al final de la simulación los criterios de convergencia se alcanzaron en una o dos iteraciones por paso de tiempo.

Otra comprobación interesante de la convergencia es el cumplimiento de la ecuación de continuidad. Debe existir conservación de la masa y, si se estuviese en estado estacionario, también conservación del calor. En las Figuras 54 y 55 se puede observar que existe un ligero desequilibrio másico, menor al 1% para ambos casos, por lo que se puede considerar que sí existe conservación de la masa.

En cuanto al calor, en verano el balance es negativo y en invierno el balance es positivo. Lo que esto indica es que, de seguir simulando, en verano se enfriaría aún más el despacho y en invierno se seguiría calentando.

Boundaries	Results	Boundaries	Results
default-interior	-0.12051684	default-interior	136.80008
fluorescentes	0	fluorescentes	-669.9812
impulsion	0.049999986	impulsion	87.460358
pared_este	0	pared_este	53.877895
pared_sur	0	pared_sur	0
paredes_interiores	0	paredes_interiores	274.52307
puerta	0	puerta	0
retorno	-0.050019443	retorno	52.498928
suelo	0	suelo	29.795929
techo	0	techo	
ventana	0	ventana	
	kg/s		w
	-1.945719e-05		-35.02494

Figura 54: Comprobación de flujos másico (izquierda) y calorífico (derecha) para el caso verano [Elaboración propia]

Boundaries	Results	Boundaries	Results
default-interior	-0.72280037	default-interior	
impulsion	0.049999986	impulsion	871.25482
pared_este	0	pared_este	-280.04675
pared_sur	0	pared_sur	-165.38174
paredes_interiores	0	paredes_interiores	0
puerta	0	puerta	0
retorno	-0.049981792	retorno	-297.27332
suelo	0	suelo	0
techo	0	techo	0
ventana	0	ventana	-100.81273
	kg/s		w
	1.819432e-05		27.74028

Figura 55: Comprobación flujos másico (izquierda) y calorífico (derecha) para el caso invierno [Elaboración propia]

8 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El objetivo principal de este apartado es obtener unas conclusiones apropiadas en base a las soluciones que se han obtenido de las simulaciones. No se trata de representar con total exactitud la realidad, ya que se han realizado algunas simplificaciones, pero sí representar las distintas distribuciones de una manera lo suficientemente útil como para poderlas comparar y llegar al resultado que mejor se adapta a las condiciones de confort.

El estudio se enfoca en el análisis gráfico de los trece casos, ya que Fluent permite representar de forma visual los diversos campos como el de temperaturas o velocidades.

Los campos de temperaturas serán representados en tres planos verticales: el primero en la mitad del ancho del despacho, el segundo en la mitad de la puerta y el último en simetría con el segundo. Los campos de velocidades y presiones serán representados en el segundo plano, ya que es el que contiene las rejillas.

8.1 Verano

Pese a que se ha simulado un total de 1 hora real, todas las simulaciones que se exponen a continuación corresponden a un período de tiempo real de 10 minutos, suficiente para alcanzar las condiciones de confort establecidas.

8.1.1 Configuración de rejillas I (0°)

Para esta primera configuración se ha decidido colocar las rejillas, tanto de impulsión (azul) como de retorno (rojo), en el techo del despacho, procurando ponerlas lo más alejadas posible una de la otra. La configuración se puede ver en la Figura 56.

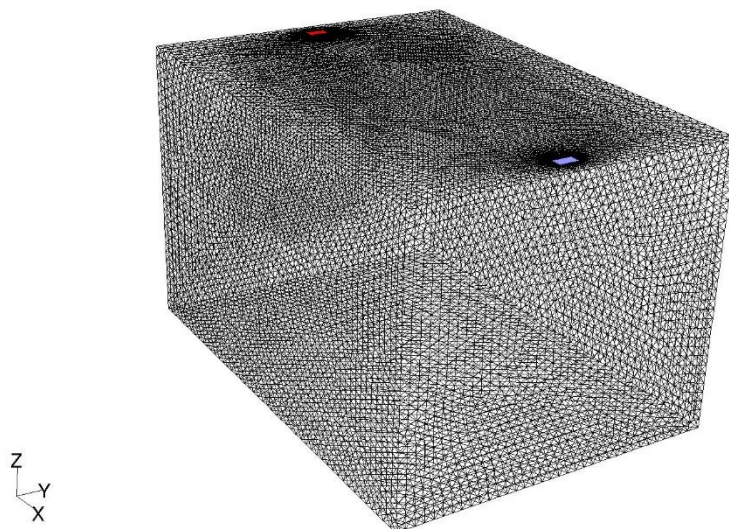


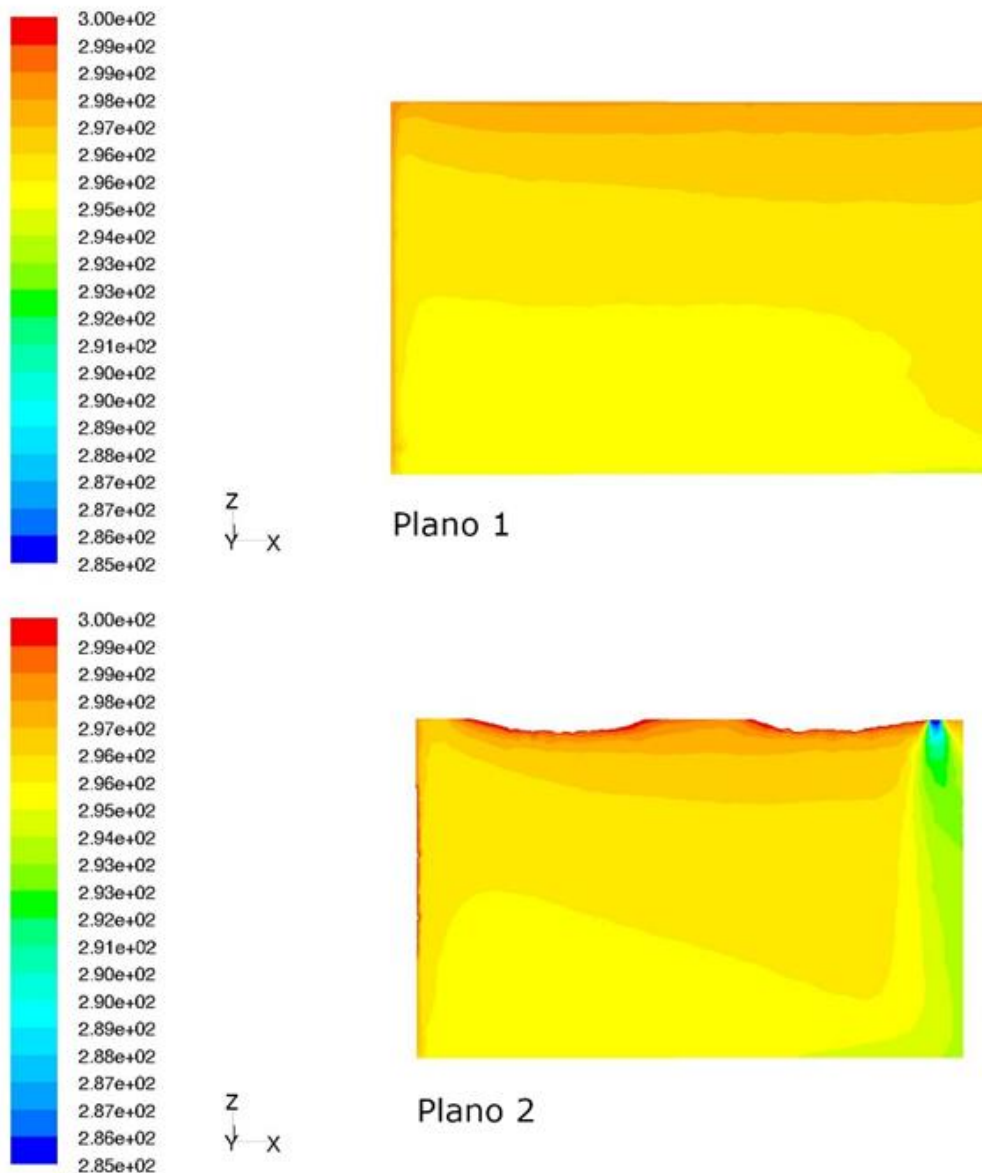
Figura 56: Configuración de rejillas I [Elaboración propia]

A la hora de representar el campo de temperaturas en los planos con la opción *Autorange* no se obtenían representaciones del todo claras para el estudio, ya que tomaba desde la temperatura mínima a la máxima existentes en el despacho, entre las cuales hay una diferencia considerable. Con objetivo de facilitar el estudio se ha modificado ese rango de temperaturas dependiendo del caso, siendo este aproximadamente entre 12 y 27 °C. Si

el usuario modifica el rango de temperaturas solo se representarán las zonas cuya temperatura esté dentro de ese rango. Es por esto por lo que en algunas figuras pueden aparecer zonas sin ningún color, debido a que su temperatura es mayor o menor.

En la Figura 57 se puede ver el campo de temperaturas de este caso. Como se puede observar alrededor de la pared este y el techo hay un ligero aumento de la temperatura debido a la infiltración de calor exterior por estos cerramientos. También se aprecia en el plano 2 la mayor temperatura en las inmediaciones de la ventana (que infiltra más calor que la pared este al tener un mayor coeficiente de transmisión global) y de los fluorescentes (que emiten un flujo de calor constante).

El chorro se impulsa directamente hacia el suelo y sufre el efecto Coandă, adhiriéndose a la pared norte hasta llegar al suelo, ayudado por su mayor densidad respecto a la del aire colindante.



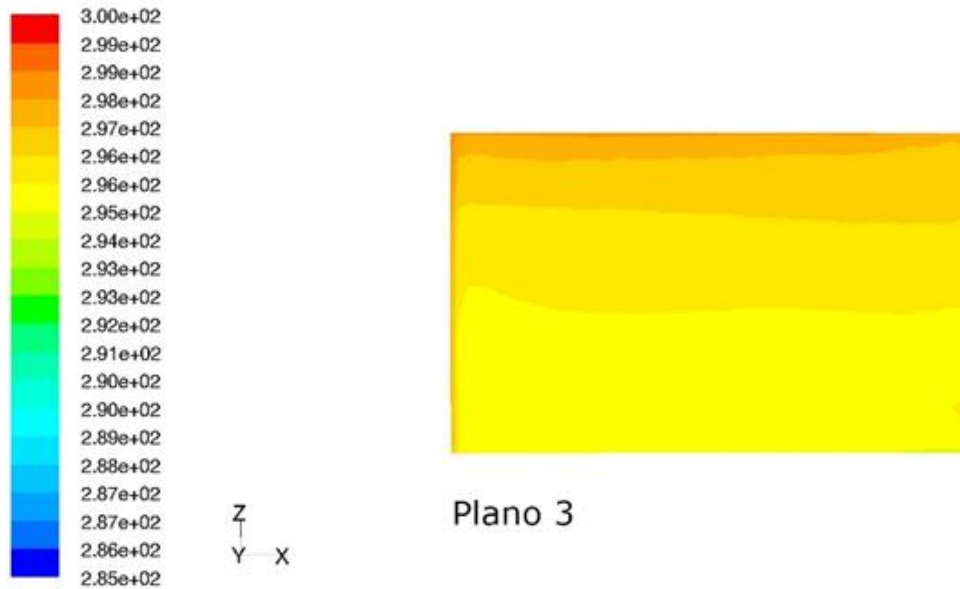


Figura 57: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración I (0°) [Elaboración propia]

En la Figura 58 se representan los tres planos dentro de la malla del despacho para tener una mejor comprensión de la situación de estos. Para todas las simulaciones, tanto en verano como invierno, se utilizan estos mismos tres planos.

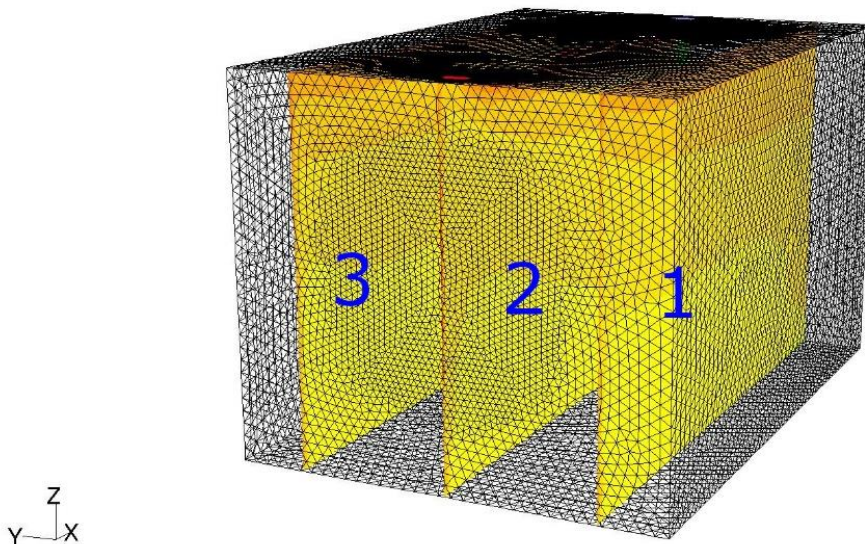


Figura 58: Disposición de los planos en el despacho [Elaboración propia]

A continuación se muestra el perfil de velocidades del aire. A excepción de las rejillas, donde se alcanzan velocidades ligeramente superiores a los 2,5 m/s, el aire secundario se mueve a poca velocidad, llegando incluso al estancamiento en algunas zonas.

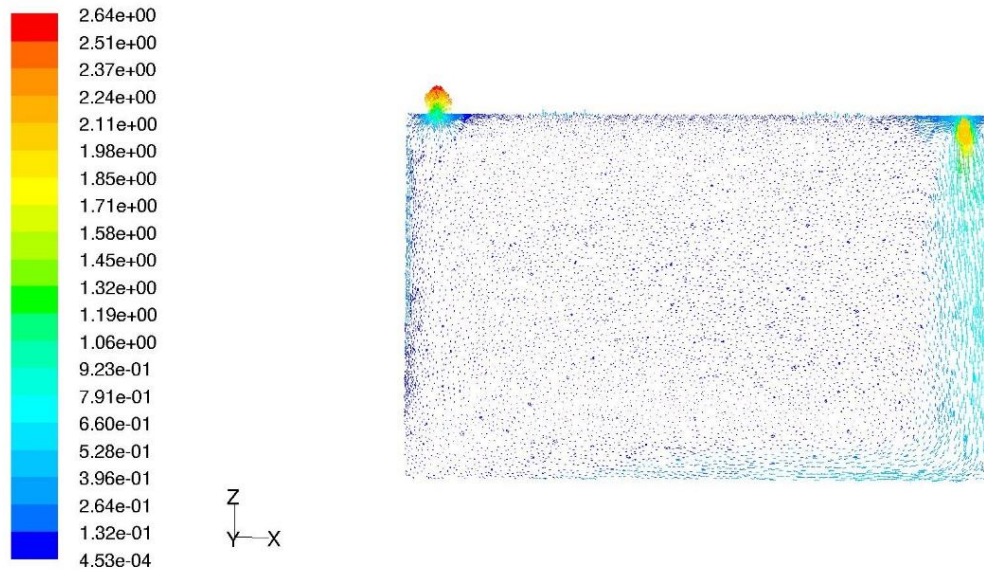


Figura 59: Campo de velocidades (m/s) para configuración I (0°) [Elaboración propia]

El campo de presiones obtenido se muestra en la Figura 60. En todos los casos de estudio (con climatización todo-aire), tanto en verano como en invierno, este campo es prácticamente idéntico, con una variación máxima de 2 Pa, por lo que solo se mostrará éste. No existe un rango de presiones indicado para el confort, ni este espacio requiere de sobrepresiones o depresiones. El rango apenas varía de la presión atmosférica, por lo que se puede suponer que el confort es alcanzado en cuanto a la presión.

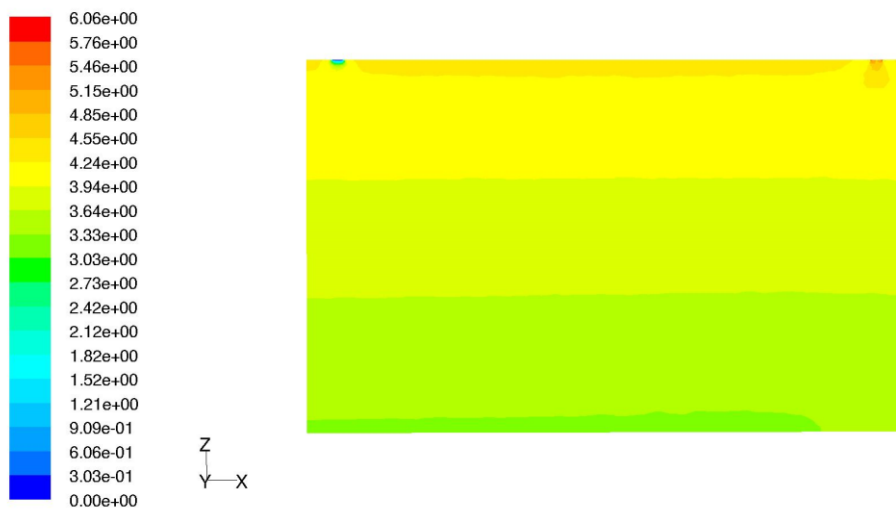


Figura 60: Campo de presiones manométricas (Pa) para configuración I (0°) [Elaboración propia]

8.1.2 Configuración de rejillas I (45°)

Lo que se intentaba buscar en este caso era una mejor distribución del aire primario. Sin embargo, al estar los fluorescentes en la proximidad de la impulsión, el aire frío no puede adherirse al techo y baja. Aunque en los planos que no contienen la impulsión la distribución es bastante buena, la vena, visible en el plano 2, se introduce en la zona de ocupación pudiendo producir molestias. Es por esto que esta configuración no es adecuada.

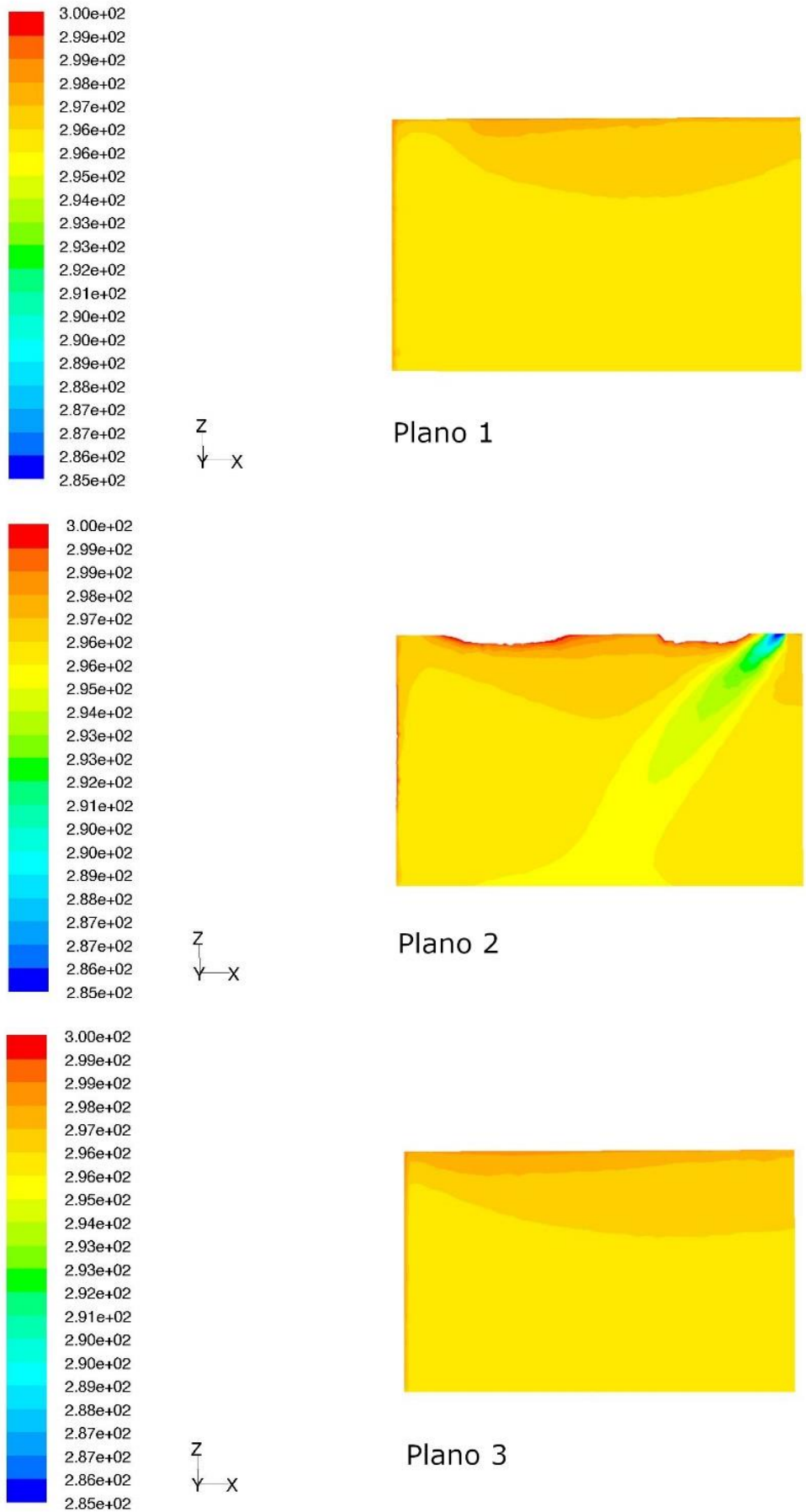


Figura 61: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración I (45°) [Elaboración propia]

En el campo de velocidades representado en la Figura 62 se puede observar también la velocidad del chorro que es superior a la recomendada para la zona de ocupación.

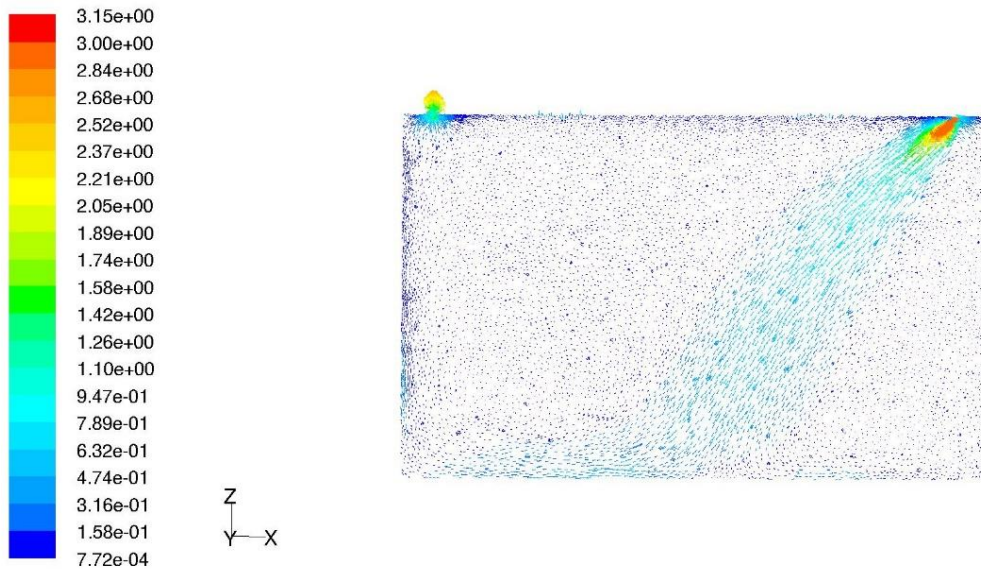


Figura 62: Campo de velocidades (m/s) para configuración I (45°) [Elaboración propia]

8.1.3 Configuración de rejillas II (0°)

Para la segunda configuración de rejillas la de impulsión se sitúa en el techo, exactamente en la misma posición que en la anterior configuración, pero la de retorno está situada en la parte baja de la pared más alejada. Esta configuración se puede apreciar en la Figura 63.

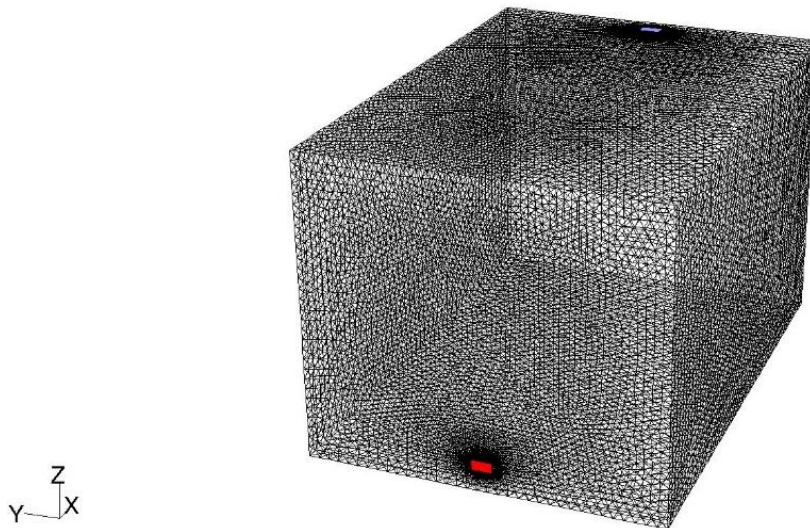


Figura 63: Configuración de rejillas II [Elaboración propia]

En comparación con la primera configuración con el mismo ángulo de deflexión el campo de temperaturas es ligeramente más alto. Esto se debe a la posición del retorno, que al estar situado en la zona baja el aire que saldrá primero es el más frío, ya que por fuerzas de flotación se encuentra por debajo del caliente. Como similitud, cabe destacar que aquí también se produce el efecto Coandă, esta vez algo más acentuado.

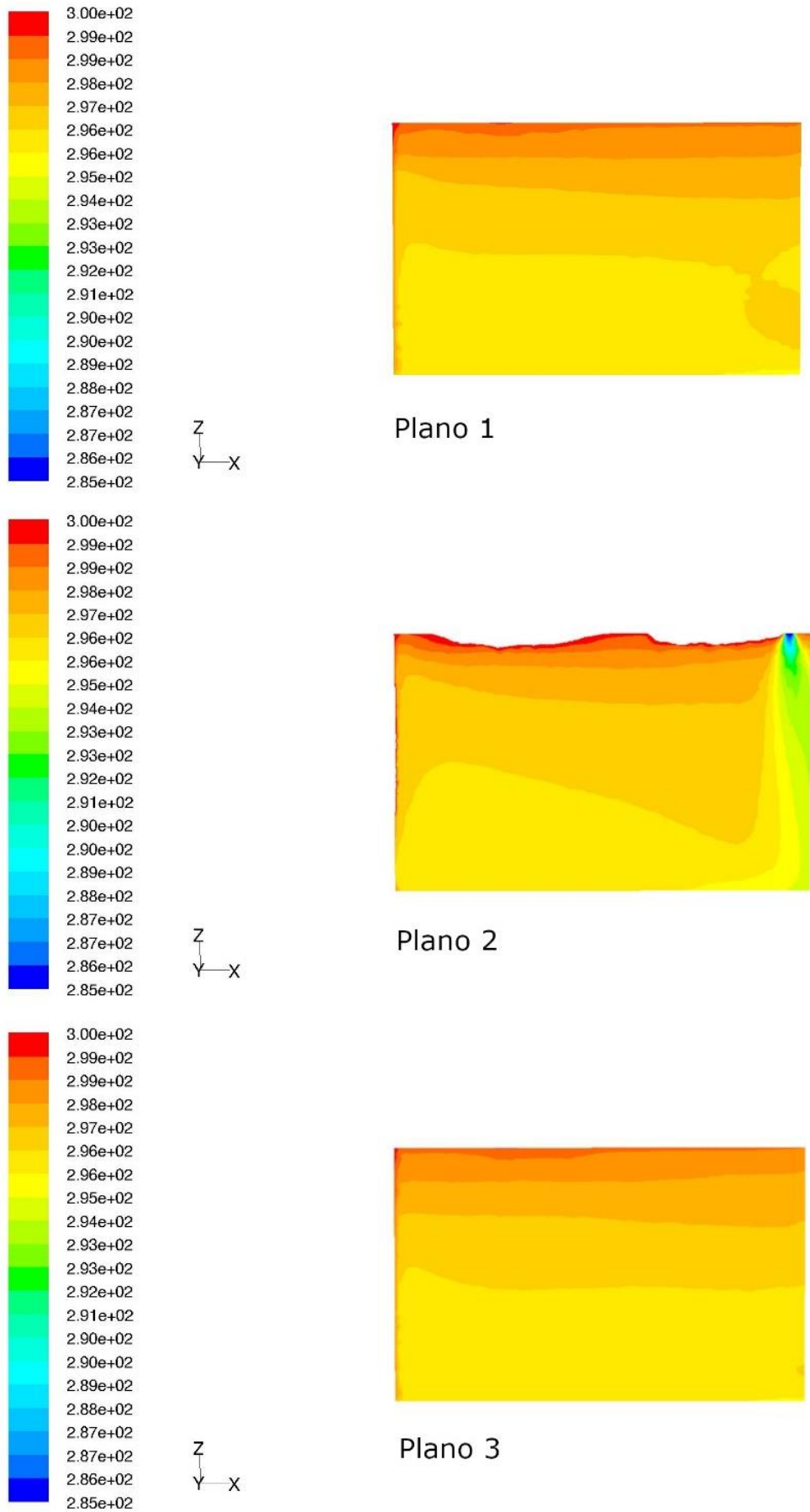


Figura 64: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración II (0°) [Elaboración propia]

El campo de velocidades es similar a la primera configuración. En este caso se puede apreciar una zona de relativo estancamiento en la zona superior izquierda de la Figura 65.

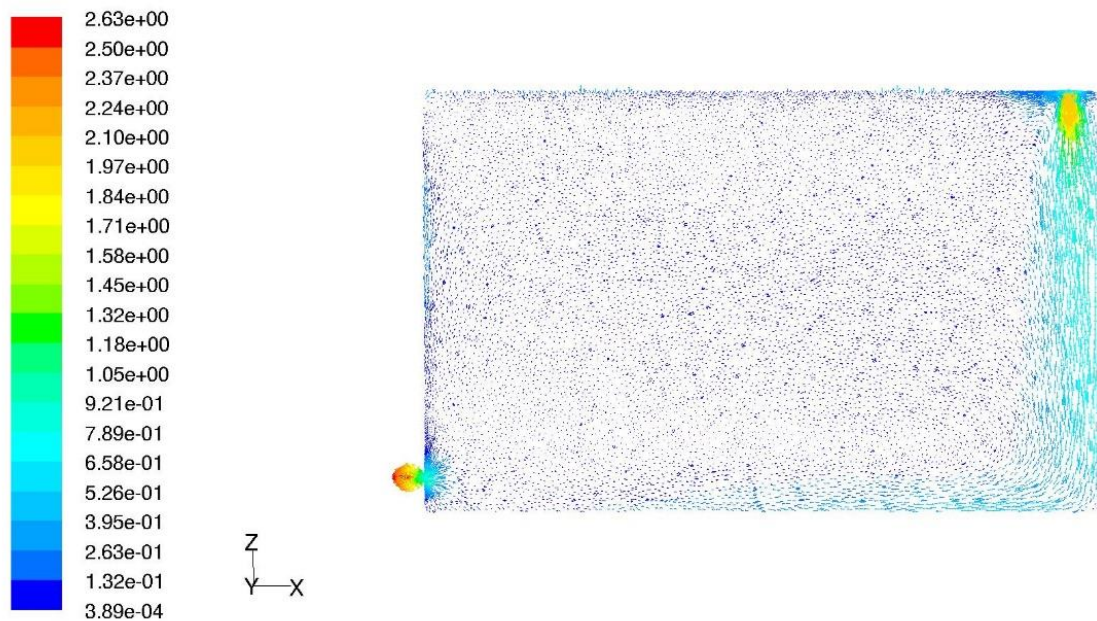
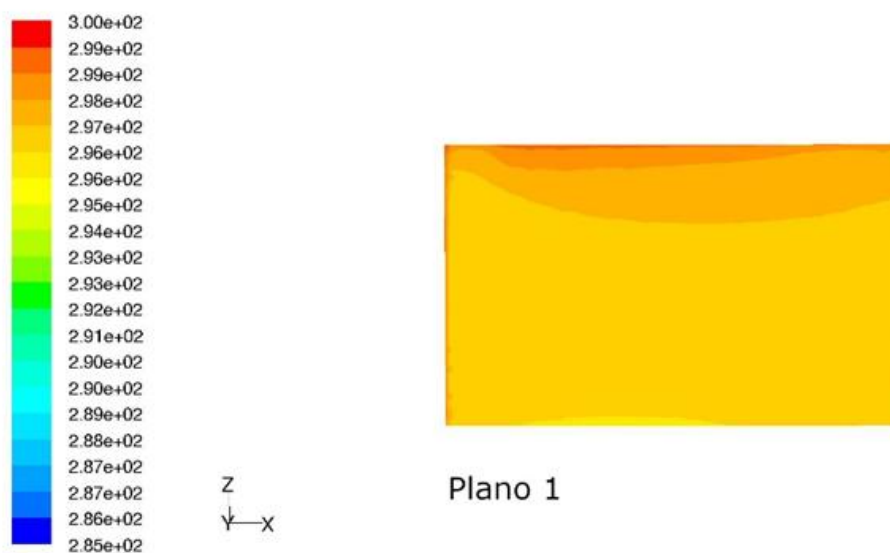


Figura 65: Campo de velocidades (m/s) para configuración II (0°) [Elaboración propia]

8.1.4 Configuración de rejillas II (45°)

En esta configuración nos encontramos unos resultados prácticamente idénticos a la configuración I con 45° de deflexión, tanto para el campo de temperaturas como para el de velocidades. De nuevo la vena se introduce en la zona de ocupación, por lo que esta configuración tampoco es adecuada.



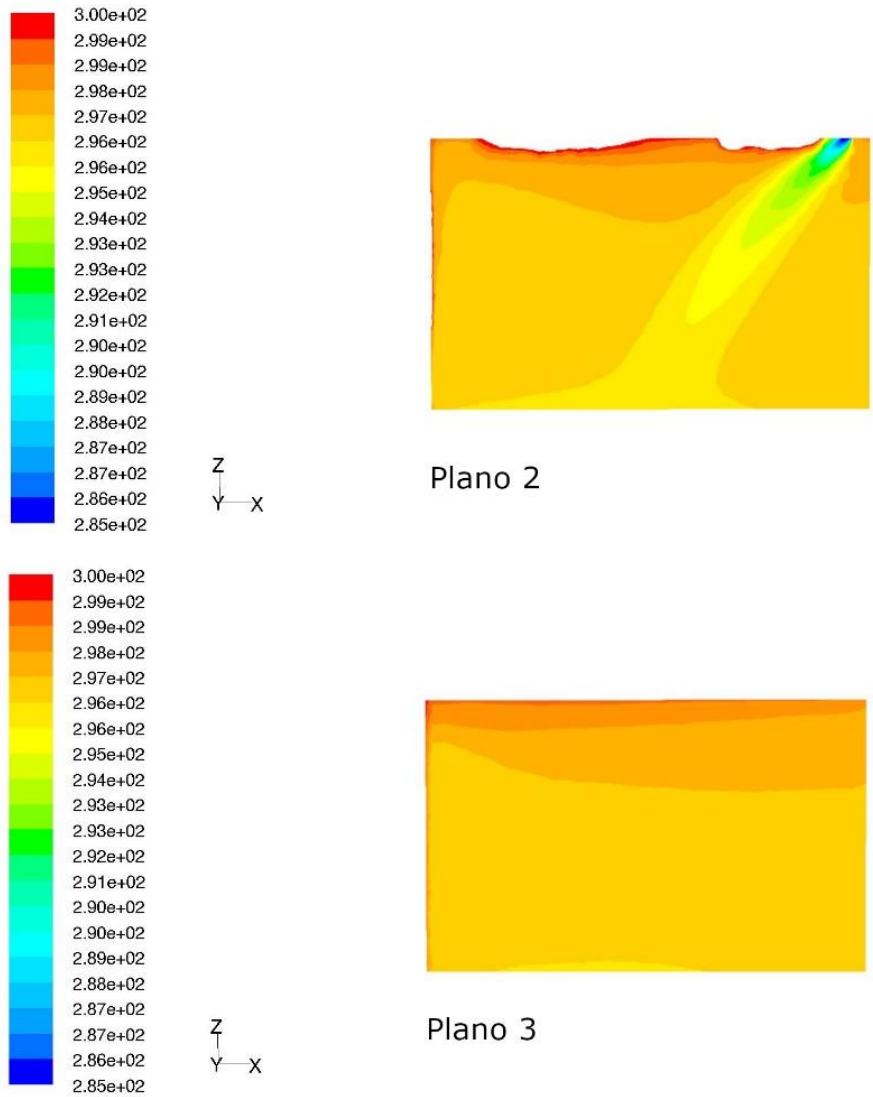


Figura 66: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración II (45°) [Elaboración propia]

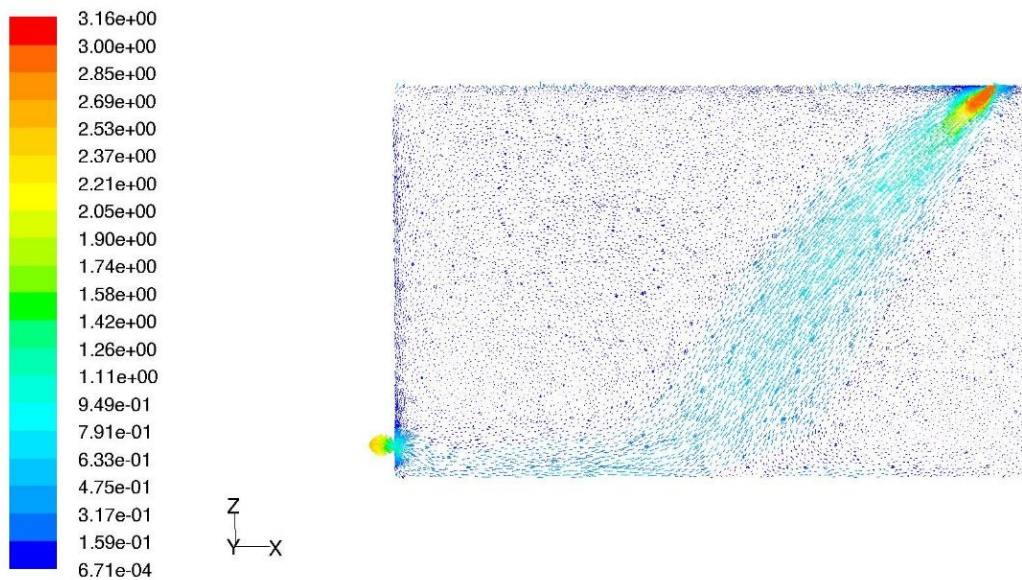


Figura 67: Campo de velocidades (m/s) para configuración II (45°) [Elaboración propia]

8.1.5 Configuración de rejillas III (0°)

La última configuración de rejillas presenta tanto la impulsión como el retorno en paredes, el primero en la zona alta y el segundo en la zona baja. Como en las otras dos configuraciones se encuentran lo más alejados posible para que el aire primario recorra todo el recinto.

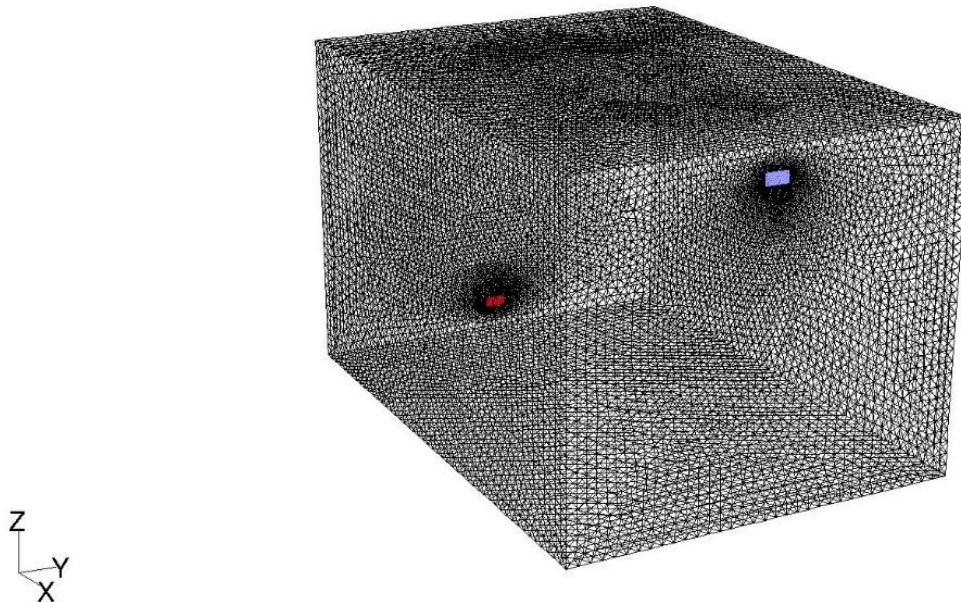
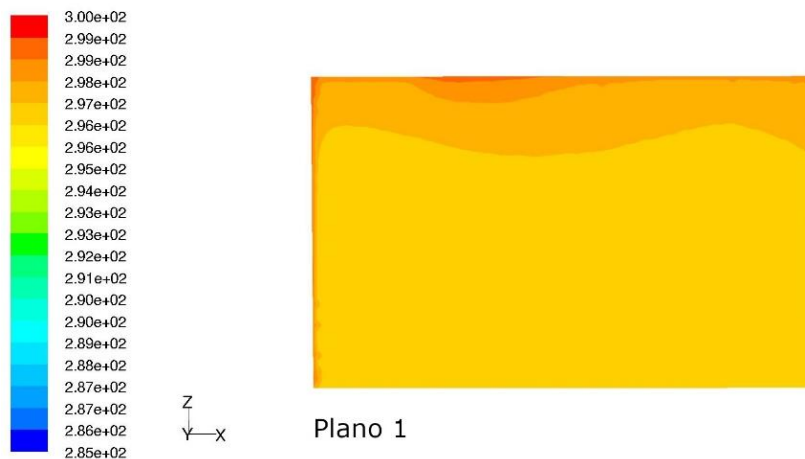


Figura 68: Configuración de rejillas III [Elaboración propia]

El aire primario es expulsado en el sentido opuesto al eje X, siguiendo hasta encontrarse con el fluorescente. A partir de ahí la vena disminuye y termina de mezclarse con el aire secundario.



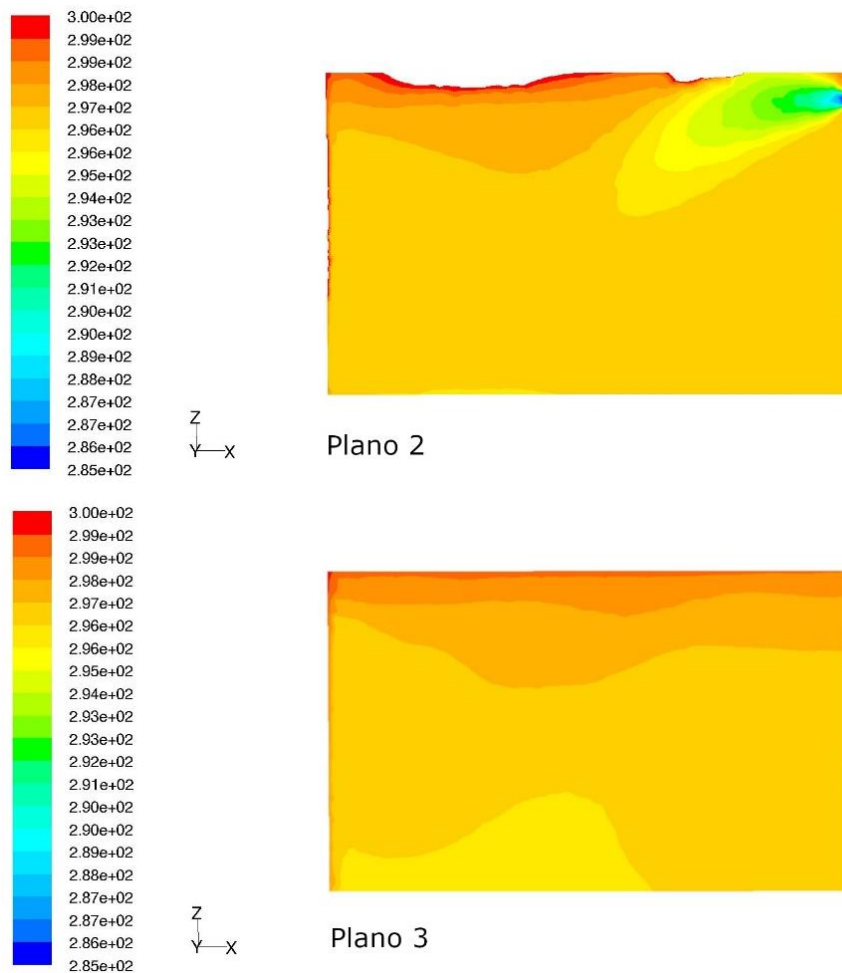


Figura 69: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración III (0°) [Elaboración propia]

Puede observarse en el campo de velocidades que la zona de mayor velocidad de la vena no llega a introducirse en la zona de ocupación.

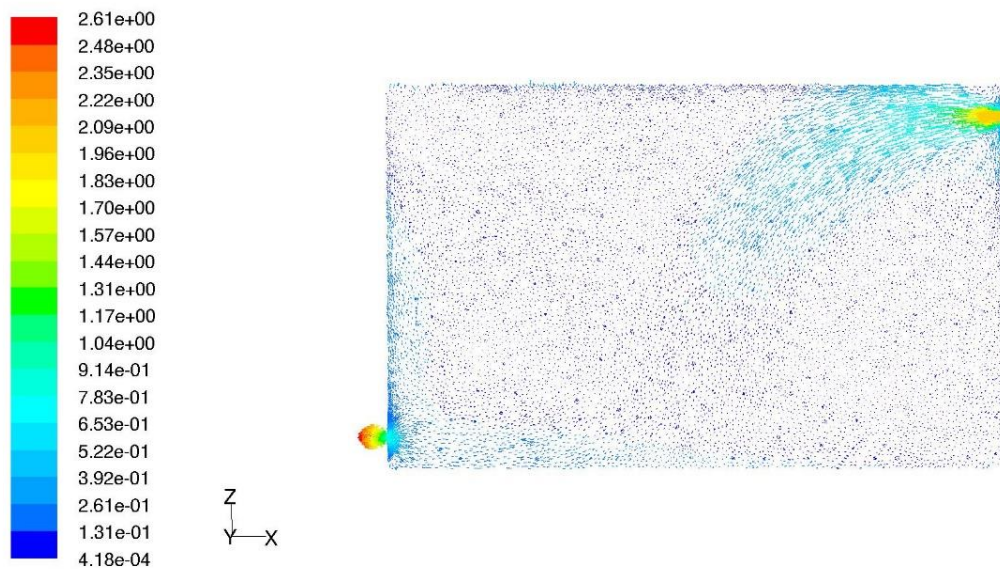


Figura 70: Campo de velocidades (m/s) para configuración III (0°) [Elaboración propia]

8.1.6 Configuración de rejillas III (45°)

Al igual que todas las configuraciones con deflexiones de 45° en refrigeración, el chorro de aire primario llega a la zona de ocupación, esta vez de forma no tan acusada, pero también pudiendo producir incomodidades a los ocupantes.

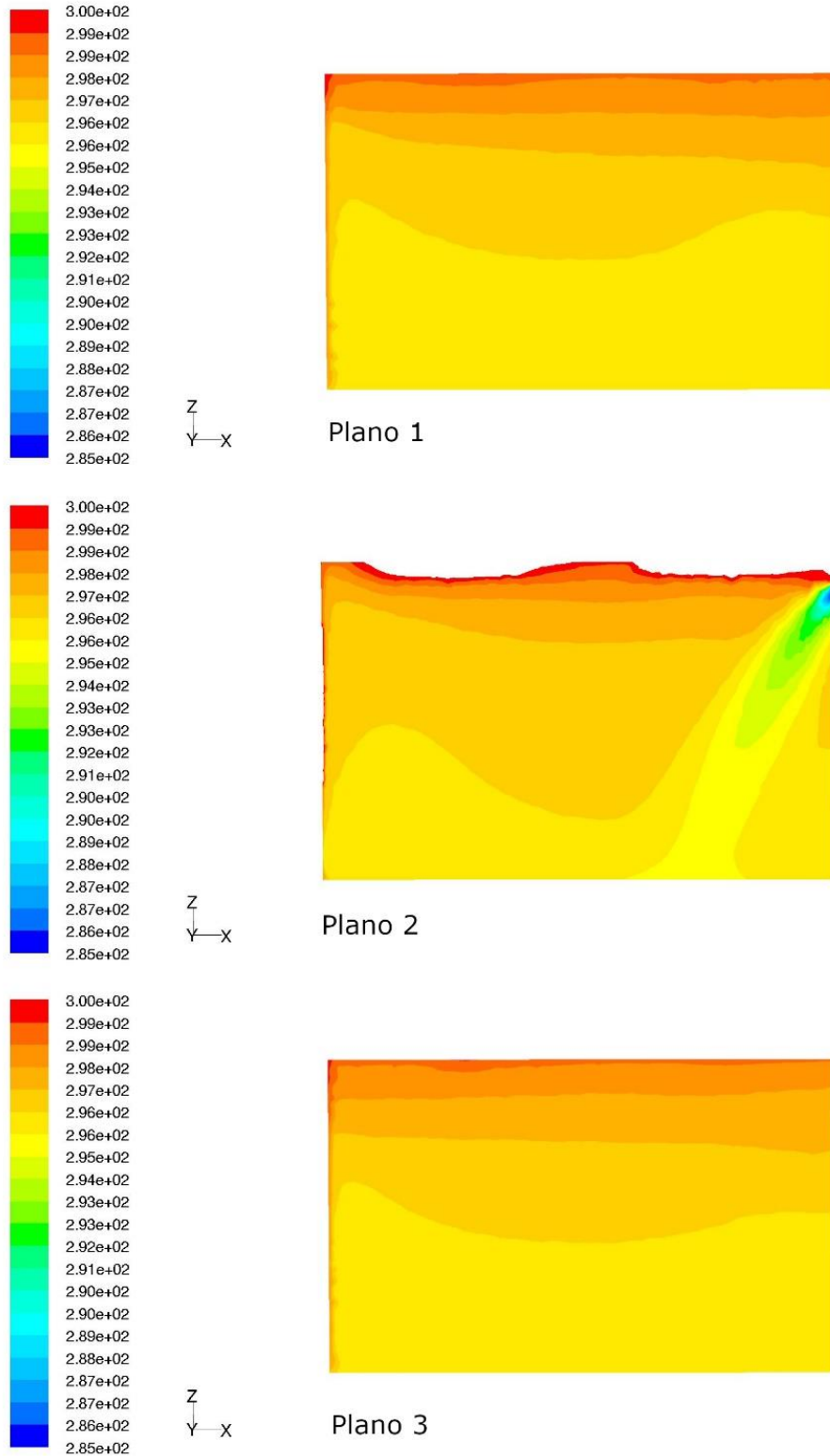


Figura 71: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración III (45°) [Elaboración propia]

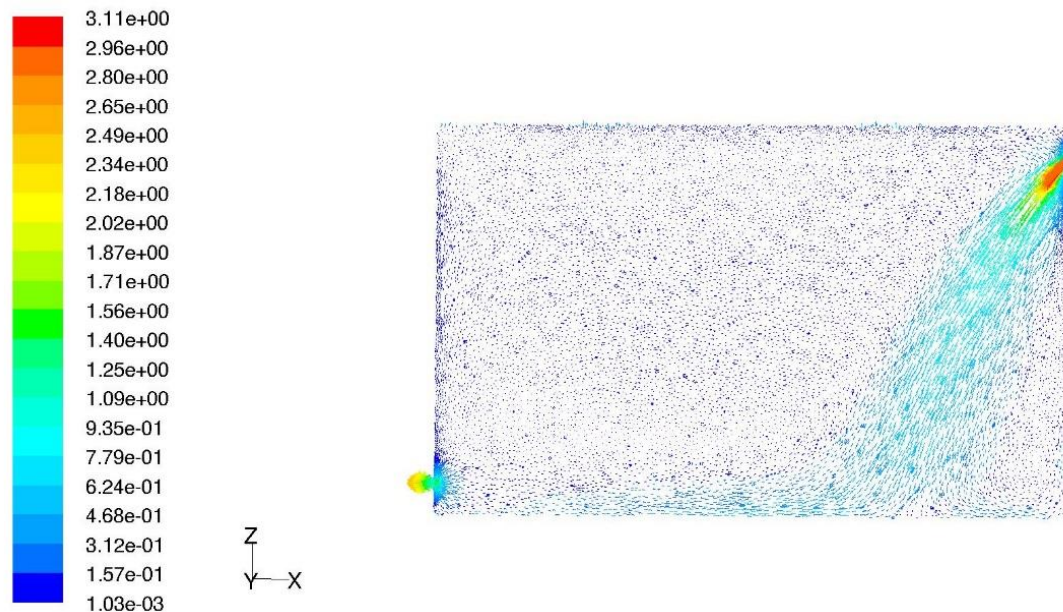


Figura 72: Campo de velocidades (m/s) para configuración III (45°) [Elaboración propia]

8.2 Invierno

La configuración de rejillas es la misma que para el caso de refrigeración, y su nomenclatura también, por lo que las Figuras 56, 63 y 68 también son válidas para la calefacción. Los tiempos reales son de 60 minutos para la configuración de rejillas I y de 20 minutos para las configuraciones de rejillas II y III, así como 35 minutos para la configuración de la estufa.

8.2.1 Configuración de rejillas I (0°)

La impulsión se realiza directamente hacia el suelo y no tiene mucho alcance. El aire primario, que posee mayor temperatura, por fuerzas de flotabilidad queda estancado en la parte de arriba del despacho. Se puede ver en la Figura 73 la acentuada estratificación de las temperaturas. Al comprobar los resultados de la simulación a lo largo del tiempo real se ha podido observar que no es hasta el paso de una hora real que la temperatura del aire cercano al suelo comienza a aproximarse a la temperatura de confort, mientras que el aire a más altura termina superando dicha temperatura por el aporte calorífico continuo de la boca de impulsión.

En la zona cercana a la pared este existe un ligero descenso de las temperaturas con respecto al resto del despacho, debido a la fuga de calor a través del muro y también de la ventana, ya que en plano 2 este descenso es algo mayor.

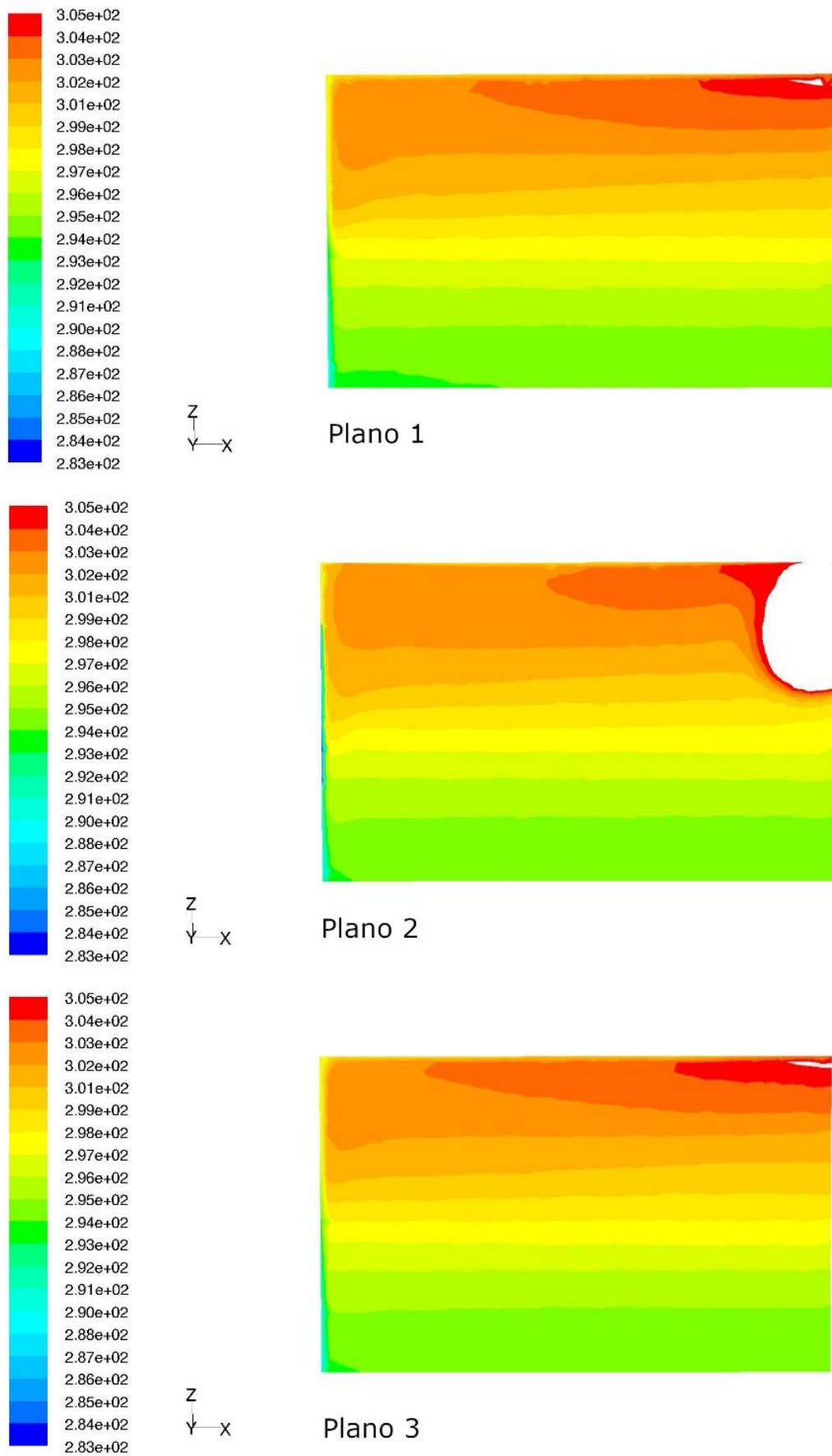


Figura 73: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración I (0°) [Elaboración propia]

La velocidad del aire es reducida en todo el recinto exceptuando las inmediaciones de las dos rejillas, como se puede apreciar en la Figura 74.

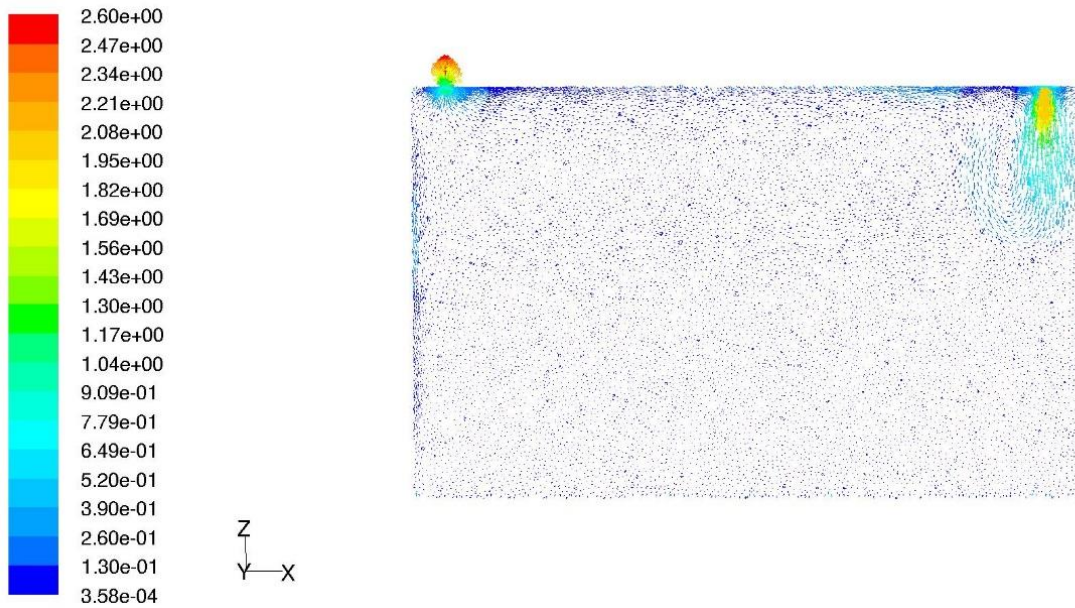
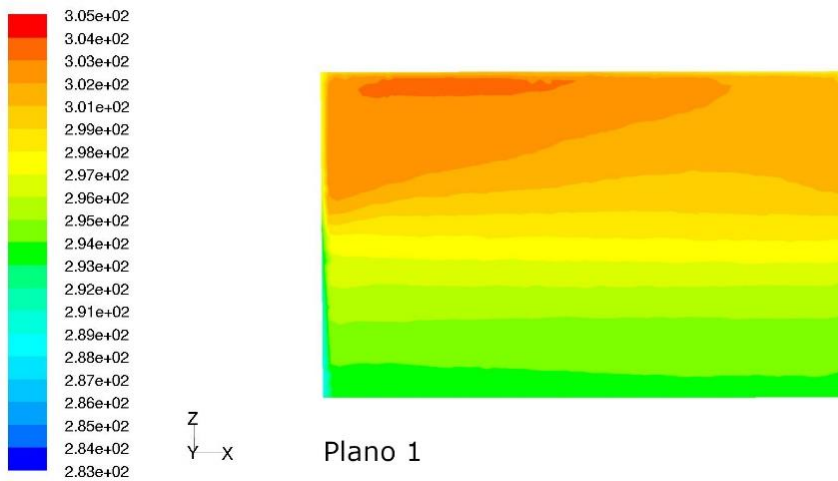


Figura 74: Campo de velocidades (m/s) para configuración I (0°) [Elaboración propia]

8.2.2 Configuración de rejillas I (45°)

El campo de temperaturas es prácticamente igual. La deflexión de las aletas dirige el chorro a lo largo del eje X, pero éste apenas causa inducción. La rejilla de retorno en el techo empeora las cosas al salir primero por ella el aire expulsado de la impulsión, por lo que la llegada a la temperatura de confort de todo el despacho también se produce en torno a una hora después de la puesta en funcionamiento del sistema de calefacción.



Plano 1

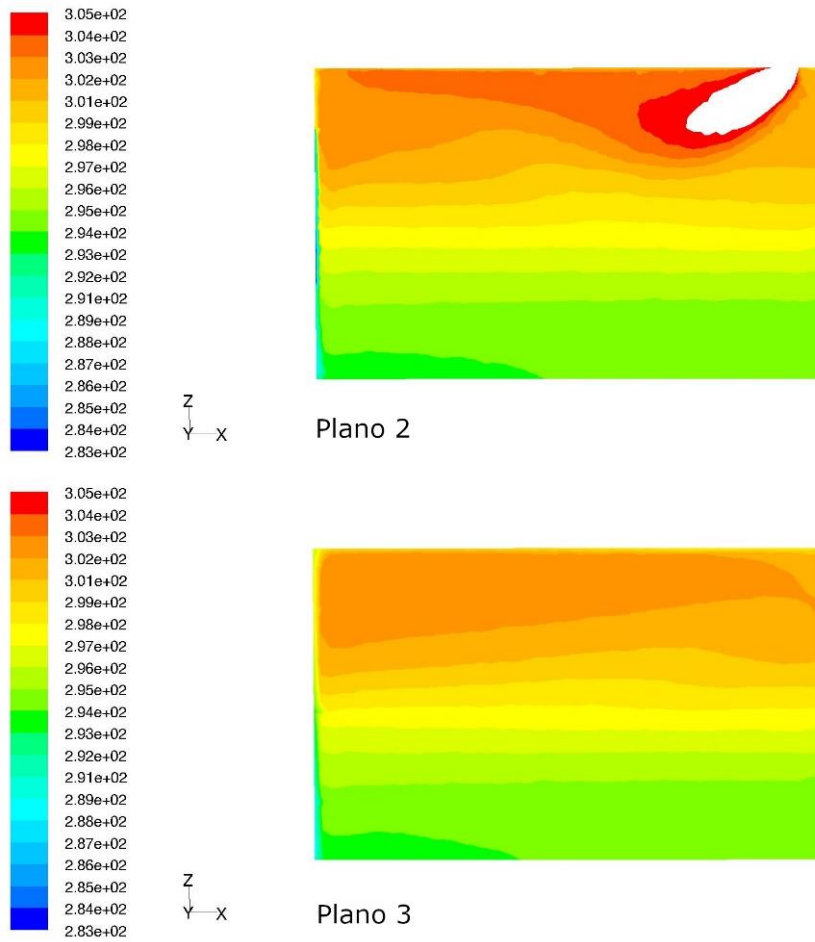


Figura 75: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración I (45°) [Elaboración propia]

En cuanto a las velocidades solamente son significativas en la zona del techo, desde la impulsión hacia el retorno, confirmando que el aire no llega a circular por todo el recinto.

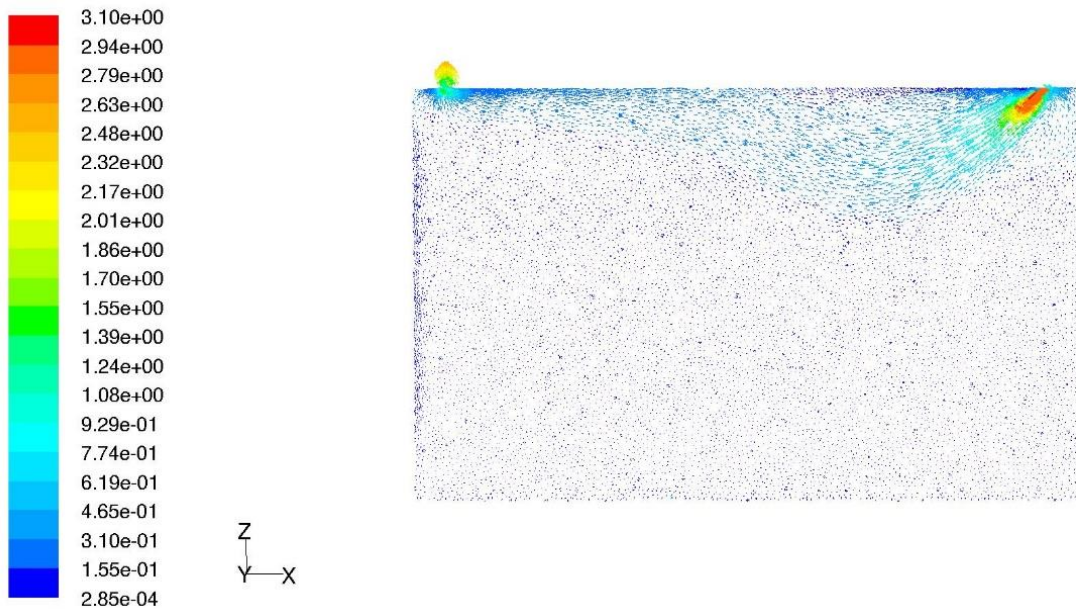


Figura 76: Campo de velocidades (m/s) para configuración I (45°) [Elaboración propia]

8.2.3 Configuración de rejillas II (0°)

En este caso el resultado cuando se alcanza la temperatura de confort es prácticamente el mismo a los dos casos anteriores. La gran estratificación de la temperatura a lo alto del recinto sigue presente.

La rejilla de retorno favorece la pronta eliminación del aire frío que está cercano al suelo, siendo este el motivo por el que para alcanzar el mismo estado que en la configuración de rejillas I se necesita solo una tercera parte del tiempo.

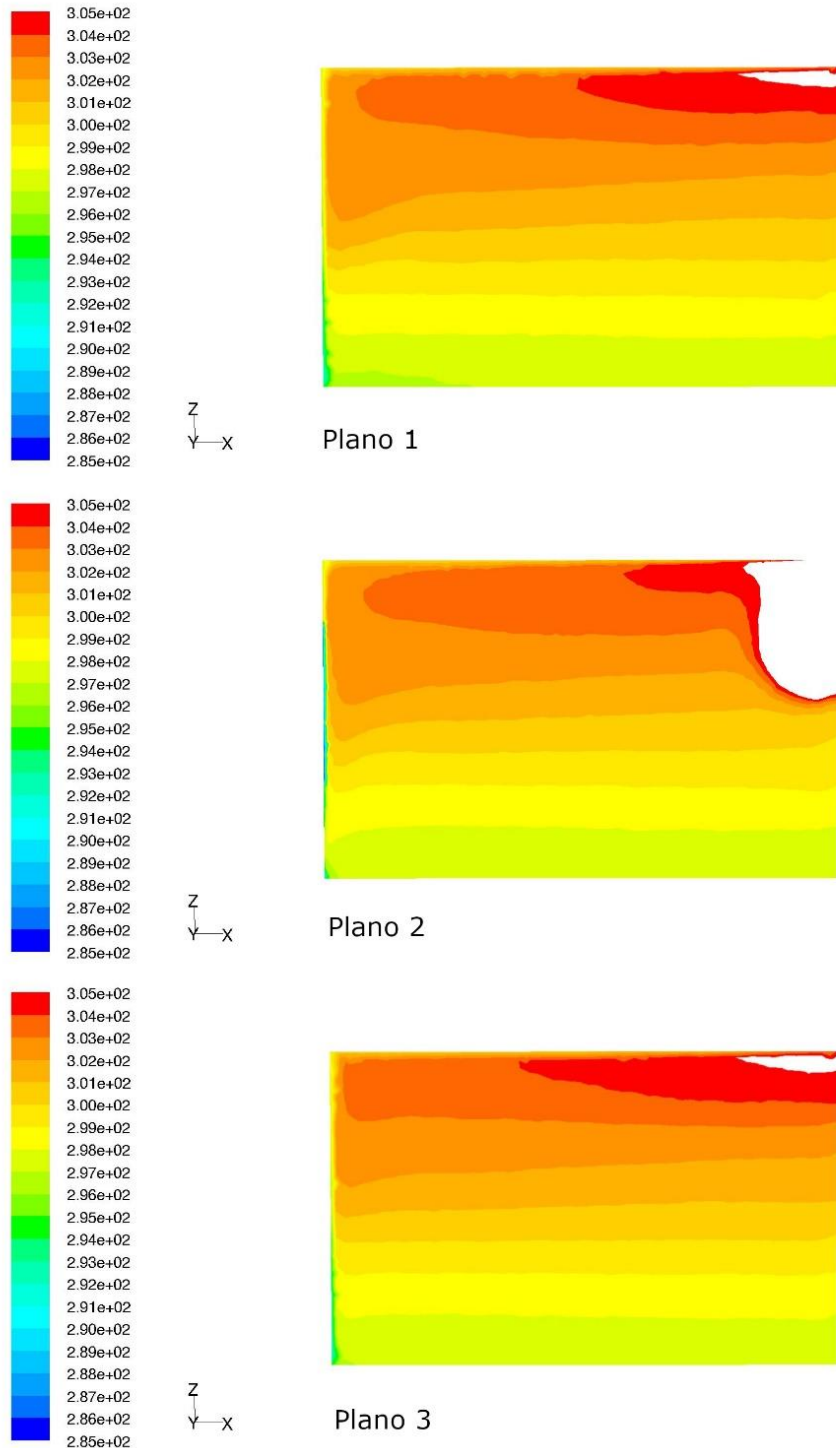


Figura 77: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración II (0°) [Elaboración propia]

En la Figura 78 se puede percibir que la ventana causa una pequeña corriente de aire descendente hacia la rejilla de retorno de algo menos de 1 m/s. El resto de la sala cuenta con velocidades de aire bajas.

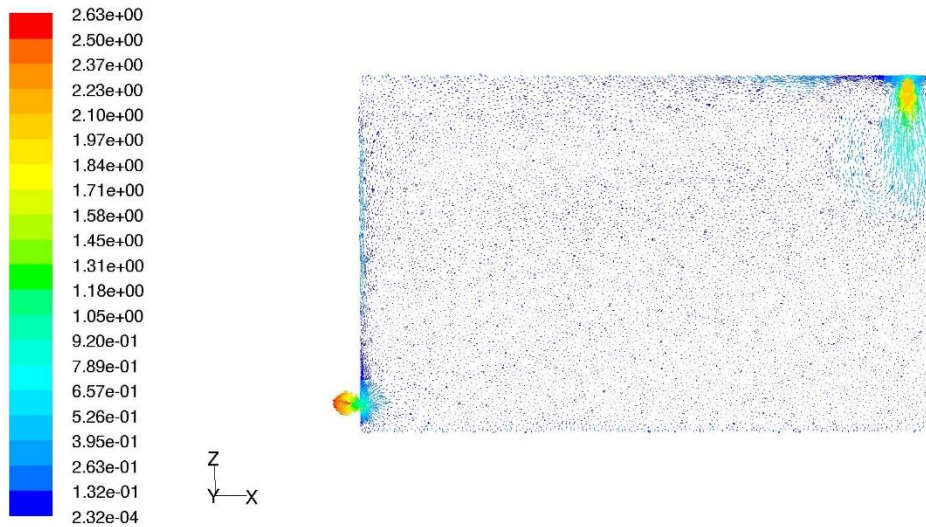
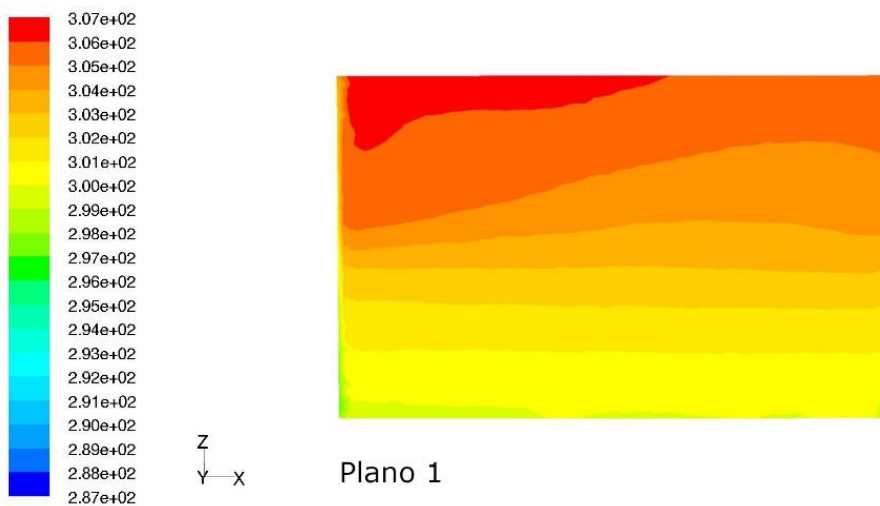


Figura 78: Campo de velocidades (m/s) para configuración II (0°) [Elaboración propia]

8.2.4 Configuración de rejillas II (45°)

Nos encontramos en una situación similar a la de la configuración de rejillas II con 45° de deflexión. El aire caliente se dirige en su totalidad hacia el techo, aunque esta vez, al llegar a la pared este, disminuye un poco al no estar el retorno en el techo.



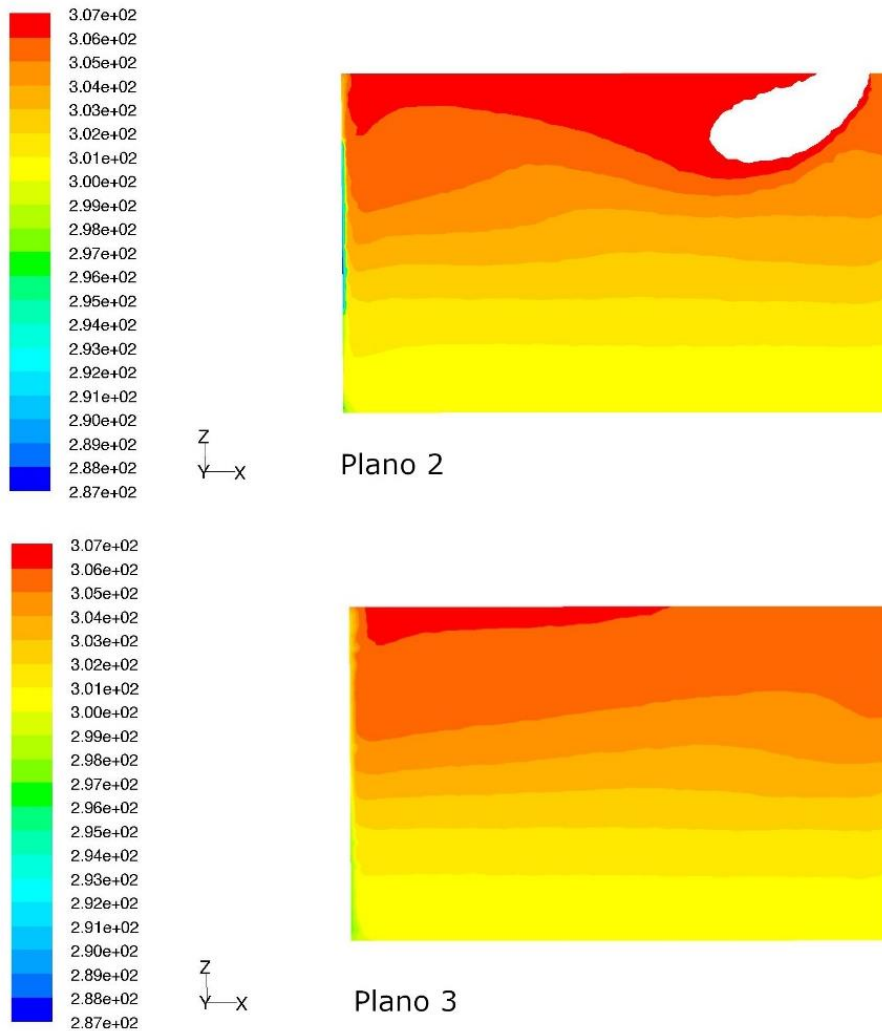


Figura 79: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración II (45°) [Elaboración propia]

El campo de velocidades también es similar. Al llegar el aire caliente a junto el frío se puede observar cómo los vectores de velocidad cambian su dirección hacia el techo.

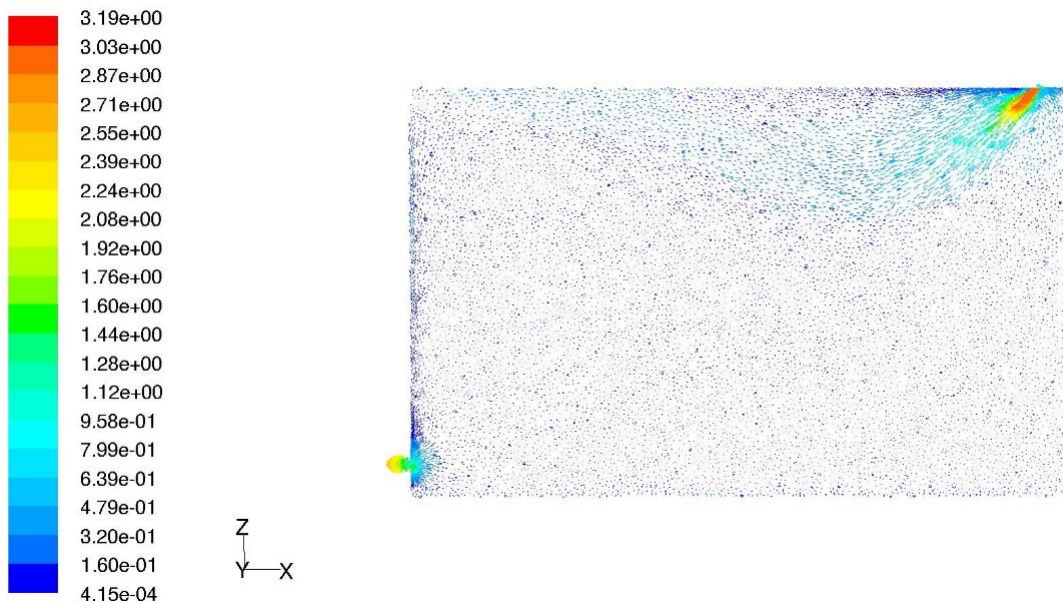


Figura 80: Campo de velocidades (m/s) para configuración II (45°) [Elaboración propia]

8.2.5 Configuración de rejillas III (0°)

La rejilla de retorno se mantiene en el mismo sitio mientras que la de impulsión se posiciona en la parte alta de la pared. El resultado, tanto del campo de temperaturas como del de velocidades es muy similar al caso anterior.

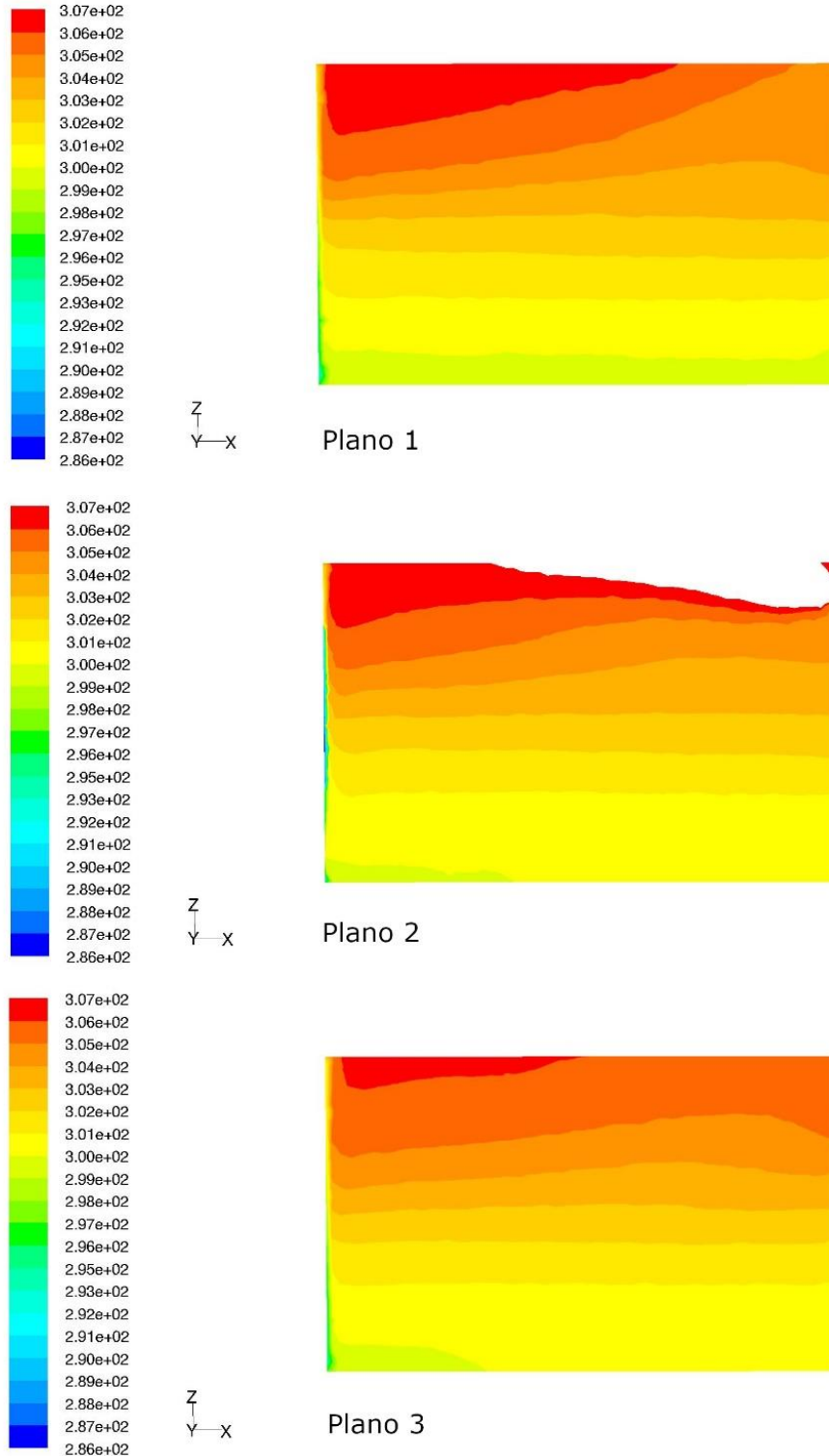


Figura 81: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración III (0°) [Elaboración propia]

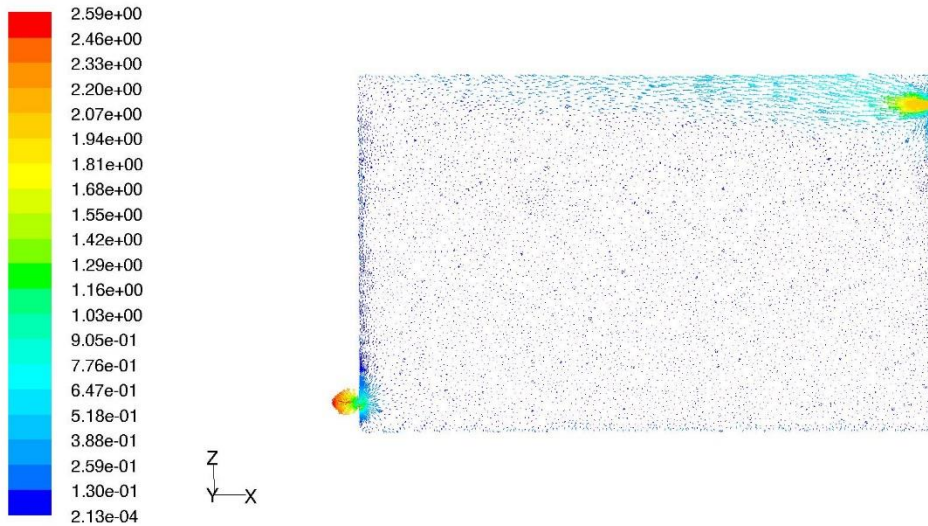
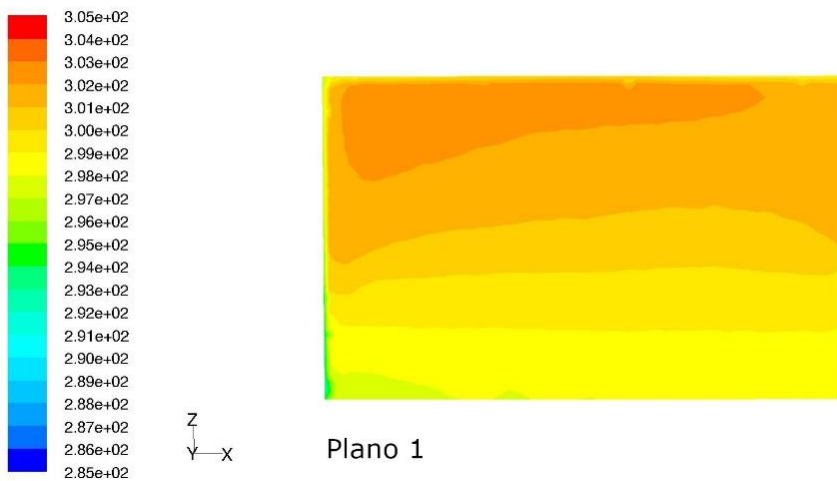


Figura 82: Campo de velocidades (m/s) para configuración III (0°) [Elaboración propia]

8.2.6 Configuración de rejillas III (45°)

La impulsión del aire primario hacia el suelo desde una altura menor a la del techo consigue reducir ligeramente la estratificación de la temperatura. Sin embargo, al llegar aproximadamente a mitad de la altura el aire sube rápidamente hacia el techo, hecho apreciable en el campo de velocidades de la Figura 84. Además, en este caso el chorro invade la zona de ocupación.



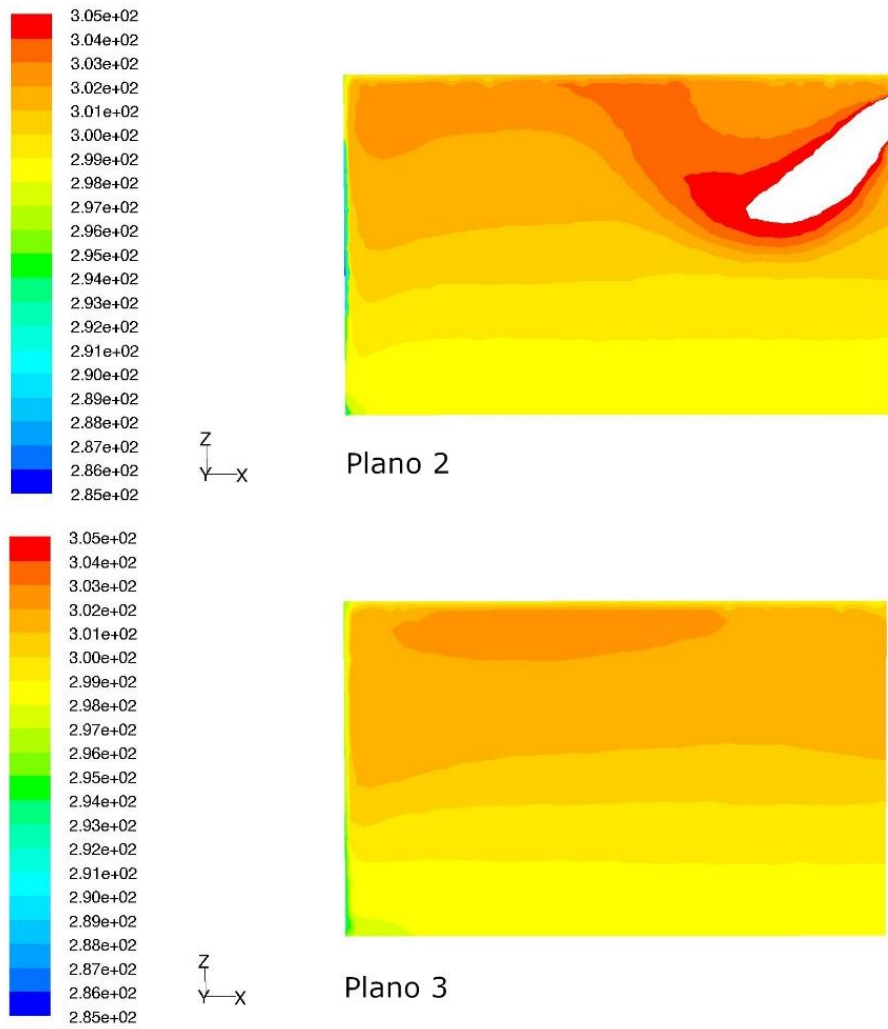


Figura 83: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración III (45°) [Elaboración propia]

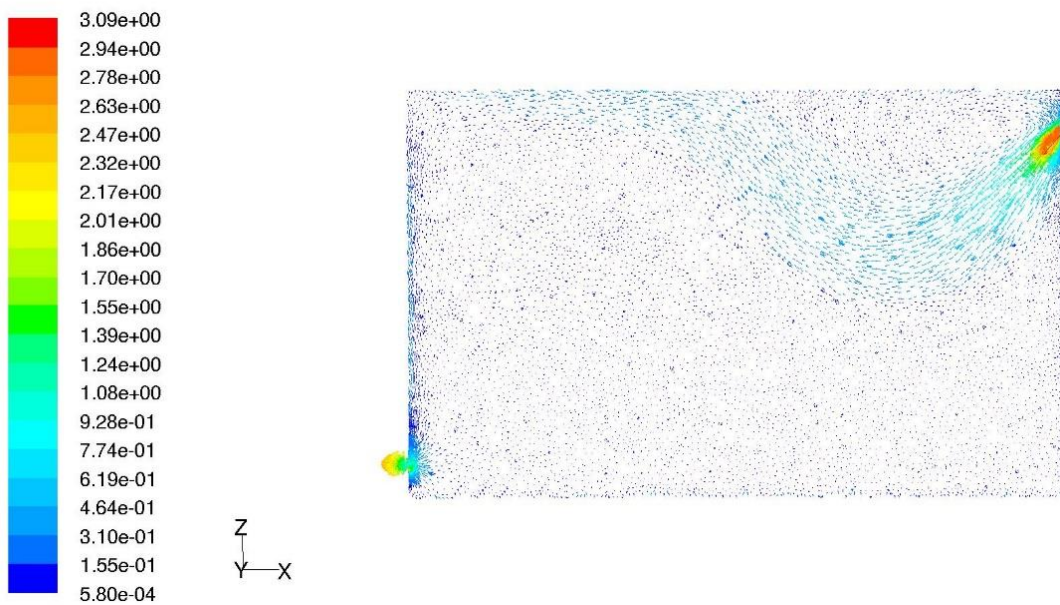


Figura 84: Campo de velocidades (m/s) para configuración III (45°) [Elaboración propia]

8.2.7 Configuración con estufa

La estufa consigue una buena distribución de temperaturas en 35 minutos. Pese a tardar más en alcanzar la temperatura de confort que las dos disposiciones con la rejilla de retorno inferior, en este caso el aire a baja altura se calienta a la vez que el resto del recinto, lo que conlleva un menor gradiente térmico vertical.

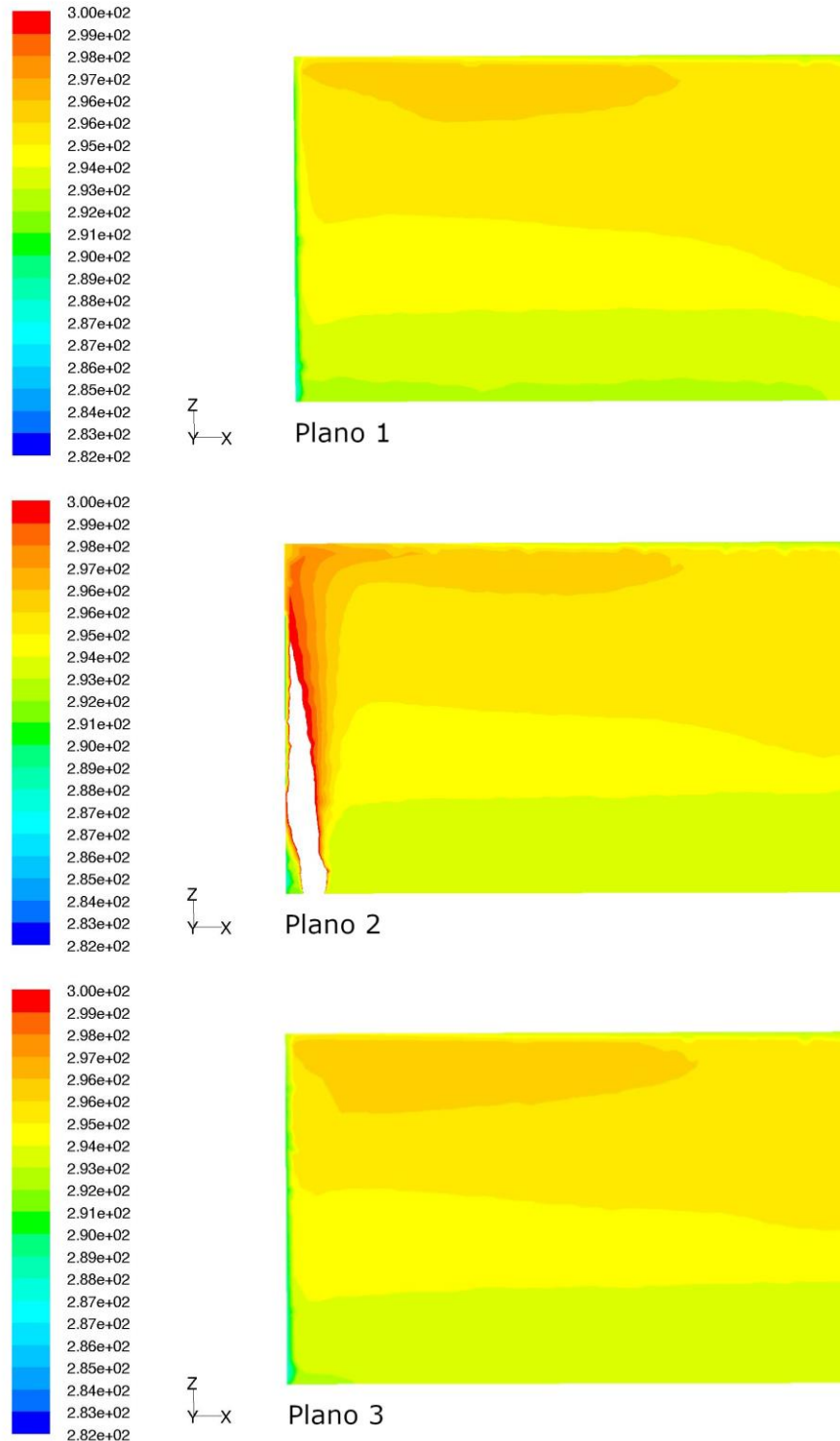


Figura 85: Campo de temperaturas (kelvin) para configuración de estufa [Elaboración propia]

En la Figura 86 se puede apreciar como aire colindante a la estufa se calienta y asciende rápidamente pegado a la pared sur hasta llegar al techo, donde circula hasta la pared opuesta y desciende para volver a la estufa. Una parte del aire vuelve a media altura de forma lineal, mientras que la otra parte lo hace de forma turbulenta. La velocidad del aire es, en general, inferior a la velocidad requerida para el confort.

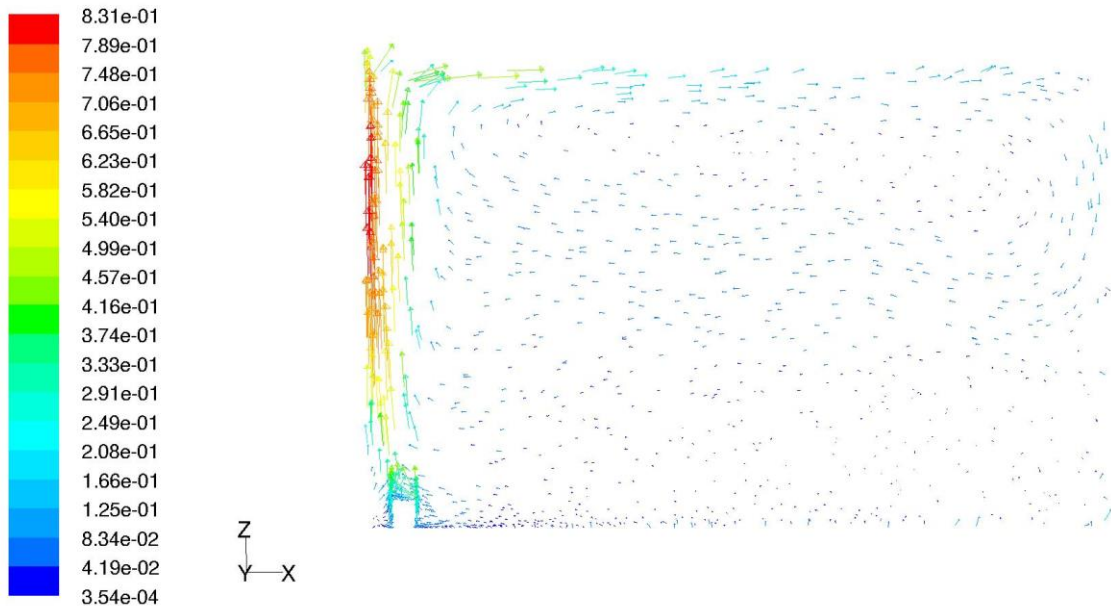


Figura 86: Campo de velocidades (m/s) para configuración de estufa [Elaboración propia]

El campo de presiones resulta similar al de cualquier configuración de rejillas, pero en este caso la variación de presión es aún menor, por lo que se puede tomar como presión atmosférica y no entorpece la sensación de confort.

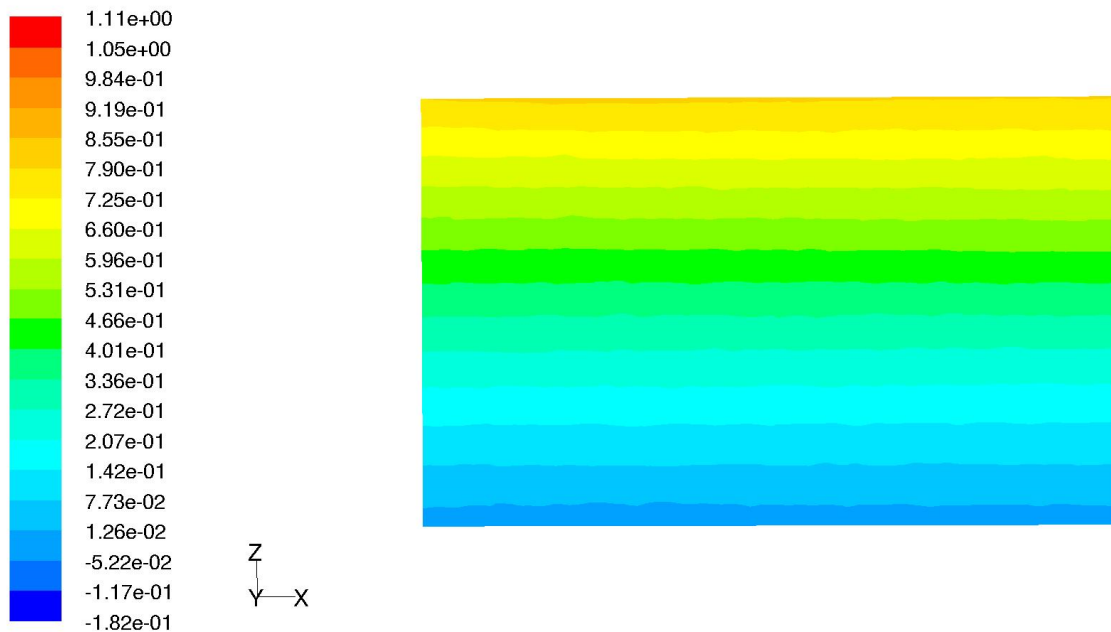


Figura 87: Campo de presiones manométricas (Pa) para configuración de estufa [Elaboración propia]

9 CONCLUSIONES

El objetivo de este trabajo es usar el análisis CFD como apoyo para la configuración de un sistema de climatización para un despacho. De los resultados expuestos se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- El sistema como refrigeración funciona de manera adecuada, excepto en los casos donde las aletas de la rejilla de impulsión tienen una deflexión de 45° . La presencia de este ángulo únicamente consigue que la vena se introduzca en la zona de ocupación pudiendo causar molestias. De todas las configuraciones la que mejor se adapta es la configuración de rejillas III sin ángulo de deflexión al conseguir el mayor alcance fuera de la zona de ocupación y una distribución del aire aceptable. Beneficiarse del efecto Coandă en el techo a fin de obtener mayor alcance no es posible debido a la presencia de los fluorescentes.
- La utilización de este sistema todo-aire como calefacción no es óptima. Dado que la rejilla de impulsión siempre se localiza en una zona alta el aire caliente tarda demasiado en llegar al suelo, causando molestias debido al gran gradiente de temperatura existente respecto a la altura. Cuando el aire alcanza la temperatura de confort a nivel del suelo el resto del despacho se encuentra ya a una temperatura superior.
- La configuración de calefacción con estufa consigue un buen resultado en cuanto a temperaturas, pero no tan bueno en cuanto a velocidad del aire. La convección natural no consigue mover el aire a la velocidad requerida en gran parte del recinto.
- Se pueden ver estancamientos de aire en la zona de ocupación en prácticamente todos los casos del sistema todo-aire, debido a la baja inducción y dispersión del aire primario.

En base a estas conclusiones se demuestra la complejidad de conseguir un sistema de climatización para un recinto que pueda actuar tanto como calefacción como refrigeración. Las configuraciones de rejillas que mejor funcionan en refrigeración consiguen malos resultados en calefacción. Es por ello por lo que quizá la mejor opción sería optar por el sistema de refrigeración todo-aire y calefacción con la estufa, haciendo las modificaciones pertinentes para conseguir aumentar la velocidad del aire en todo el recinto a niveles favorables.

Hay que tener en cuenta que para poder llevar a cabo estas simulaciones se han hecho ciertas simplificaciones. Aún con ello los resultados obtenidos son esclarecedores y de utilidad.

Áreas de interés en futuras simulaciones podrían ser modelar el posible mobiliario del despacho, así como a su ocupante y los equipos típicos de oficina o cambiar las configuraciones de las rejillas y su forma para obtener una mejor distribución del aire.

10 REFERENCIAS

- [1] Jiang, Y.; Chen, Q. (2003). "Buoyancy-driven single-sided natural ventilation in buildings with large openings". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 973-988.
- [2] Chen, Q.; Srebric, J. (2000). "Application of CFD tools for indoor and outdoor environment design". *International Journal on Architectural Science*, 1(1), 14-29.
- [3] Buratti, C.; Palladino, D.; Moretti, E. (2017). "Prediction Of Indoor Conditions And Thermal Comfort Using CFD Simulations: A Case Study Based On Experimental Data". *Energy Procedia*, 126, 115-122.
- [4] Stamou, A.; Katsiris, I. (2006). "Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer". *Building and Environment*, 41, 1171-1181.
- [5] Gilani, S.; Montazeri, H.; Blocken, B. (2016). "CFD simulation of stratified indoor environment in displacement ventilation: Validation and sensitivity analysis". *Building and Environment*, 95, 299-313.
- [6] Zhu, L.; Li, R.; Yuan, D. (2006). "Numerical Analysis of a Cold Air Distribution System". Energy Systems Laboratory; Texas A&M University.
- [7] Posner, J.D.; Buchanan, C.R.; Dunn-Rankin, D. (2003). "Measurement and prediction of indoor air flow in a model room". *Energy and Buildings*, 35, 515-526.
- [8] Pita, Edward G. (2002). *Air Conditioning Principles and Systems: An Energy Approach*. Ohio: Prentice Hall.
- [9] Versteeg, H. K.; Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method*. Glasgow: Pearson Education Limited.
- [10] Anderson Jr., John D. (1995). *Computational Fluid Dynamics. The Basics With Applications*. Singapore: McGraw-Hill, Inc.
- [11] Patankar, Suhas V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publishing Corporation.
- [12] Carrier (2017). *Manual de Aire Acondicionado*. Barcelona: Ed. Marcombo.
- [13] Salvador Escoda S.A. *Manual Práctico de Ventilación. Catálogo Técnico*.
- [14] Chung, T.J. (2002). *Computational Fluid Dynamics*. Cambridge: Cambridge University Press.
- [15] Lamas M.I., Rodríguez C.G. (2019). *CFD with OpenFOAM*.
- [16] Fluent Inc. (2003). *Fluent 6.1 User's Guide*.
- [17] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (2017). *ASHRAE Handbook – Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE.
- [18] Código Técnico de la Edificación (CTE). *DB – SI (Seguridad en caso de incendios* [En línea] Disponible en: <https://www.codigotecnico.org/index.php/menu-seguridad-caso-incendio.html>
- [19] Código Técnico de la Edificación (CTE). *DB – HE (Ahorro de energía)* [En línea] Disponible en: <https://www.codigotecnico.org/index.php/menu-ahorro-energia.html>
- [20] Grupo Disco. *Catálogo de rejillas y difusores* [En línea] Disponible en: <https://www.grupodisco.com/productos/catalogo-ac/>

- [21] España, Ministerio de la Presidencia (2007): *Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios*. Boletín Oficial del Estado, núm. 207, de 29/08/2007.
- [22] España, Ministerio de la Presidencia (2013): *Real Decreto 238/2013, de 5 de abril, por el que se modifican determinados artículos e instrucciones técnicas del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio*. Boletín Oficial del Estado, núm. 89, de 13 de abril de 2013, p. 27563 a 27593.
- [23] Norma UNE-EN 16798-3:2018. *Eficiencia energética de los edificios. Ventilación de los edificios. Parte 3: Para edificios no residenciales. Requisitos de eficiencia para los sistemas de ventilación y climatización (Módulos M5-1, M5-4)*.
- [24] Aspley, D. (2004). Colección de apuntes: *Computational Hydraulics*. The University of Manchester.
- [25] Rodríguez Vidal, C. (2015). *Sistemas de climatización en buques*.